



HAL
open science

Méthodologies de conception préliminaire de machines-outils : application à l'usinage des pièces aéronautiques en titane

Montassar Lajili

► **To cite this version:**

Montassar Lajili. Méthodologies de conception préliminaire de machines-outils : application à l'usinage des pièces aéronautiques en titane. Génie mécanique [physics.class-ph]. Université Clermont Auvergne [2017-2020], 2019. Français. NNT : 2019CLFAC001 . tel-02137440

HAL Id: tel-02137440

<https://theses.hal.science/tel-02137440>

Submitted on 23 May 2019

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.

Université Clermont Auvergne
École Doctorale
Sciences pour l'Ingénieur de Clermont-Ferrand

THÈSE

présentée par

Montassar LAJILI

en vue d'obtenir le grade de

Docteur d'Université

(Spécialité : Génie Mécanique)

Méthodologies de conception préliminaire de machines-outils : application à l'usinage des pièces aéronautiques en titane

Soutenue publiquement le 11 Janvier 2019 devant le jury :

M. Pascal RAY	Professeur des universités, MINES Saint-Étienne	Président
M. Christophe TOURNIER	Professeur des universités, ENS Paris-Saclay	Rapporteur
M. Eric COURTEILLE	Maître de conférences HDR, INSA Rennes	Rapporteur
M. Emmanuel DUC	Professeur des universités, Sigma-Clermont	Examineur
Mme. Hélène CHANAL	Maître de conférences HDR, Sigma-Clermont	Directrice de thèse
M. B. Chedli BOUZGARROU	Maître de conférences HDR, Sigma-Clermont	Co-encadrant

Axe Mécanique Matériaux et Structures
Sigma-Clermont, Institut Pascal - UMR 6602 CNRS/UCA/SIGMA



INSTITUT
PASCAL
sciences de l'ingénierie et des systèmes



L'EUROPE S'ENGAGE
en région
Auvergne-Rhône-Alpes
avec le FEDER

Université Clermont Auvergne
École Doctorale
Sciences pour l'Ingénieur de Clermont-Ferrand

THÈSE

présentée par

Montassar LAJILI

en vue d'obtenir le grade de

Docteur d'Université

(Spécialité : Génie Mécanique)

Méthodologies de conception préliminaire de machines-outils : application à l'usinage des pièces aéronautiques en titane

Soutenue publiquement le 11 Janvier 2019 devant le jury :

M. Pascal RAY	Professeur des universités, MINES Saint-Étienne	Président
M. Christophe TOURNIER	Professeur des universités, ENS Paris-Saclay	Rapporteur
M. Eric COURTEILLE	Maître de conférences HDR, INSA Rennes	Rapporteur
M. Emmanuel DUC	Professeur des universités, Sigma-Clermont	Examineur
Mme. Hélène CHANAL	Maître de conférences HDR, Sigma-Clermont	Directrice de thèse
M. B. Chedli BOUZGARROU	Maître de conférences HDR, Sigma-Clermont	Co-encadrant

Axe Mécanique Matériaux et Structures
Sigma-Clermont, Institut Pascal - UMR 6602 CNRS/UCA/SIGMA

Remerciements

La réalisation de ce modeste travail est le fruit d'un certain nombre d'événements, de rencontres, de discussions et de relations très fructueuses qui m'ont permis de m'entourer de ressources humaines ainsi que d'acquérir les outils scientifiques nécessaires pour la concrétisation de cette thèse de doctorat. De ce fait, il est très compliqué de recenser le nombre de personnes à qui je dois des remerciements ! Néanmoins, je voudrais exprimer ma gratitude envers un certain nombre de personnes et/ou institutions qui ont contribué directement à l'aboutissement de ce travail.

*Ces travaux s'inscrivent dans le cadre du projet CPER 2015-2020 intitulé Défi « **MMaSyF** » : Mobilités – Matériaux et Systèmes du Futur, financé par la **Région Auvergne-Rhône-Alpes** et co-financé par l'**Union Européenne** « L'Europe s'engage en région Auvergne Rhône-Alpes avec le **FEDER** ». Tout d'abord, je remercie ces institutions pour leur soutien*



*Je tiens aussi à présenter mes sincères remerciements aux membres du jury d'avoir accepté d'évaluer ce travail, et tout particulièrement Monsieur le professeur **Pascal RAY** de m'avoir fait l'honneur de présider mon jury, et Messieurs **Christophe TOURNIER** et **Éric COURTEILLE** d'avoir accepté de rapporter mon mémoire. Merci d'avoir pris de votre précieux temps pour lire, juger, et critiquer ce travail.*

*Mes plus profondes gratitude vont à mes superviseurs, Madame **Hélène CHANAL** et Messieurs **Belhassen Chedli BOUZGARROU** et **Emmanuel DUC** pour leur suivi scientifique, leurs disponibilités, leur soutien, leur encadrement régulier, leurs précieux conseils ainsi que leur patience. Je suis particulièrement reconnaissant envers vous pour avoir sélectionné ma candidature pour cette belle aventure et pour avoir partagé avec moi vos expériences de recherche. Ces remerciements ne concernent pas uniquement vos compétences scientifiques, car le talent n'est rien sans vision et bonne gestion.*

*J'adresse mes remerciements à Madame la Professeure **Sophie COMMEREUC**, la directrice de **Sigma-Clermont** et Madame la Professeure **Évelyne GIL** la directrice de **l'institut Pascal** pour m'avoir accueilli pendant ces années de thèse. Je tiens à remercier tous les membres de **Sigma-Clermont** et de **l'institut Pascal** avec qui j'ai partagé des moments très agréables.*

*Un grand merci aux personnels administratifs toujours serviables, aimables, souriants et surtout professionnels pour leur rôle et leur implication dans la bonne gestion de ce travail. Je pense particulièrement à Madame **Jacqueline MADEBENE**, Madame **Malika FETU**, Madame **Christelle BRANCHE**, Monsieur **Julien BERRUX** et Monsieur **Roumar ALLAMI**. Je remercie aussi l'ensemble des membres de **l'Institut Pascal** et de **Sigma-Clermont** que j'ai eu le bonheur de rencontrer pendant ces trois années de thèse.*

*J'adresse un grand merci très spécial à tous mes amis « thésards » avec qui j'ai partagé des moments très agréables, systématiques et parfois même difficiles. Pour moi ce chapitre de thèse gravé à jamais dans mes pensées est le plus intéressant, car en dépit de nos différences ethniques, culturelles et d'autres ..., la science nous a permis d'enrichir nos vies à travers le partage de cet héritage universel. Mes sincères remerciements vont à **Jacques, Essia, Benyamine, Bassem, Zine, Dany, Antoine, Van Dong, Kamal, Mathieu, Nicolas, Laurent, Charles, Guillaume, Dana, Chahrazed, Rym, Adrien, Siddharth, Quentin, Corentin...etc.** Pour ce qui n'ont pas encore soutenu je leur dirais : « accrochez-vous les gars ! La thèse est avant tout un exercice d'endurance ». Je remercie spécialement mes chers amis **Benyamines ALLOUCHE** pour sa générosité et ses conseils précieux et **Jacques FARAH** pour les moments partagés ensemble.*

*Je remercie ma chère épouse **Khaoula MAHJOUR** pour son soutien quotidien indéfectible et son enthousiasme contagieux à l'égard de mes travaux comme de la vie en général. Notre couple a grandi en même temps que mon projet scientifique, le premier servant de socle solide à l'épanouissement du second.*

*Je tiens à exprimer mes profondes gratitude envers Monsieur le Magistrat **Habib LAJILI** et Madame **Afifa GUEZGUEZ**, mes chers parents. C'est très difficile de vous remercier, car ceci dépasse le cadre de cette thèse, je me contente tout simplement de vous dire : merci pour tout ce que vous avez fait pour moi au cours de ma vie. Merci d'avoir fait de moi ce que je suis aujourd'hui et j'espère que vous aurez une longue vie afin que l'on puisse partager ensemble d'autres réussites. J'ai évidemment une pensée très particulière pour mon frère **Houssem LAJILI** et ma sœur **Rahma LAJILI**, simplement : merci d'exister dans le jardin de ma vie.*

Enfin, je remercie toute personne ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.



Je dédis cette Thèse

À mes très chers parents Habib et Afifa

Pour m'avoir donné la vie et la joie de vivre. Votre bonne éducation, vos conseils et vos bénédictions n'ont jamais fait défaut. Aucune dédicace ne pourrait exprimer mon respect, ma considération et mes profonds sentiments envers vous. Je prie le Bon Dieu de vous bénir, de veiller sur vous, en espérant que vous serez toujours fiers de moi.

À ma chérie Khaoula

Aucun mot ne saurait t'exprimer mon profond attachement et ma reconnaissance pour l'amour, la tendresse et la gentillesse dont tu m'as toujours entouré. Que ce travail soit le témoignage de mon profond attachement et ma reconnaissance pour tes encouragements. Que Dieu ne nous sépare jamais.

À ma petite Léna

C'est à toi mon adorable ange, ma joie, mon petit trésor que papa dédie ce travail pour te dire que tu resteras pour toujours le rayon du soleil qui égaye ma vie. Je t'aime mon coeur et je te souhaite tout le bonheur du monde.

À mon cher frère Housseem

Tu m'as soutenu et encouragé durant toutes ces années, tu été toujours présent quand j'avais besoin de toi.

À ma grand-mère

À mes chers cousins

À mon cher oncle et mes chères tantes

À la mémoire de mon grand-père et de mon oncle

À mes chers amis(e)s : Jacques, Benyamine, Essia

À.....



Table des matières

Table des figures	III
Liste des tableaux	V
Introduction générale	1
I Contexte : Usinage des pièces aéronautiques en titane	5
I.1 Introduction	6
I.2 Utilisation du titane dans l'industrie aéronautique	6
I.2.1 Propriétés avantageuses du titane	6
I.2.2 Analyse des pièces aéronautiques en titane	8
I.3 Problématique de l'usinage du titane	9
I.3.1 Problématique liée au matériau	9
I.3.2 Problématique liée au moyen d'usinage	10
I.4 Conclusion	16
II État de l'art : Méthodes de conception des machines-outils	19
II.1 Introduction	21
II.2 Caractéristiques des machines-outils	21
II.2.1 Terminologie	21
II.2.2 Conventions de paramétrage des machines-outils	22
II.2.3 Architectures des machines-outils	24
II.2.4 Boucle structurale d'une machine-outil	27
II.2.5 Éléments structuraux d'une machine-outil	29
II.3 Cadre de l'étude	32
II.3.1 Le processus de conception	32
II.3.2 Méthodes de conception	33
II.3.3 Conclusion	38
II.4 Évaluation et validation d'une conception de M.O	39
II.4.1 Critères de performances	39
II.4.2 Stratégies de conception de M.O	42
II.5 Synthèse des configurations structurales	44
II.5.1 Formalisme	44
II.5.2 critères de sélection	45
II.5.3 Conclusion	46
II.6 Modélisation du comportement mécanique des machines-outils	47
II.6.1 Modélisation de systèmes multi-corps (MBS)	47
II.6.2 Modélisation par éléments finis (MEF)	48
II.6.3 Conclusion	49

II.7	Conclusion	49
II.7.1	Positionnement	49
II.7.2	Verrous scientifiques	51
III	Synthèse des configurations structurales de machines-outils multi axes	53
III.1	Introduction	54
III.2	Méthodologie de sélection de configurations structurales des machines-outils multi axes	56
III.2.1	Principe	56
III.2.2	Méthode de sélection des configurations structurales	59
III.2.3	Conclusion	60
III.3	Conception de machine-outil à 5 axes	61
III.3.1	Configurations structurales des machines-outils à 5 axes	61
III.3.2	Définition des critères de performance pour une machine-outil à 5 axes dédiée à l'usinage aéronautique du titane	63
III.3.3	Application des critères de sélection	69
III.3.4	Critères discriminants ou non ?	70
III.4	Sélection d'une configuration structurale de machine-outil à 5 axes pour l'usinage du titane	71
III.5	Conclusion	75
IV	Méthodologie de sélection d'architecture de machine-outil en fonction d'une rigidité cible	77
IV.1	Introduction	79
IV.2	Processus et critères de sélection quantitatifs	80
IV.2.1	Processus de sélection	80
IV.2.2	Critères de performances	80
IV.2.3	Conclusion	81
IV.3	Paramétrage de la conception préliminaire	82
IV.3.1	Principe	82
IV.3.2	Réduction de modèle de machine-outil	83
IV.3.3	Modélisation par éléments finis	84
IV.3.4	Conclusion	87
IV.4	Choix et définition de la méthode d'optimisation	87
IV.4.1	Principe de l'optimisation paramétrique	88
IV.4.2	Processus d'optimisation	88
IV.4.3	Calcul de la rigidité de machine-outil	90
IV.4.4	Conclusion	94
IV.5	Application	96
IV.5.1	Analyse des structures optimisées	96
IV.5.2	Analyse des résultats de la structure ouverte	99
IV.5.3	Analyse des résultats de la structure portique	102
IV.5.4	Comparaison et sélection de l'arrangement structural approprié	106
IV.5.5	Conclusion	108
IV.6	conclusion	109

V	Analyse comparative d'architectures de machine-outil pour l'usinage du titane	111
V.1	Introduction	112
V.2	Modélisation des glissières des machines-outils	113
V.2.1	Méthode de modélisation de l'interface rail / patin	113
V.2.2	Comparaison du comportement avec et sans la prise en compte de la flexibilité des patins	116
V.2.3	conclusion	117
V.3	Paramétrage et optimisation des modèles de machines-outils	118
V.3.1	Paramétrage	118
V.3.2	Processus d'optimisation	122
V.3.3	conclusion	125
V.4	Application	125
V.4.1	Architectures considérées	126
V.4.2	Analyse des résultats des structures optimisées	130
V.4.3	conclusion	136
V.5	Comparaison des structures étudiées	137
V.5.1	Masse totale des structures	138
V.5.2	Masses mobiles des structures	139
V.5.3	Premières fréquences propres des structures	142
V.5.4	Sélection d'une structure adéquate	143
V.5.5	Conclusion	145
V.6	Conclusion	146
	Conclusion	147
	Bibliographie	151

Table des figures

I.1	Évolution du % de la masse du titane embarqué dans les avions commerciaux	6
I.2	Exemple de difficulté (profilage 2D avec grand porte-à-faux) rencontrée [Sandvik, 2018b]	8
I.3	Exemples de pièces aéronautiques en titane [Sandvik, 2018b]	8
I.4	Évolution des efforts de coupe du TiAl6V4 en fonction de la vitesse de coupe [Abele and Fröhlich, 2008]	9
I.5	Températures de coupe mesurées en fonction de la distance du bout de l'outil [Abdel-Aal et al., 2009]	10
I.6	De l'exigence de la pièce à la machine [Altintas et al., 2005]	11
I.7	Triplet machine / pièce / stratégie	11
I.8	Coefficient spécifique de coupe K_{c1} de certains matériaux [Sandvik, 2018a]	13
I.9	Modélisation précise d'épaisseur de copeaux non déformée	14
I.10	Prédiction de la résultante des forces de coupe lors de l'usinage exigeant du titane	15
I.11	Chaîne structurale machine - outil - pièce [Cheng and Huo, 2009]	15
I.12	Couple de coupe instantanée	16
I.13	Broche à fort couple de la machine Forest-Liné Flexiax V [Fives, 2018]	16
II.1	MOCN pour des opérations de tournage [Knuth, 2018]	22
II.2	Centre d'usinage par fraisage tournage rectification 6 axes EDEL ROTAMILL [EMC-FRANCE, 2018]	23
II.3	Repère conventionnel de machine-outil	23
II.4	Architectures possibles pour la conception de machine-outil	24
II.5	Machine-outil cartésienne GAIN GS M30R [GSM, 2018]	25
II.6	Exemple de structure portique d'une machine-outil sérielle [de Lacalle and Lamikiz, 2009]	26
II.7	Mécanisme pleinement parallèle : plate-forme de Stewart [CMW, 2005]	26
II.8	Mécanisme hybride le tricept [TRICEPT, 2003]	27
II.9	Structure de machine-outil à boucle ouverte "C" [de Lacalle and Lamikiz, 2009]	28
II.10	Structure de machine-outil à boucle fermée "O." [de Lacalle and Lamikiz, 2009]	28
II.11	Modèle de la structure d'une machine-outil [Duc and Lefur, 1997]	29
II.12	Axe de translation d'une machine-outil [de Lacalle and Lamikiz, 2009]	30
II.13	Vue en coupe d'une broche [Cao and Altintas, 2007]	30
II.14	Bâti en acier fabriqué par Alzmetal [de Lacalle and Lamikiz, 2009]	31
II.15	Système de guidage linéaire par éléments roulants [Schneeberger, 2018]	32
II.16	Processus de conception d'un produit [French et al., 1985]	33

II.17 Diagramme des phases de la conception déterministe [Graham and Slocum, 2005]	34
II.18 Diagramme du processus de conception axiomatique [Suh, 1998]	35
II.19 Objectif de la conception robuste de Taguchi [Taylor, 1998]	36
II.20 Stratégie de conception virtuelle	37
II.21 Avantage de la conception virtuelle [Altintas et al., 2005]	38
II.22 Définition de l'espace de travail optimal [Chanal, 2006]	41
II.23 Exemple de maison de qualité [Mekid, 2008]	42
II.24 Exemples types de source d'erreurs de machines-outils [Mekid, 2008]	43
II.25 Décomposition en éléments structuraux d'une machine-outil sérielle [Chen, 2001]	45
II.26 Sélection des configurations structurales d'une machine à 3 axes [Szwengier et al., 2012]	46
II.27 Modèle MBS d'une machine-outil [Maglie, 2012]	47
II.28 Exemples d'analyse par la MEF [Maglie, 2012]	49
III.1 24 configurations structurales possibles pour une machine-outil à 3 axes [Chen, 2001]	55
III.2 Quelques configurations structurales de machine-outil à 5 axes [Xie et al., 2009]	56
III.3 Deux configurations structurales de machine-outil à 4 axes [Chen, 2001]	57
III.4 Exemple type d'une machine-outil [Chen, 2001]	58
III.5 Exemple type d'une machine-outil à 5 axes, son graphe de liaison et son code de configuration correspondant [Lajili et al., 2017]	61
III.6 Exemple de configurations structurales de machine-outil à 5 axes [Lajili et al., 2017]	62
III.7 Configuration structurale à abandonner : tête de machine-outil à 5 axes	64
III.8 Configuration structurale à abandonner : table bi rotative de machine-outil à 5 axes	65
III.9 Machine-outil 5 axes de configuration $()C, Y, O, X, Z, B$ [Maglie, 2012]	70
III.10 Représentation des résultats de l'étude statistique	72
III.11 Comparaison entre la conception conventionnelle, la conception virtuelle [Altintas et al., 2005] et la conception virtuelle utilisant notre méthodologie [Lajili et al., 2017]	76
IV.1 Différentes possibilités d'architectures associées à la classe d'équivalence $RRYOXZ$	79
IV.2 Processus de sélection d'architecture de machine-outil	81
IV.3 Paramétrage et optimisation d'un modèle de structure mécanique [Danhaive and Mueller, 2015]	82
IV.4 Modèle réduit de type poutre d'une machine-outil (fraiseuse) [Koenigsberger and Tlustý, 2016]	83
IV.5 Exemple de parallélépipède creux paramétré [Lajili et al., 2018]	84
IV.6 Modèle réduit et paramétré d'une structure ouverte (a) et d'une structure fermée (b) [Lajili et al., 2018]	85
IV.7 Modèle APDL de la structure ouverte (a) et son maillage (b)	86
IV.8 Déformation type de structure de machine-outil sous l'effet des forces de coupes	87
IV.9 Types d'optimisation de formes [Halila et al., 2017]	88

IV.10	Processus d'optimisation adopté	89
IV.11	Trois cas d'analyse statique réalisée	91
IV.12	Exemple de représentation d'ellipsoïde de rigidité de machine-outil	92
IV.13	Exemple de discrétisation d'espace de travail de structure de machine	92
IV.14	Rigidités évaluées durant une itération d'optimisation	93
IV.15	Processus adopté pour le calcul de la masse totale et de la rigidité minimale de la machine	95
IV.16	Mesures de rigidité pour l'architecture fermée et optimisée pour une rigidité cible de $400 N/\mu m$	96
IV.17	Mesures de la 1 ^{ère} fréquence propre de structure ouverte optimisée pour une rigidité de $400N/\mu m$	97
IV.18	Processus adopté pour l'évaluation des performances des structures optimisées	98
IV.19	Structure ouverte considérée	99
IV.20	L'évolution de la masse totale et des masses des sous-structures en fonction de la rigidité cible	100
IV.21	Carte de rigidité K mesurée	101
IV.22	Carte de rigidité K interpolée	101
IV.23	Évolution de la 1 ^{ère} fréquence propre	101
IV.24	Évolution de la 2 ^{ème} fréquence propre	101
IV.25	Structure ouverte considérée	103
IV.26	Évolution de la masse totale et des masses des sous-structures en fonction de la rigidité cible	104
IV.27	Mesures de la rigidité K	104
IV.28	Carte de rigidité K interpolée	104
IV.29	Évolution de la 1 ^{ère} fréquence propre de la structure portique	105
IV.30	Évolution de la 2 ^{ème} fréquence propre de la structure portique	105
IV.31	Évolution de la masse totale des structures en fonction de la rigidité cible	107
IV.32	Masse totale des structures étudiées	107
IV.33	Évolution de la masse mobile suivant Y	107
IV.34	Évolution de la masse mobile suivant Z	107
IV.35	Évolution de la 1 ^{ère} fréquence propre des deux structures étudiées	108
IV.36	Évolution de la deuxième fréquence propre des deux structures étudiées	108
V.1	Méthodes de modélisation d'architecture de machine-outil	112
V.2	Système de guidage linéaire à rouleaux [Shneeberger, 2018]	113
V.3	Chargement (a) en compression (b) en traction (c) latérale du patin [Shneeberger, 2018]	113
V.4	Évolution de la déformation du patin en compression [Shneeberger, 2018]	114
V.5	Évolution de la déformation du patin en traction [Shneeberger, 2018]	114
V.6	Évolution de la déformation du patin sollicité latéralement [Shneeberger, 2018]	114
V.7	Modélisation d'une liaison glissière avec 4 patins	116
V.8	Modèle de structure portique	116
V.9	Évolution de la rigidité des structures optimisées	117
V.10	Évolution de la rigidité des structures optimisées sans la contribution des patins	117
V.11	Modèle d'une structure ouverte de machine-outil	118

V.12	Modèle modifié de la structure ouverte	118
V.13	Paramétrage de la sous-structure a	119
V.14	Modèle de structure portique à 3 sous-structures	120
V.15	Analyse de la sensibilité de la rigidité par rapport aux épaisseurs de la sous-structure 3	120
V.16	Analyse de la sensibilité de la masse par rapport aux épaisseurs de la sous-structure 3	120
V.17	Modèle EF de structure portique	121
V.18	Suivi du processus d'optimisation de la masse de la structure (épaisseurs constantes)	121
V.19	Suivi du processus d'optimisation de la masse de la structure (épaisseurs variables)	121
V.20	Évaluation de la masse totale et de la rigidité de la structure étudiée	124
V.21	Processus d'optimisation en 2 étapes	126
V.22	Processus d'évaluation de la masse totale et de la rigidité de la structure étudiée pour l'étape 2 de l'optimisation	127
V.23	Structure $N^{\circ} 1$	128
V.24	Structure $N^{\circ} 2$	128
V.25	Structure $N^{\circ} 3$	128
V.26	Structure $N^{\circ} 4$	128
V.27	Structure $N^{\circ} 5$	128
V.28	Structure $N^{\circ} 6$	128
V.29	Structure $N^{\circ} 7$	129
V.30	Structure $N^{\circ} 8$	129
V.31	Centre d'usinage Flexiax V (Fives) [Fives, 2018]	129
V.32	Centre de fraisage Gicamill (Fives) [Fives, 2018]	129
V.33	Machine V-Star (Fives) [Fives, 2018]	130
V.34	Centre d'usinage DMC 210 U (DMG Mori) [DMG-Mori, 2018]	130
V.35	Carte de mesures de rigidité de la structure $N^{\circ} 4$ optimisée pour $400N/\mu m$	131
V.36	Carte de mesures de la 1 ^{ère} fréquence propre de la structure $N^{\circ} 4$ optimisée pour $400N/\mu m$	131
V.37	Carte interpolée de mesures de rigidité de la structure $N^{\circ} 4$ optimisée pour $400N/\mu m$	131
V.38	Carte interpolée de mesures de la 1 ^{ère} fréquence propre de la structure $N^{\circ} 4$ optimisée pour $400N/\mu m$	131
V.39	Processus d'évaluation des performances des structures optimisées	132
V.40	Modèle de structure portique	133
V.41	Évolution de la masse totale	135
V.42	Évolution des masses mobiles M_y et M_z respectivement suivant Y et Z	135
V.43	Carte de rigidité interpolée pour une rigidité cible de $200N/\mu m$	135
V.44	Carte de rigidité interpolée pour une rigidité cible de $500N/\mu m$	135
V.45	Carte interpolée de la 1 ^{ère} fréquence propre pour une rigidité cible de $500N/\mu m$	136
V.46	Carte interpolée de la 2 ^{ème} fréquence propre pour une rigidité cible de $500N/\mu m$	136
V.47	Carte interpolée de la 3 ^{ème} fréquence propre pour une rigidité cible de $500N/\mu m$	136
V.48	Évolution des rigidités minimales mesurées en fonction de la rigidité cible	137

V.49	Évolution de la masse totale des structures étudiées en fonction de la rigidité cible	138
V.50	Évolution de la masse mobile suivant X des structures étudiées en fonction de la rigidité cible	140
V.51	Évolution de la masse mobile suivant Y des structures étudiées en fonction de la rigidité cible	141
V.52	Évolution de la masse mobile suivant X des structures étudiées en fonction de la rigidité cible	142
V.53	Évolution de la 1 ^{ère} fréquence propre des structures étudiées en fonction de la rigidité cible	143
V.54	Arrangements structuraux étudiés	144

Liste des tableaux

I.1	Propriétés physiques du titane, l'acier et l'aluminium [Moussaoui, 2013] . . .	7
I.2	Identification des défauts d'usinage et leurs origines [Pateloup, 2011]	12
II.1	Caractéristiques de base d'une machine-outil [de Lacalle and Lamikiz, 2009]	43
III.1	Codes de configurations structurales pour une machine cartésienne [Szwengier et al., 2012]	59
III.2	Ensemble des configurations structurales vérifiant le critère de performance [Szwengier et al., 2012]	60
III.3	Conformité des configurations structurales vis-a-vis des combinaisons de critères [Lajili et al., 2017]	71
III.4	Statistiques de validation des critères par les configurations possibles de machine-outil à 5 axes [Lajili et al., 2017]	72
III.5	Étude statistique détaillée de la vérification des contraintes par les configurations structurales [Lajili et al., 2017]	73
III.6	Configurations structurales sélectionnées [Lajili et al., 2017]	74
III.7	Configurations structurales sélectionnées dans le cadre de la première hypothèse [Lajili et al., 2017]	75
III.8	Configurations structurales sélectionnées dans le cadre de la deuxième hypothèse [Lajili et al., 2017]	75
IV.1	Longueurs des parallélépipèdes [Lajili et al., 2018]	86
IV.2	Spécification du matériau utilisé [Lajili et al., 2018]	86
IV.3	Étapes de calcul de la rigidité minimale	93
IV.4	Tableau récapitulatif des dimensions optimales obtenues après l'optimisation de la structure ouverte	99
IV.5	Calcul de la masse totale et celles des différents parallélépipèdes constituant la structure ouverte.	100
IV.6	Masses mobiles et totales de la structure ouverte	100
IV.7	Tableau récapitulatif de l'évolution des indicateurs de performances de la structure ouverte	102
IV.8	Tableau récapitulatif des dimensions optimales obtenues après l'optimisation de la structure portique	102
IV.9	Calcul de la masse totale et celle des différents parallélépipèdes constituant la structure fermée.	103
IV.10	Masses mobiles et totales de la structure fermée	104
IV.11	Tableau récapitulatif de l'évolution des indicateurs de performances de la structure portique	105
IV.12	Indicateurs de performances des deux arrangements structuraux à comparer	106

V.1	Masses mobiles et totale de la structure $N^{\circ}3$	134
V.2	Classement des structures étudiées selon leurs masses totales pour une rigidité cible de $500N/\mu m$	139
V.3	Classement des structures étudiées selon leurs masses mobiles suivant X pour une rigidité cible de $500N \mu m$	140
V.4	Classement des structures étudiées selon leurs masses mobiles suivant Y pour une rigidité cible de $500N \mu m$	141
V.5	Classement des structures étudiées selon leurs masses mobiles suivant Y pour une rigidité cible de $500N/\mu m$	142
V.6	Classement des structures étudiées selon leurs premières fréquences propres pour une rigidité cible de $500N/\mu m$	143
V.7	Classement des structures étudiées pour une rigidité cible de $500N/\mu m$	144
V.8	Classement des structures étudiées pour une rigidité cible de $400N/\mu m$	145
V.9	Classement des structures étudiées pour une rigidité cible de $300N/\mu m$	145
V.10	Classement des structures étudiées pour une rigidité cible de $200N/\mu m$	145
V.11	Classement des structures étudiées pour une rigidité cible de $100N/\mu m$	145

Introduction générale

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire portent sur la proposition de méthodologies de conception préliminaire de machines-outils pour l'usinage 5 axes de pièces aéronautiques de moyennes dimensions. Ces travaux s'inscrivent dans le cadre du projet CPER 2015-2020 intitulé **Défi « MMaSyF »** : Mobilités – Matériaux et Systèmes du Futur, financé par la Région Auvergne-Rhône-Alpes et co-financé par l'Union Européenne (**FEDER**). Ce projet vise à développer des machines-outils à haute rigidité pour l'usinage des matériaux durs.

La machine-outil est un équipement essentiel pour le développement industriel, pour l'évolution des équipements et pour l'amélioration de la qualité de vie de l'Homme. Une machine-outil est un système mécatronique [Tournier et al., 2010], couplant une commande numérique pilotant des axes motorisés et une architecture mécanique permettant la transmission du mouvement à l'outil [Ye et al., 2017]. De nos jours, les exigences sur les machines-outils pour l'usinage de matériaux durs et ayant un espace de travail supérieur à $1m^3$ sont très hautes du fait de l'augmentation des demandes pour l'usinage des pièces aéronautiques de grandes dimensions.

L'industrie aéronautique est en évolution constante. Un des axes de développement de l'industrie aéronautique repose sur l'augmentation des performances mécaniques des éléments structuraux tout en réduisant les masses embarquées. Afin de répondre à cette problématique, les alliages du titane sont fortement employés pour la fabrication des pièces de structures aéronautiques. En effet, actuellement plus de 60% de l'utilisation mondiale du titane est destinée au marché aéronautique [titane.asso, 2018].

Les alliages de titane présentent un très bon rapport masse volumique / module d'élasticité ce qui permet de garantir une faible masse embarquée pour des tenues mécaniques identiques à l'acier [Wagner, 2011]. Cependant, une analyse de l'usinage de ce matériau révèle des faibles vitesses de coupe et des durées de vie d'outils très limitées [Moussaoui, 2013]. Ces propriétés engendrent des temps de cycles élevés et par conséquent une faible productivité. De plus, le procédé d'usinage des alliages de titanes est délicat du fait de sa dureté élevée nécessitant une intensité importante des forces de coupe.

L'amélioration de la productivité du procédé d'usinage des alliages de titane ne peut se faire qu'en augmentant les vitesses de coupe ou le débit d'enlèvement de la matière. L'augmentation de la vitesse de coupe est limitée par des problèmes thermiques. Dans le cadre de cette thèse, nous choisissons de travailler plutôt sur l'augmentation des engagements axiaux, radiaux et de l'avance. Dans ce contexte, nous nous focalisons sur la rigidité des machines-outils.

Traditionnellement, la conception des machines-outils dans l'industrie compte sur l'intuition et l'expérience des ingénieurs pour le choix de leurs configurations structurales ou de leurs arrangements structuraux. Cependant, l'intuition et l'expérience ne garantissent pas toujours un choix optimal. Vu l'absence de méthodologies et d'algorithmes de choix d'architectures de machines-outils, le développement de nouvelles machines repose généralement sur certaines solutions déjà commercialisées et exploitées dans l'industrie.

La sélection d'une configuration structurale appropriée au procédé d'usinage envisagé représente une phase importante de la conception. Un choix adéquat de la configuration structurale de la machine-outil dès la phase préliminaire de conception permet de garantir la précision requise, la rigidité, et les performances cinématiques et dynamiques souhaitées [Heisel et al., 2011].

La fonction d'une machine-outil est de produire un mouvement relatif entre l'outil et la matière à usiner pour obtenir une pièce finale avec la précision désirée. La trajectoire suivie par l'outil est fonction du comportement mécanique de la structure de la machine-outil utilisée. Ainsi, en fonction du procédé d'usinage envisagé et du matériau à usiner, une structure de machine-outil peut être plus appropriée qu'un autre [Pateloup, 2011].

L'objectif de ce mémoire est donc d'apporter une contribution pour la conception préliminaire des machines-outils. L'étude est restreinte à la sélection de la configuration structurale appropriée et de l'arrangement structural adéquat au procédé d'usinage des pièces aéronautiques de moyennes dimensions en titane. La configuration structurale d'une machine-outil caractérise l'agencement des axes de la machine-outil [Lajili et al., 2017]. Un arrangement structural désigne la solution mécanique adoptée pour la mise en œuvre d'une configuration structurale [Lajili et al., 2018].

Ces travaux définissent, dans un premier temps, les configurations structurales de machines-outils à 5 axes, ainsi que les critères de performances qualitatifs afin d'aboutir à la sélection des configurations les mieux appropriées. Dans un second temps, ils définissent une nouvelle approche de modélisation, d'analyse et de sélection des arrangements structuraux les plus adéquats. Ces travaux prennent ainsi en compte les exigences principales du procédé d'usinage des pièces aéronautiques de moyennes dimensions en titane : haute rigidité et un espace de travail convenable.

Pour présenter ces travaux de thèse, nous allons tout d'abord mener une étude bibliographique sur l'usinage des pièces aéronautiques en titane dans le chapitre I. En particulier, nous présentons les caractéristiques des alliages de titane et la spécificité de leurs procédés d'usinage. Cette étude permet de présenter des ordres de grandeur des efforts de coupe générés et du couple nécessaire à la broche durant le procédé d'usinage.

Un état de l'art sur les méthodes de conception de machines-outils est présenté dans le chapitre II. Dans cette partie de ce mémoire, nous présentons en détail la machine-outil, ses caractéristiques, ses éléments structuraux, ses indicateurs de performances. Nous étudions ensuite le processus de conception en général afin de positionner nos travaux de recherche et d'identifier des axes d'études permettant l'amélioration du processus de conception traditionnel des machines-outils. Dans le cadre de cette thèse, notre contribution intervient dans la phase préliminaire de la conception.

Dans le chapitre [III](#) nous proposons une méthodologie de synthèse et de comparaison des configurations structurales de machines-outils à 5 axes. Nous définissons des critères de performances qualitatifs en fonction des exigences du procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane. Nous identifions ainsi les configurations les plus appropriées au procédé d'usinage envisagé dès la phase préliminaire de conception.

Dans le chapitre [IV](#), nous proposons une nouvelle approche de sélection des arrangements structuraux de machines-outils en phase préliminaire de conception. Dans un premier temps, nous proposons une modélisation réduite des structures de machines-outils. Puis, une optimisation paramétrique de la masse des structures étudiées sous une contrainte de rigidité cible est réalisée. Ensuite, par une analyse par éléments finis nous évaluons les performances de chacun des arrangements structuraux. Enfin, la comparaison des ordres de grandeur obtenus permet de réaliser un classement quantitatif des architectures considérées et d'en identifier la plus adéquate au procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane.

Le chapitre [V](#), présente une exploitation de l'approche proposée dans le chapitre [IV](#). La conception des structures de machines-outils est enrichie par la modélisation des liaisons glissières présentes et la prise en compte de leurs flexibilités. De plus, nous présentons un nouveau processus d'optimisation des structures en 2 étapes. Dans ce chapitre, 8 arrangements structuraux différents sont ainsi étudiés. L'approche permet de mettre en évidence 3 structures appropriées au procédé d'usinage des pièces aéronautique en titane.

Enfin, une conclusion générale récapitulant les contributions de ces travaux de recherche ainsi que les perspectives envisageables sont présentées.

Chapitre I

Contexte : Usinage des pièces aéronautiques en titane

« En essayant continuellement on finit par réussir. Donc : plus ça rate, plus on a de chance que ça marche. »

Jacques Rouxel

Sommaire

I.1	Introduction	6
I.2	Utilisation du titane dans l'industrie aéronautique	6
I.2.1	Propriétés avantageuses du titane	6
I.2.2	Analyse des pièces aéronautiques en titane	8
I.3	Problématique de l'usinage du titane	9
I.3.1	Problématique liée au matériau	9
I.3.2	Problématique liée au moyen d'usinage	10
I.4	Conclusion	16

I.1 Introduction

Ces dernières décennies ont été marquées par l'accroissement des exigences sur les performances des machines-outils destinées à l'usinage de matériaux durs. Les attentes concernent plus particulièrement les indices de performance caractérisant les machines-outils [Chanal, 2006, Bouzgarrou, 2001] : l'espace de travail, la rigidité, et le comportement dynamique. En effet, dans l'industrie aéronautique, le taux de production des pièces en matériaux métalliques a fortement augmenté.

L'industrie aéronautique est en progression constante et vise sans cesse à augmenter les performances mécaniques des pièces de structure et à réduire les masses embarquées [Henriques, 2009]. Dans cette optique, l'emploi des matériaux durs et notamment alliages du titane pour la production des avions est en évolution continue. La figure I.1 présente la variation de la masse du titane embarquée dans les avions commerciaux Boeing, Airbus...etc. Cependant, les alliages de titane sont classés parmi les matériaux difficiles à usiner (usure des outils, vibrations, faible productivité...etc.) [Vigneau, 1999]. Malgré les développements récents et l'utilisation intensive de ces alliages, leurs usinages par outils coupants restent une préoccupation industrielle majeure [Niknam et al., 2014].

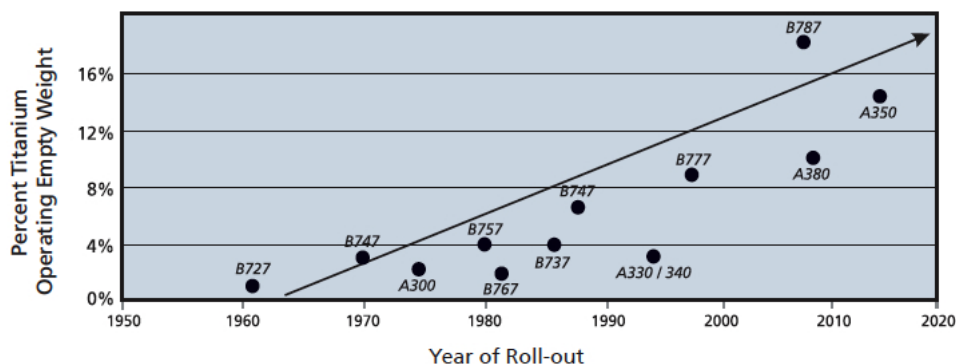


FIGURE I.1: Évolution du % de la masse du titane embarqué dans les avions commerciaux

L'objectif de ce chapitre est de donner un aperçu sur les exigences de l'industrie aéronautique et les raisons de l'utilisation élevée du titane. Ensuite, des propriétés physiques et les particularités de l'usinage des alliages de titane sont introduites. Enfin, nous étudions les efforts de coupes générés durant le procédé d'usinage du titane.

I.2 Utilisation du titane dans l'industrie aéronautique

L'emploi du titane pour la réalisation de pièces aéronautiques est de plus en plus important. Dans la sous-section suivante, nous présentons les propriétés du titane qui font que l'utilisation de ce matériau est pertinente pour des pièces aéronautiques. Ensuite, nous étudions les particularités du procédé d'usinage de ses alliages.

I.2.1 Propriétés avantageuses du titane

De nos jours, l'industrie aéronautique est le premier consommateur du titane et ses alliages (60% de l'utilisation mondiale du titane) [titane.asso, 2018]. L'emploi des alliages

de titane pour divers équipements aéronautiques que ce soit pour les turboréacteurs ou pour les cellules d'avions est justifié principalement par [Henriques et al., 2005] :

- **Le rapport masse / rigidité avantageux**
- **La résistance aux températures élevées**
- **La résistance à la corrosion**

Le titane se caractérise par sa légèreté, sa résistance à la corrosion et sa haute résistance mécanique. En effet, la densité du titane est environ la moitié de celle du cuivre et du nickel et 40% plus faible que celle de l'acier inoxydable [Brian E and Froes, 2002]. L'aluminium, le magnésium et le béryllium sont les seuls métaux plus légers que le titane. Cependant, aucun de ces métaux ne présente des performances mécaniques similaires à celle du titane. En effet, le titane présente le meilleur rapport de résistance mécanique / masse volumique (Tableau I.1) [Wagner, 2011].

Propriétés	Ti	Fe	Al
Masse volumique ($g.cm^{-3}$)	4.5	7.9	2.7
Température de fusion ($^{\circ}C$)	1670	1538	660
Module de Young (GPa)	115	215	72
Limite d'élasticité (MPa)	1000	1000	500
Coefficient de Poisson	0.33	0.21	0.33
Capacité thermique massique ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)	522.5	440	900
Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	16.7	80.2	237
Résistivité ($\Omega.m$)	$4,78.10^{-9}$	104.10^{-9}	27.10^{-9}
Résistance à la corrosion	Très élevée	Faible	Élevée
Réactivité avec l'oxygène	Très élevée	Faible	Élevée

TABLE I.1: Propriétés physiques du titane, l'acier et l'aluminium [Moussaoui, 2013]

Les alliages de titane gardent leurs propriétés physiques à haute température de fonctionnement et peuvent être utilisés jusqu'à 600 °C. Ces conditions sévères sont réunies par exemple dans les turboréacteurs d'avions [Peters et al., 2003]. D'autre part, ces alliages présentent une faible conductivité thermique de 16 $W.m^{-1}.K^{-1}$, comparés à l'aluminium ou l'acier qui présentent respectivement 237 $W.m^{-1}.K^{-1}$, 80 $W.m^{-1}.K^{-1}$, ce qui rend ce matériau un isolant de chaleur [Combres, 1999].

Comme indiqué dans le tableau I.1, le titane se caractérise par une forte réactivité avec l'oxygène. Le composé TiO_2 formé par l'association de l'oxygène au titane est très stable et permet la passivation du métal par rapport à l'eau en créant ainsi une couche fine imperméable d'environ 15 μm . Cette propriété permet une utilisation "métal nu", ce qui évite les opérations de peinture et de protection et facilite l'entretien et l'inspection des fissures [Wagner, 2011].

Toutefois, ces propriétés mécaniques intéressantes pour des pièces aéronautiques peuvent rendre son usinage difficile.

I.2.2 Analyse des pièces aéronautiques en titane

Le domaine de l'aéronautique se caractérise par une réglementation lourde et technique [Giudicelli, 2008] qui se traduit par des tolérances serrées en ce qui concerne la précision, la répétabilité et l'efficacité. Comme le montre les figures I.3, et I.2 les différents équipements avioniques présentent des grandes dimensions, des formes complexes et des surfaces incurvées [Sandvik, 2018b]. De plus, les matériaux utilisés se caractérisent par une mauvaise usinabilité due entre autres à leurs duretés et leurs propriétés physiques [Vigneau, 1999]. Ces caractéristiques rendent l'usinage des pièces pour le marché aéronautique beaucoup plus complexe que l'usinage des pièces pour l'usage général.

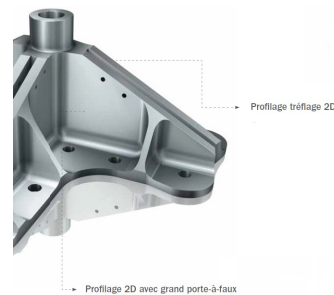


FIGURE I.2: Exemple de difficulté (profilage 2D avec grand porte-à-faux) rencontrée [Sandvik, 2018b]

La figure I.3 montre des exemples types de pièces aéronautiques à base d'alliage de titane. Ces pièces présentent des formes avec une accessibilité complexe. Ainsi, la réalisation de ce genre de pièces nécessite une machine avec un degré de mobilité important et une dextérité élevée. De plus, le taux d'enlèvement de la matière s'élève à 95% pour certaines pièces [Moussaoui, 2013].



FIGURE I.3: Exemples de pièces aéronautiques en titane [Sandvik, 2018b]

Ainsi, la machine-outil utilisée doit pouvoir disposer d'au moins 5 axes avec une grande rigidité.

I.3 Problématique de l'usinage du titane

Les propriétés intéressantes des alliages de titane pour les pièces aéronautiques peuvent rendre leurs usinages délicats.

I.3.1 Problématique liée au matériau

L'usinabilité d'un matériau est généralement déterminée en fonctions de certains critères. Parmi ces critères, Niknam cite la durée de vie de l'outil, l'usure de l'outil, la force de coupe, la rugosité de surface et la taille de bavures [Niknam et al., 2014]. L'usinabilité des alliages de titane est faible par rapport aux aciers généraux et aux aciers inoxydables. Le titane se caractérise par une dureté importante à des températures élevées, ce qui génère des forces de coupes importantes et des températures très élevées au bout de l'outil [Sandvik, 2018b].

L'augmentation des vitesses du procédé d'usinage permet de diminuer les efforts de coupe et d'améliorer l'état de surface et la productivité [Tournier et al., 2010]. Selon [Čekić et al., 2013] la résultante des forces de coupe de l'acier, 41Cr4 baisse de 50% en changeant uniquement la vitesse de coupe de 750 m/min à 3000 m/min. Contrairement aux alliages d'aluminium et d'acier, l'impact de l'augmentation de la vitesse sur l'effort de coupe est très faible (Figure. I.4) lors de l'usinage du titane [Abele and Fröhlich, 2008].

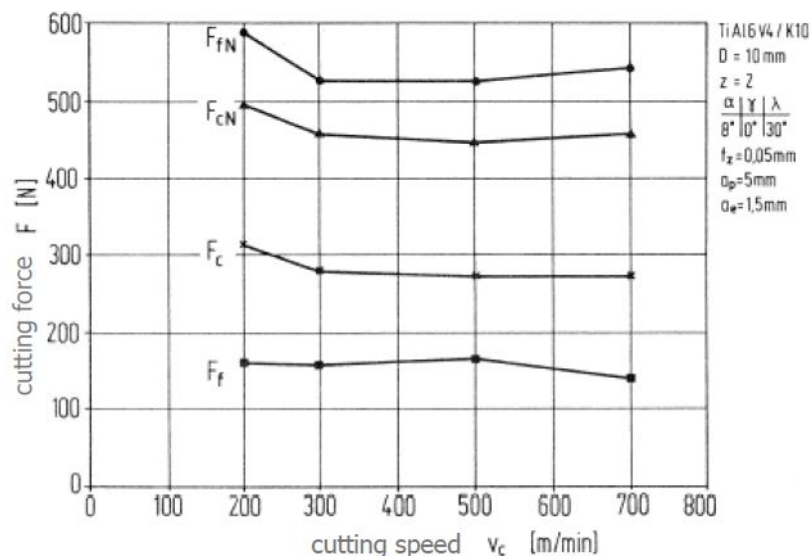


FIGURE I.4: Évolution des efforts de coupe du TiAl6V4 en fonction de la vitesse de coupe [Abele and Fröhlich, 2008]

Les opérations d'usinage des alliages de titane se caractérisent par divers modes de défaillance liés principalement aux propriétés intrinsèques du titane. Ce phénomène affecte négativement la durée de vie de l'outil, les forces de coupe...etc. [Ghani et al., 2013]. Selon Ezugwu et Wang [Ezugwu and Wang, 1997], les sollicitations observées au niveau de l'arête de coupe dans le cas de l'usinage des alliages de titane sont beaucoup plus importantes que celle obtenue pour la coupe de l'acier. La force de coupe élevée entraîne différents types d'usure de l'outil (en dépouille, en cratère, écaillage...etc.) [Moussaoui,

2013]. De plus, l'effort important sollicitant l'outil se propage dans la structure de la machine-outil affectant ainsi la qualité d'usinage [Chanal et al., 2006].

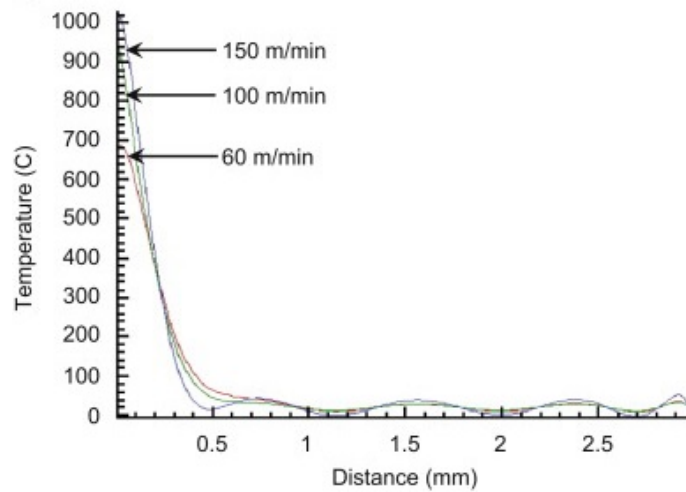


FIGURE I.5: Températures de coupe mesurées en fonction de la distance du bout de l'outil [Abdel-Aal et al., 2009]

La température engendrée par la coupe de l'alliage Ti64 est approximativement le double de celle obtenue lors de la coupe de l'acier [Abele and Fröhlich, 2008]. Cette température pourrait atteindre 1000 °C au bout de l'outil pour des vitesses de coupe de l'ordre de 150 m/min [Abdel-Aal et al., 2009] comme le montre la figure I.5. L'élévation importante de la chaleur engendre une usure précoce de l'outil coupant, une limitation de la vitesse de coupe, dégradant ainsi la productivité de l'usinage de ce matériau [Ezugwu et al., 2003].

En raison de leur faible conductivité thermique, la chaleur induite par le processus d'usinage des alliages de titane n'est pas évacuée dans la pièce [Pramanik and Littlefair, 2015]. Cette chaleur est évacuée par convection au niveau de la pièce ou dans l'outil [Wagner, 2011]. Toutefois, Ezugwu estime que 80% de la chaleur générée par la coupe est transférée à l'outil lors de l'usinage des pièces en titane (Ti64) alors que cette proportion est à 40% pour l'acier [Ezugwu et al., 2003].

Les premiers constats sur l'usinage du titane permettent d'identifier les caractéristiques suivantes : des vitesses de coupe faibles, des forces de coupe importantes et des durées de vie d'outils réduites [Moussaoui, 2013]. De fortes actions mécaniques couplées à des faibles fréquences de rotation de la broche peuvent exciter les modes vibratoires de la structure de la machine.

I.3.2 Problématique liée au moyen d'usinage

La faible usinabilité du titane et les fortes sollicitations générées lors de sa coupe plaident en faveur de l'adéquation des moyens d'usinage (Machine-outil ou robot) vis-à-vis du procédé envisagé.

I.3.2.1 Triplet pièce-tâche-machine

Selon Altintas, la capacité d'une machine-outil et son efficacité par rapport à une tâche d'usinage, se déterminent par les caractéristiques intrinsèques de la machine utilisée. Ces propriétés sont liées au comportement mécanique de sa structure [Altintas et al., 2005]. Afin de répondre aux exigences des pièces à fabriquer (Figure. I.6), la machine doit garantir une haute rigidité statique et dynamique et une précision géométrique importante.

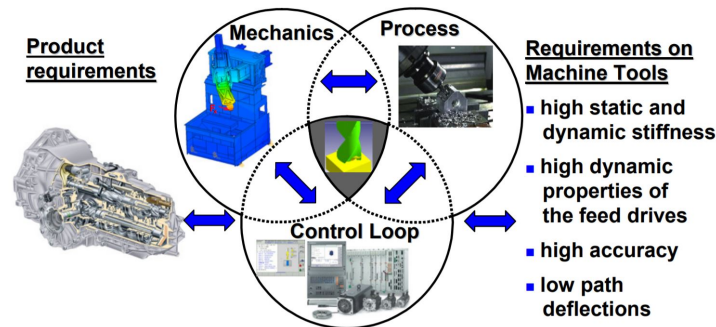


FIGURE I.6: De l'exigence de la pièce à la machine [Altintas et al., 2005]

Pour garantir une adéquation des machines-outils à l'opération d'usinage, Chanal définit le triplet machine/pièce/stratégie d'usinage [Chanal, 2006]. En effet, cette définition consiste à la nécessité de l'adaptation de la machine à la pièce et à la tâche d'usinage et vice-versa afin de garantir une bonne qualité. Il en découle de cette relation la spécificité des machines-outils par rapport à la pièce à réaliser et la stratégie utilisée (Figure. I.7).

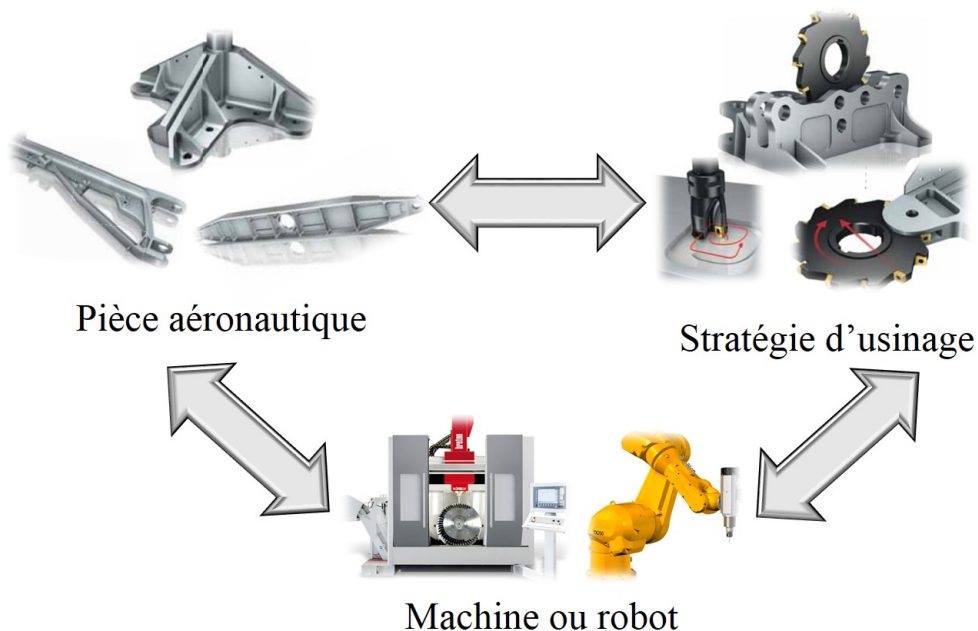


FIGURE I.7: Triplet machine / pièce / stratégie

Pateloup définit la trajectoire de l'outil durant le processus d'usinage comme une succession de traitements dont plusieurs maillons y interviennent [Pateloup, 2011]. Principa-

Types de défauts engendrés	Phénomènes générateurs de défauts d'usinage		
	Classe	Sous-classe	Source
Défauts statiques	Transformation géométrique		
	Déformation élastique (chargement statique)	sollicitations gravitationnelles	
Sollicitations thermiques			
Défauts dynamiques	Déformation élastique (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
	Erreurs numériques de suivi de la trajectoire	Comportement de la cellule d'usinage	Efforts de coupe
			Génération FAO de la trajectoire
		Interpolation par le DCN	
	Erreurs mécaniques de suivi de la trajectoire	Commandes des axes	Précision des asservissement
			Rigidité des asservissement
		Comportement de la structure de la machine	Chargement apériodique
Chargement apériodique			
Comportement de la cellule d'usinage	Chargement apériodique		

TABLE I.2: Identification des défauts d'usinage et leurs origines [Pateloup, 2011]

lement, la géométrie de la pièce à usiner, le comportement mécanique de la machine-outil et le procédé de coupe [Duc, 2006]. Ainsi, en fonction du type d'opération d'usinage à réaliser, du matériau de la pièce et de la performance du moyen de production, une machine-outil peut être plus pertinente qu'une autre.

Plusieurs travaux d'investigation des défauts d'usinages existent dans la littérature. L'objectif de ces études est l'adaptation des moyens de production (machine ou robot) à la tâche et réduire les défauts. En effet, Pritschow a identifié l'ensemble des phénomènes affectant le processus d'usinage [Pritschow et al., 2002]. En particulier, l'effort de coupe, le comportement des transmissions mécaniques et le comportement de la structure de la machine-outil sont à l'origine des défauts statiques et dynamiques. Pateloup détaille dans [Pateloup, 2011] les phénomènes proposés par Pritschow [Pritschow et al., 2002] dans le tableau I.2.

En nous basant sur cette investigation [Pateloup, 2011], nous pouvons identifier que l'analyse des forces et des sollicitations générées par le procédé d'usinage créent des défauts statiques et dynamiques. Dans la section suivante, nous présentons brièvement une étude sur les forces de coupe du titane.

I.3.2.2 Sollicitations engendrées par la coupe du titane

L'étude de l'usinage du titane a fait l'objet de plusieurs travaux de recherche. Les objectifs de ces études sont divers, nous pouvons citer : l'amélioration de la productivité en usinage du titane réfractaire Ti5553 : les travaux de [Wagner, 2011], l'étude de l'influence de l'usinage sur la durée de vie en fatigue de pièces aéronautiques en alliage de titane dans les travaux de [Moussaoui, 2013], l'UGV du titane par [Krishnaraj et al., 2014, Abele and Fröhlich, 2008] et l'étude des interactions entre les conditions de coupe, la microstructure et l'usure de l'outil, dans les travaux de [Nouari and Makich, 2014].

L'ensemble des travaux cités ci-dessus montre que des forces de coupes élevées lors de l'usinage du titane apparaissent. Les paramètres de coupe et la géométrie de l'outil sont des facteurs influençant l'amplitude des forces de coupes [Nouari and Makich, 2014, Čekić et al., 2013]. Cependant, le facteur dominant est le coefficient spécifique de coupe caractérisant le titane K_c [Coroni and Croitoru, 2014]. Selon [Sandvik, 2018a], pour une épaisseur de copeau moyenne $hm = 1mm$, le coefficient spécifique de coupe (K_{c1}) des superalliages réfractaires et titane est aux alentours de $3000N/mm^2$ ($K_{c1} \approx 3000MPa$) [Sandvik, 2018a].

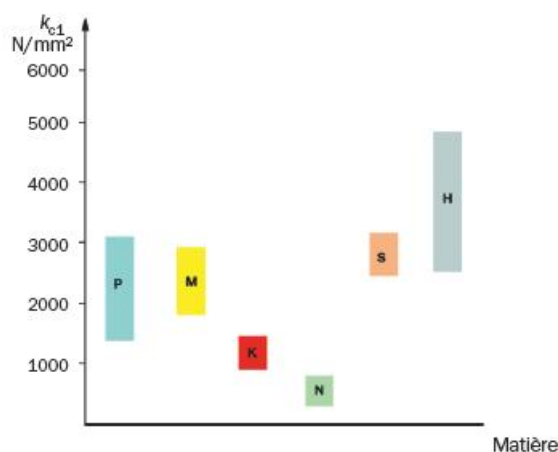


FIGURE I.8: Coefficient spécifique de coupe K_{c1} de certains matériaux [Sandvik, 2018a]

La figure I.8 montre l'ordre de grandeur de K_{c1} pour différents matériaux : aciers (P), aciers inoxydables (M), fontes (K), matières non ferreuses (N), superalliages réfractaires et titane (S), aciers trempés (H) [Sandvik, 2018a]. Hormis certaines nuances des aciers trempés, les autres matériaux présentent des coefficients de coupes inférieurs ou égaux à ceux du titane.

Les forces de coupe peuvent être soit prédites en fonction de l'opération d'usinage envisagée, soit mesurée en temps réel durant le processus [Marinov, 2006]. Pour la prédiction, il existe dans la littérature plusieurs méthodes de prédiction de l'effort de coupe. Marinov définit l'équation I.1, comme une approximation précise de la force de coupe. K_c désigne le coefficient spécifique de coupe en N/mm^2 , A_p désigne l'engagement axial de l'outil en mm , et H désigne l'épaisseur de copeaux en mm .

$$F_c = K_c \times A_p \times H \quad (I.1)$$

Afin de prévoir l'ordre de grandeur de la résultante des forces de coupes en titane, nous

utilisons l'équation I.1 avec une opération exigeante. Le coefficient spécifique de coupe K_c est fixé à $K_c = 5000 MPa$ en faisant la moyenne des résultats des essais de [Wagner, 2011, Moussaoui, 2013]. La profondeur de passe Ap est choisie de $70mm$. L'épaisseur des copeaux instantanée $H(t)$ est calculée par une équation proposée par Li dans [Li et al., 2001], permettant de modéliser la trajectoire cycloïdale de l'outil comme le montre la figure I.9 .

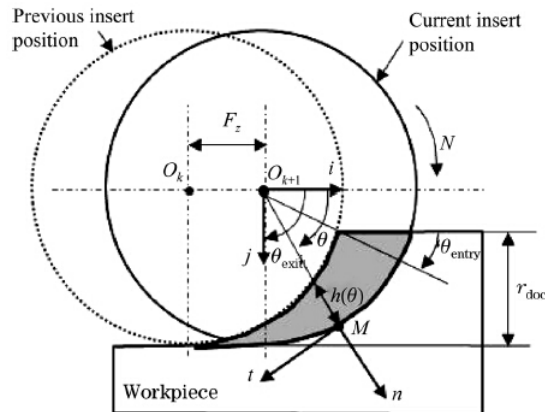


FIGURE I.9: Modélisation précise d'épaisseur de copeaux non déformée

L'évolution de la résultante des forces de coupe prédites est pseudo-sinusoidale comme le montre la figure I.10. La valeur maximale $F_{max} \approx 11000N$, la valeur moyenne de cet effort $F_{moy} \approx 7000N$. Ces valeurs permettront d'estimer la rigidité nécessaire d'une machine-outil connaissant l'erreur tolérée au niveau de l'outil.

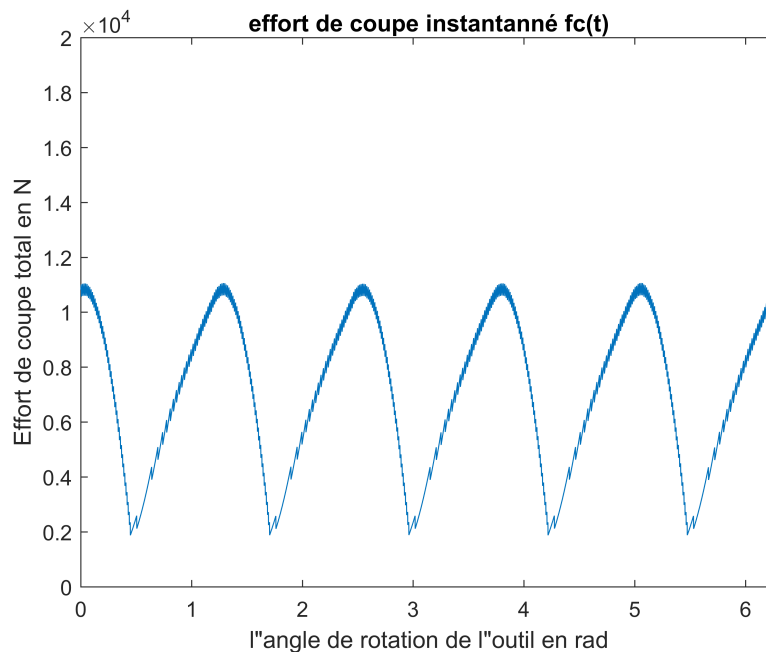


FIGURE I.10: Prédiction de la résultante des forces de coupe lors de l'usinage exigeant du titane

Pour le calcul de la rigidité globale d'une machine-outil, Dehong et Cheng considèrent

la chaîne structurale reliant l'outil de coupe et la pièce au bâti comme le montre la figure I.11 [Cheng and Huo, 2009]. La structure de la machine-outil doit résister aux vibrations internes et externes et aux sollicitations générées par le processus d'usinage.

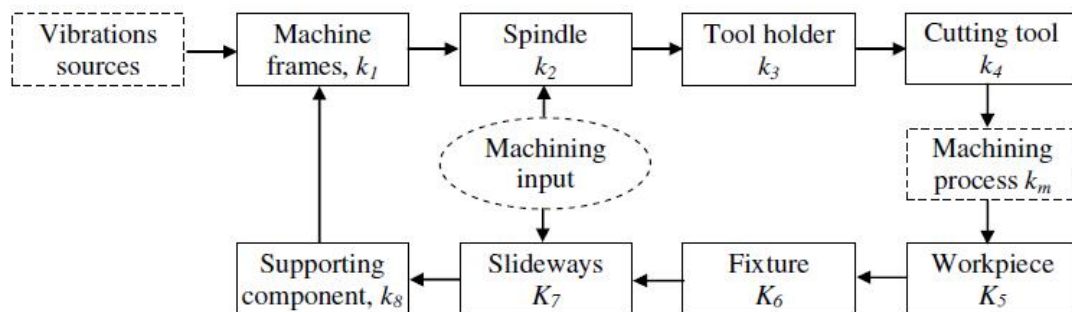


FIGURE I.11: Chaîne structurale machine - outil - pièce [Cheng and Huo, 2009]

Ils considèrent ainsi qu'une machine avec rigidité statique de $500N/\mu m$ pourrait être adéquate pour des opérations d'usinage exigeantes [Cheng and Huo, 2009]. Considérant l'amplitude de la force de coupe maximale ($11000N$), avec une machine-outil de rigidité statique $\sim 500N/\mu m$, le défaut maximal au niveau de l'outil sera aux alentours de $22\mu m$.

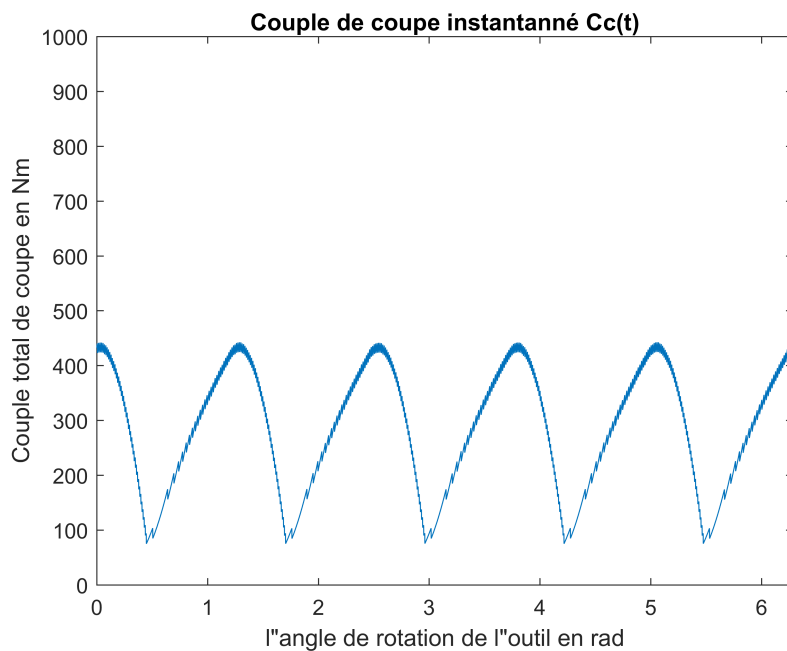


FIGURE I.12: Couple de coupe instantanée

Le couple nécessaire à la broche pour la même opération d'usinage est étudié. Le diamètre de l'outil considéré est de $80mm$. La figure I.12 ci-dessus montre l'évolution du couple de coupe instantané en fonction de la position angulaire de l'outil. La valeur maximale observée est de l'ordre de $440Nm$ et la valeur moyenne est de $284Nm$. Donc, l'opération d'usinage du titane requière une machine-outil équipée d'une broche robuste dont le couple de fonctionnement est au-dessus des $440Nm$.

Le recensement des broches sur le marché a montré qu'il existe des broches répondant à ces exigences. D'ailleurs, le centre d'usinage développé par FIVES : "Forest-Liné Flexiax V" est équipé d'une broche fort couple (Figure I.13). Avec un couple de 1000 Nm en service continu (S1) [Fives, 2018].



FIGURE I.13: Broche à fort couple de la machine Forest-Liné Flexiax V [Fives, 2018]

I.4 Conclusion

Malgré la difficulté et les coûts élevés de la production du titane, la demande des pièces en titane pour l'aéronautique est en évolution constante. La clé de l'amélioration de la productivité du processus d'usinage des pièces aéronautiques réside dans la maîtrise du comportement statique et dynamique de la machine. De nos jours, le marché actuel présente des machines-outils utilisées pour la production des pièces en titane. Cependant, la conception de ces machines est basée sur l'intuition des ingénieurs-concepteurs et sur des optimisations des machines catalogues.

Cette problématique industrielle oriente notre travail de recherche vers trois problématiques scientifiques. Tout d'abord, le développement de critères d'évaluation préliminaire des architectures des machines-outils permettant d'évaluer la capacité d'une machine-outil à réaliser un usinage donné. Puis, identifier les architectures potentiellement optimales pour la réalisation du procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane. Enfin le développement de modélisations réduites permettant d'estimer le comportement d'une machine-outil en fonction de son architecture. Dans le chapitre II nous détaillons ces problématiques scientifiques.

Chapitre II

État de l'art : Méthodes de conception des machines-outils

« Le savant est l'homme par lequel s'opère facilement la distinction entre la franchise et le mensonge dans les paroles, entre la vérité et l'erreur dans les convictions entre la beauté et la laideur dans les actes. »

Abd El-Kader

Sommaire

II.1 Introduction	21
II.2 Caractéristiques des machines-outils	21
II.2.1 Terminologie	21
II.2.2 Conventions de paramétrage des machines-outils	22
II.2.3 Architectures des machines-outils	24
II.2.4 Boucle structurale d'une machine-outil	27
II.2.5 Éléments structuraux d'une machine-outil	29
II.3 Cadre de l'étude	32
II.3.1 Le processus de conception	32
II.3.2 Méthodes de conception	33
II.3.3 Conclusion	38
II.4 Évaluation et validation d'une conception de M.O	39
II.4.1 Critères de performances	39
II.4.2 Stratégies de conception de M.O	42
II.5 Synthèse des configurations structurales	44
II.5.1 Formalisme	44
II.5.2 critères de sélection	45
II.5.3 Conclusion	46
II.6 Modélisation du comportement mécanique des machines-outils	47
II.6.1 Modélisation de systèmes multi-corps (MBS)	47
II.6.2 Modélisation par éléments finis (MEF)	48
II.6.3 Conclusion	49

II.7 Conclusion	49
II.7.1 Positionnement	49
II.7.2 Verrous scientifiques	51

II.1 Introduction

Depuis le début des années 1990, les machines-outils ont subi des évolutions très importantes pour prendre en considération les évolutions économiques et sociales de la fin du *XXI^e* siècle. Techniquement, les évolutions vont toutes vers l'augmentation des performances des machines. Les machines-outils ont évolué dans deux directions [Duc and Hascoët, 2010] :

- l'augmentation sensible des performances des axes de déplacements
- la proposition de nouvelles architectures de machines-outils

Le but principal d'une conception de machine-outil est de fournir une structure mécanique rigide assurant le déplacement et l'orientation de l'outil coupant suivant une trajectoire prédéfinie. Les premières machines-outils ont été conçues de manière empirique. À l'époque, il y avait peu ou quasiment pas de méthodologies de conception de machines-outils. Au contraire, les conceptions ont été réalisées, testées et à chaque nouvelle production, une expérience abouti à des améliorations progressives de la machine [Tournier et al., 2010]. De nos jours, compte tenu des différents travaux de recherches et au progrès des outils de modélisation et de simulation, la conception traditionnelle n'est plus appropriée. Pour concevoir une machine-outil conforme aux exigences du cahier des charges, une méthodologie de conception doit être rigoureusement définie.

L'objectif de ce chapitre est de présenter un état de l'art sur les méthodologies de conception des machines-outils. D'abord, nous définissons les machines-outils et leurs caractéristiques. Puis, nous présentons le processus de conception en général et quelques approches utilisées afin de positionner notre problématique. Ensuite, nous introduisons brièvement les approches adoptées dans cette thèse. Finalement, le positionnement de nos travaux de recherches et notre apport dans la problématique de conception de machines-outils appropriées au procédé d'usinage des matériaux durs (Titane) sont décrits.

II.2 Caractéristiques des machines-outils

Une machine-outil est un système mécatronique disposant de plusieurs degrés de liberté (axes) et d'un espace de travail [de Lacalle and Lamikiz, 2009, Ye et al., 2017]. La fonction principale d'une machine-outil est la maîtrise de la position et de l'orientation relative en fonction du temps, de l'outil par rapport à la pièce sous les efforts et les sollicitations de la coupe [Tournier et al., 2010, Bouzgarrou, 2001]. Selon son architecture, sa configuration structurale et ses performances, une machine-outil peut être plus adéquate qu'une autre pour une application donnée. Dans la suite de cette section, nous présentons en détail les caractéristiques et les éléments constituant une machine-outil.

II.2.1 Terminologie

Le terme "machine-outil" désigne toute machine capable de changer la forme d'une pièce brute par enlèvement de matière associé à un mouvement relatif de l'outil ou de

la pièce. De nos jours, nous ne parlons plus de machine-outil conventionnelle ou même de machine-outil à commande numérique (MOCN), mais plutôt des centres d'usinages (CU). Littéralement dans l'édition 1993 de Mémotech "génie mécanique", 6 terminologies se distinguent, nous présentons 2 : la MOCN et le (CU) [Barlier, 1993] :

- **MOCN - Machine-outil à commande numérique**

Les machines-outils à commande numérique sont des machines programmables et automatisées par ordinateur (CNC). Les positions successives de l'outil ou (et) de la pièce sont implémentées sous forme numérique. La nomenclature du système de coordonnées utilisée est normalisée (NF Z68-020). Elle est utilisée pour des opérations variées exécutées en petits lots itératifs. Un exemple de MOCN est illustré dans la figure II.1.



FIGURE II.1: MOCN pour des opérations de tournage [Knuth, 2018]

- **CU - Centre d'usinage**

Un centre d'usinage est une MOCN ayant la capacité de changer automatiquement les outils de fabrication et les pièces à usiner. Éventuellement, équipée aussi d'un convoyeur à copeaux. Les centres d'usinage assurent une large gamme d'opérations d'usinage (fraisage, tournage, perçage...etc.). Ils sont dédiés essentiellement pour des pièces de grande taille comme le montre la figure II.2.

Compte tenu des caractéristiques des deux terminologies présentées, et les exigences du procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane, un centre d'usinage est plus approprié. Dans la suite, nous présentons les conventions de paramétrage des axes des machines-outils.

II.2.2 Conventions de paramétrage des machines-outils

La norme AFNOR NF Z 68-020 définit une nomenclature des axes, des mouvements et du système de coordonnées des machines-outils. Cette convention de repérage et de paramétrage est valide pour tout type de machine. Ainsi la programmation des opérations



FIGURE II.2: Centre d'usinage par fraisage tournage rectification 6 axes EDEL ROTAMILL [EMC-FRANCE, 2018]

d'usinage est devenue universelle [AFNOR, 1995].

Le repère des machines-outils est un système de coordonnées cartésien de sens direct. Comme illustré dans la figure II.3 les axes principaux sont appelés X , Y , Z . Les axes de rotation autour de chacun de ces axes sont appelés respectivement A , B , C .

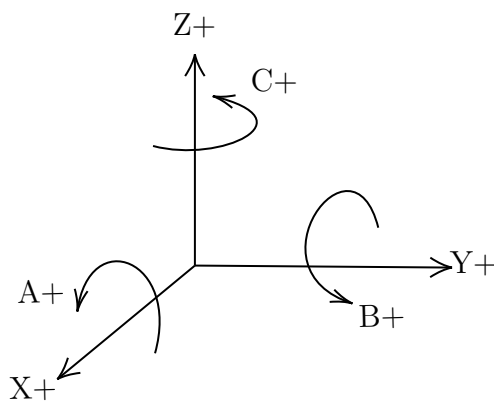


FIGURE II.3: Repère conventionnel de machine-outil

Les axes de translation sont définis à l'aide des propriétés suivantes [AFNOR, 1995, Company, 2000] :

- **Axe de translation Z**

L'axe de translation Z est appelé aussi axe de la broche du fait qu'il est par convention parallèle à la broche ou la tête d'usinage de la machine. La condition de parallélisme doit être vérifiée lorsque la broche est dans la position de référence. Généralement, cette position est atteinte lorsque l'axe de la broche est perpendiculaire à la table de la machine.

- **Axe de translation X**

L'axe X est généralement associé au mouvement qui définit le plus grand déplacement après la définition de l'axe Z . Il est par convention horizontale et parallèle à la surface de bridage de la pièce

- **Axe de translation Y**

L'axe Y forme avec les axes X et Z un trièdre de sens direct.

Généralement, l'axe X et Y régissent les grands déplacements de translation [Szwengier et al., 2012]. Les axes rotatifs A, B et C caractérisent l'angle de rotation effectuée respectivement autour des axes X, Y et Z . Le sens positif pour l'axe Z est le sens permettant d'augmenter positivement les coordonnées de l'outil par rapport à la pièce [Company, 2000].

Bien que la nomenclature des axes des machines-outils soit réglementée, il existe plusieurs possibilités d'arrangement des axes dans la structure mécanique. De nombreux travaux de recherche ont été conduits sur l'agencement des axes [Duc and Hascoët, 2010] et sur les configurations structurales des machines-outils [Chen, 2001]. De ce fait, la comparaison des machines-outils via leurs agencements d'axes est pertinente. Dans la suite, nous définissons les différentes architectures de machines-outils

II.2.3 Architectures des machines-outils

Actuellement, trois types d'architecture de machines-outils sont présentés industriellement : sérielle, parallèle et hybride (Figure II.4).

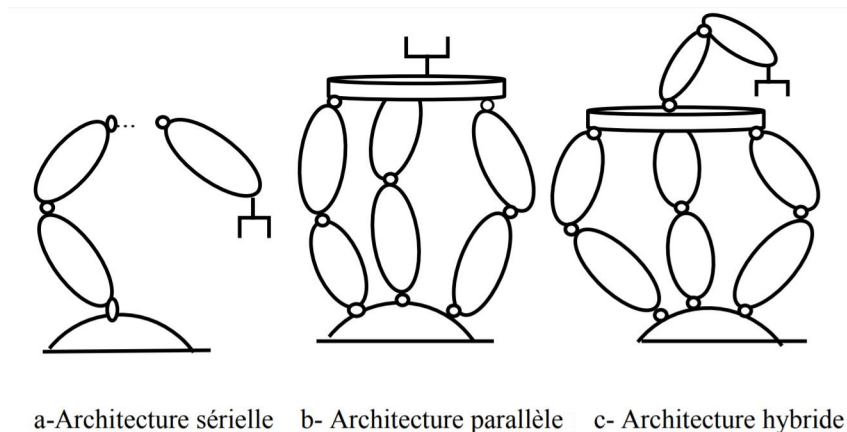


FIGURE II.4: Architectures possibles pour la conception de machine-outil

Ces 3 types d'architectures sont présentés dans la suite de cette section.

II.2.3.1 Architectures sérielles / cartésiennes

La grande majorité des machines-outils utilisées actuellement sont à architecture sérielle. Une architecture de machine-outil est dite sérielle si elle présente une chaîne ciné-

matique ouverte [Bouzgarrou, 2001]. La chaîne cinématique est formée par une succession de sous-structures reliées par des liaisons glissières ou pivots. Le premier élément de la chaîne est le porte-pièce si la table est mobile. Si la pièce est fixe, le premier élément de la chaîne est le bâti. Le bout de la chaîne représente l'effecteur qui est l'outil dans le cas d'une machine-outil. La figure II.5 présente un exemple de machine-outil sérielle.



FIGURE II.5: Machine-outil cartésienne GAIN GS M30R [GSM, 2018]

Ce type d'architecture présente une cinématique relativement simple. En effet, par une transformation linéaire des paramètres de la machine les coordonnées opérationnelles de l'outil peuvent être déterminées. De ce fait, la commande de ce type de machine est simple. L'organe terminal des machines-outils sérielles est peu encombrant ce qui permet d'obtenir un grand espace de travail. Cependant, chaque élément de la chaîne cinématique sérielle doit supporter les sollicitations dues au processus d'usinage ainsi que le poids de tous les éléments qui lui succèdent. Par conséquent, pour concevoir des machines-outils sérielles à haute rigidité, les structures seront massives [Bouzgarrou, 2001].

Malgré la symétrie de présente dans leurs chaînes cinématiques, les machines-outils à structure portique sont aussi considérés sérielles. En effet, l'orientation de l'effecteur nécessite une succession sérielle de mouvements assurés par les différents axes comme le montre la figure II.6. Ce type de structure est caractérisé par ses performances élevées notamment en terme de rigidité [de Lacalle and Lamikiz, 2009].

II.2.3.2 Architectures parallèles

Un mécanisme à structure parallèle est caractérisé par une chaîne cinématique fermée dont l'effecteur est relié au bâti par au moins deux chaînes cinématiques [Merlet,

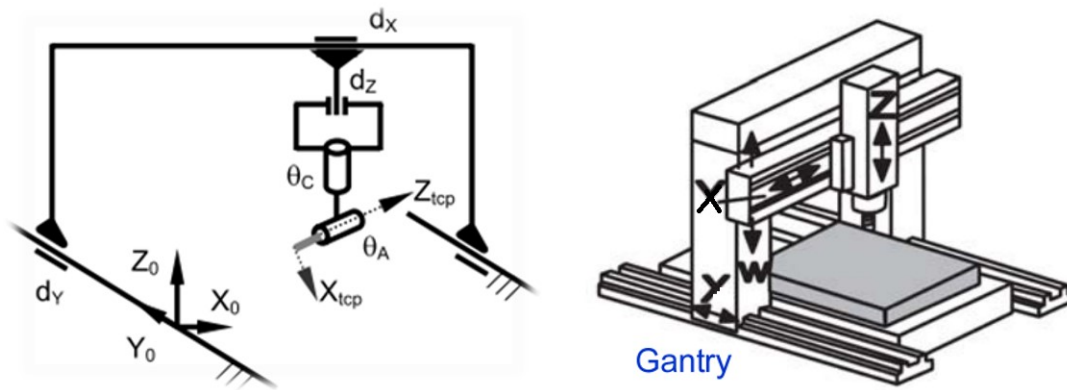


FIGURE II.6: Exemple de structure portique d'une machine-outil sérielle [de Lacalle and Lamikiz, 2009]

1997]. Depuis les années 90, les mécanismes parallèles sont utilisés dans le domaine des machines-outils. Un mécanisme est qualifié de pleinement parallèle si et seulement si le nombre de jambes reliant l'organe terminal et la base est égal au degré de mobilité du mécanisme [Bouzgarrou, 2001]. La figure II.7 montre un exemple de mécanisme pleinement parallèle : la plate-forme de Stewart.

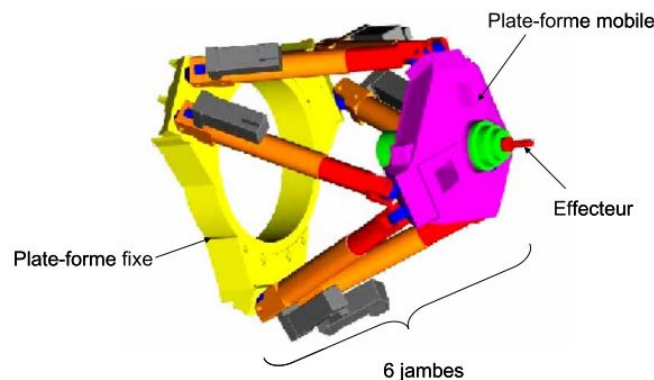


FIGURE II.7: Mécanisme pleinement parallèle : plate-forme de Stewart [CMW, 2005]

L'intérêt d'utiliser des mécanismes parallèles dans les machines-outils réside dans le fait que leurs performances de point de vue dynamique sont meilleures que celles des architectures sérielles. Cela est dû à la légèreté des éléments mobiles et au fait que les éléments massifs de la machine sont fixés au bâti [Company, 2000].

Néanmoins, ces mécanismes présentent un couplage important entre les paramètres du mouvement de l'effecteur et des articulations actionnées. De ce fait, la synthèse des lois de commande pour ce genre de mécanisme est complexe et fastidieuse. En outre, ces mécanismes sont trop encombrant ce qui se traduit par un espace de travail limité. De plus, les indicateurs de performances (rigidité, précision...etc.) varient considérablement à l'intérieur de l'espace de travail [Bouzgarrou, 2001].

II.2.3.3 Architectures hybrides

Une machine-outil avec une architecture hybride est une combinaison des deux architectures sérielle et parallèle. Deux cas se présentent, soit un mécanisme sériel portant un mécanisme parallèle soit un mécanisme parallèle embarquant des mécanismes en série. Cette architecture permet de réduire la complexité d'un mécanisme pleinement parallèle. Aussi l'architecture hybride permet d'adapter un système sériel ou parallèle aux exigences industrielles [Bouzgarrou, 2001].

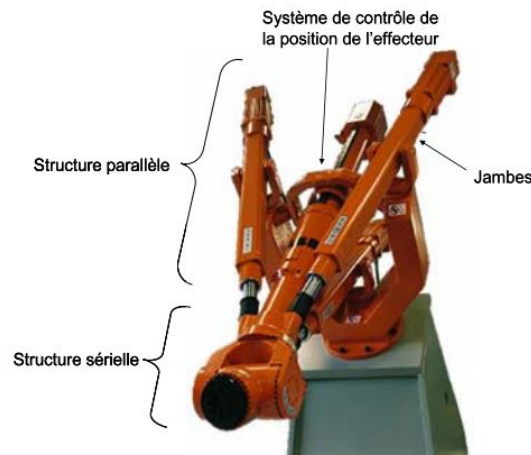


FIGURE II.8: Mécanisme hybride le tricept [TRICEPT, 2003]

La figure II.8 montre un exemple de mécanisme hybride utilisé dans des machines-outils. Parmi les inconvénients de ce type d'architecture, nous pouvons citer la perte de rigidité, et l'affaiblissement de la charge utile du mécanisme dans certaines zones de l'espace de travail [Chanal, 2006].

II.2.3.4 Discussion

Thusty présente une étude sur la comparaison de la rigidité de machines-outils à architectures sérielle et parallèle [Thusty et al., 2000]. En effet, il est techniquement plus difficile, compte tenu du savoir-faire industriel actuel, de faire une machine parallèle aussi performante qu'une machine cartésienne bien conçue.

Vu le retour d'expérience industrielle et les travaux de recherche, a priori le choix du type d'architecture de la machine-outil à concevoir ne nécessite pas le développement d'une méthodologie ou un algorithme de décision. Par rapport à notre besoin envisagé de l'usinage des pièces aéronautiques en titane une rigidité élevée, un grand espace de travail et une bonne accessibilité sont nécessaires. De ce fait, dans la suite de notre travail, nous nous focalisons sur les machines-outils sérielles.

Nous étudions dans la partie suivante, les boucles structurales possibles pour une machine à structure sérielle.

II.2.4 Boucle structurale d'une machine-outil

La boucle de structure d'une machine-outil caractérise le sens de propagation des efforts engendrés par le processus de coupe. Dans le cas des machines-outils à architecture sérielle, 2 types de structures sont classiquement rencontrées (structure ouverte ou fermée).

- **Structure à boucle ouverte**

Comme le montre la figure II.9, une machine-outil à boucle ouverte présente un seul chemin de propagation des efforts de coupe de l'interface outil/pièce jusqu'au sol. Ce type de structure est généralement désigné par la lettre "C" ou "G".

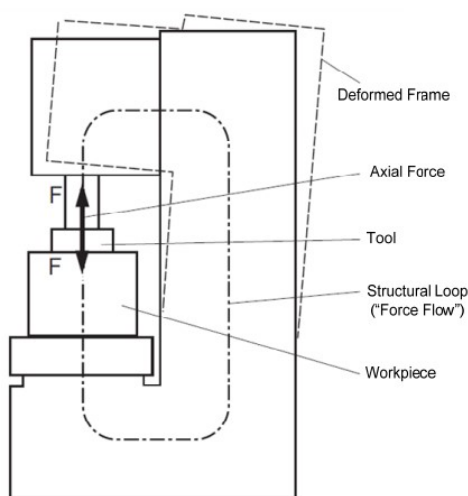


FIGURE II.9: Structure de machine-outil à boucle ouverte "C" [de Lacalle and Lamikiz, 2009]

La structure à boucle ouverte est couramment utilisée pour la conception des machines-outils sérielles cartésiennes.

- **Structure à boucle fermée**

Une structure de machine-outil à boucle fermée est caractérisée par au moins deux chemins structuraux de transmission des forces de coupes. Ce type de structures est désigné par la lettre "O". La figure II.10 montre un exemple de structure à boucle fermée.

Les machines-outils sérielles en portiques sont un exemple de machine à boucle fermée.

López de Lacalle [de Lacalle and Lamikiz, 2009] et Koenigsberger [Koenigsberger and Thusty, 2016] considèrent que les structures à boucle fermée "O" sont plus rigides que les structures à boucle ouverte "C" ou "G" du fait de la symétrie que présente la structure en "O". En effet, la mesure de l'erreur au bout de l'outil due à la déformation de la structure sous l'action des forces d'usinage est plus importante dans le cas d'une structure ouverte "C". Toutefois, les machines-outils à architecture en O. peuvent avoir un encombrement plus important. Ainsi il est pertinent de bien formaliser le problème de conception de machine-outil pour choisir une structure adaptée au besoin.

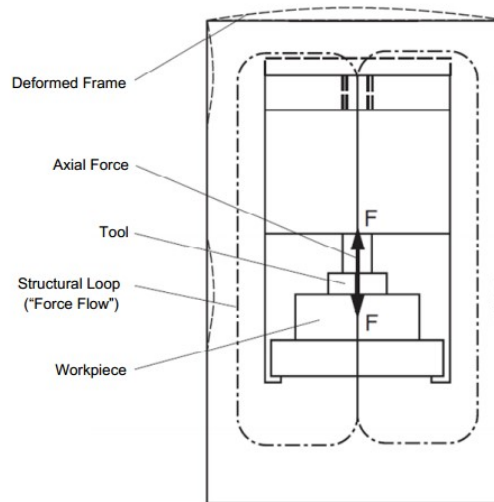


FIGURE II.10: Structure de machine-outil à boucle fermée "O." [de Lacalle and Lamikiz, 2009]

Dans la partie suivante, nous nous intéressons aux éléments composant une machine-outil. Cette étude permet de savoir les éléments les plus déterminants des performances d'une machine.

II.2.5 Éléments structuraux d'une machine-outil

Duc représente la structure d'une machine-outil en fonctionnement par un système bouclé comme le montre la figure II.11. Chaque élément contribue à la réalisation d'un besoin fonctionnel [Duc and Lefur, 1997]. Duc décompose la structure d'une machine d'usinage en 3 éléments structuraux principaux [Duc and Lefur, 1997] :

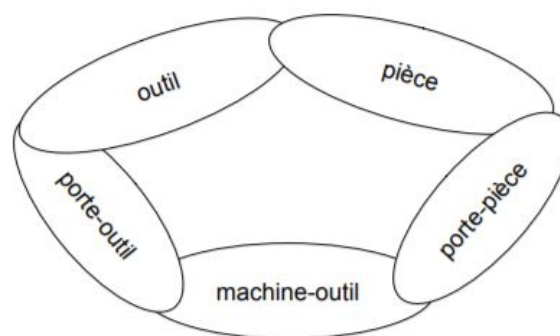


FIGURE II.11: Modèle de la structure d'une machine-outil [Duc and Lefur, 1997]

- **Les axes de la machine**

Les axes assurent le positionnement et l'orientation de l'outil par rapport à la pièce et vice versa en fonction du procédé d'usinage et de l'avance. La figure II.12 montre qu'ils sont constitués d'une motorisation (moteur), d'un accouplement (accouplement flexible, réducteur, renvoi d'angle...etc.), d'un système d'entraînement (vis à bille, crémaillère courroie...etc.), d'éléments de guidages (patins, roulements ...etc.)

et de dispositif de mesure (règle, codeur...etc.).

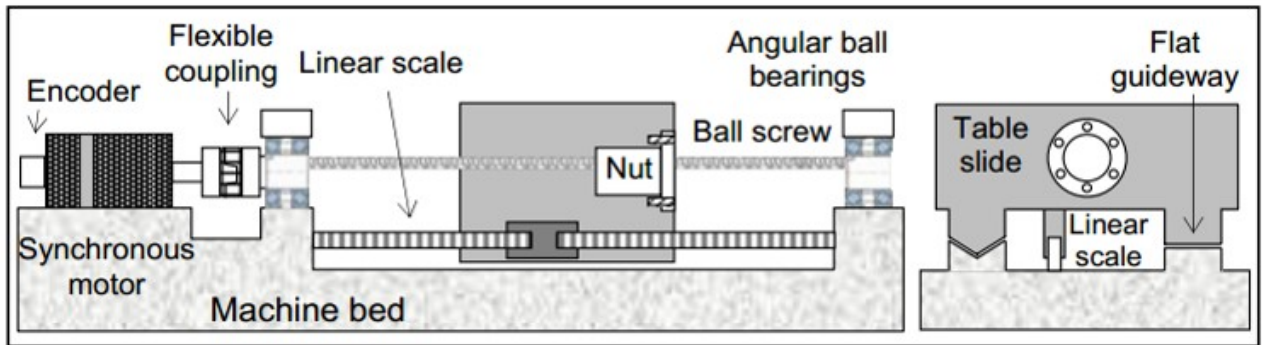


FIGURE II.12: Axe de translation d'une machine-outil [de Lacalle and Lamikiz, 2009]

Les axes doivent supporter les charges à déplacer et assurer une rigidité et une précision accrues. Plusieurs facteurs déterminent la performance des axes d'une machine-outil : la puissance des moteurs, des accouplements...etc. Et l'agencement cinématique des axes dans la chaîne structurale de la machine. Dans la suite, nous nous focalisons plutôt sur l'agencement des axes de la machine.

- **La broche / l'électro-broche**

La broche ou l'électro-broche est la source du mouvement de rotation nécessaire au processus de coupe (Figure II.13). En fonction de l'opération d'usinage envisagée, un type de broche peut être plus appropriée qu'une autre. En effet, une broche se caractérise par sa fréquence de rotation maximale ($\text{tr}.\text{min}^{-1}$), sa puissance (KW) et son couple admissible (Nm). Pour des opérations d'usinage à grande vitesse dans des alliages d'aluminium une vitesse maximale de $50\,000\ \text{tr}.\text{min}^{-1}$ est souvent souhaitée [Duc and Lefur, 1997]. Cependant pour des opérations d'usinage des matériaux durs telles que la fabrication des pièces aéronautiques en titane, un couple important est nécessaire.

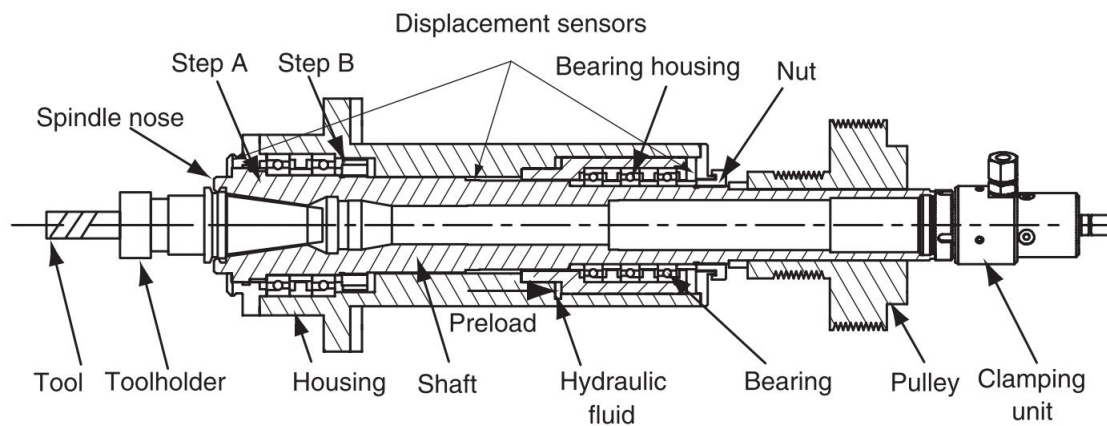


FIGURE II.13: Vue en coupe d'une broche [Cao and Altintas, 2007]

- **Le Bâti**

Le Bâti permet de mettre en place tous les composants de la machine-outil. En effet, il assure le guidage de certains axes. Afin d'assurer une rigidité fonctionnelle et un bon comportement dynamique, le bâti doit résister aux différentes sollicitations engendrées par les efforts de coupe et les déformations thermiques [Duc and Lefur, 1997]. La position du bâti dans la chaîne structurale est très importante. En fait, en fonction de l'emplacement du bâti, plusieurs configurations structurales de machines-outils sont possibles. Un exemple de bâti de machine-outil est donné dans la figure II.14.

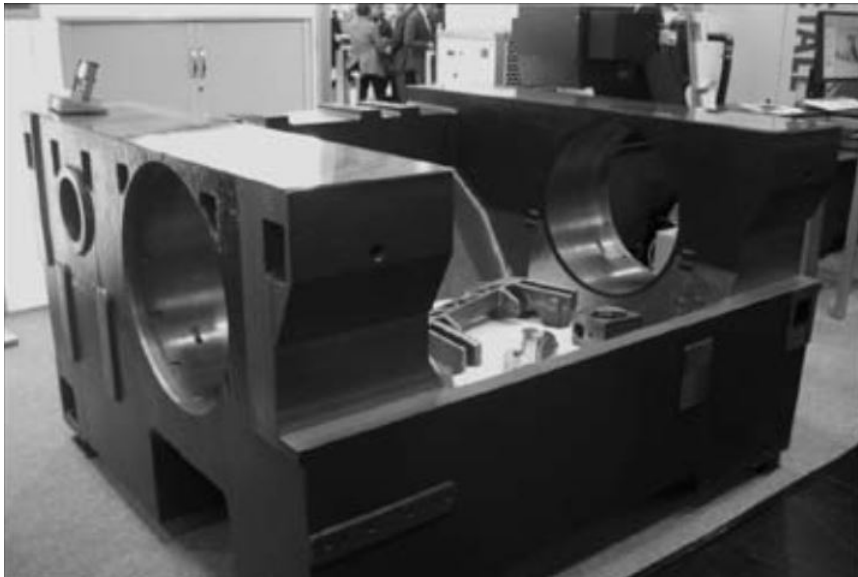


FIGURE II.14: Bâti en acier fabriqué par Alzmetal [de Lacalle and Lamikiz, 2009]

A ces sous-structures s'ajoutent les éléments d'interfaces assurant le support et la liaison des différentes parties de la machine ainsi que le système de contrôle de la commande numérique [Duc and Lefur, 1997].

Cette décomposition fonctionnelle permet d'alléger la tâche de conception de machines-outils. En nous basant sur cette décomposition, nous pouvons développer des modèles réduits de machines-outils.

Dans le même contexte, Koenigsberger définit le bâti, le socle, la colonne, les chariots et la table...etc. comme des éléments structuraux d'une machine-outil [Koenigsberger and Tlustý, 2016]. Ainsi, il propose une autre possibilité de décomposition des éléments de machines-outils. Cette décomposition souligne l'importance des éléments de guidages. La classification est donnée comme suit :

- **Le bâti** : La partie fixe de la machine, sur laquelle les différents éléments sont montés
- **Sous-structures (boîtes)** : servant à supporter divers composants (coulant par exemple)

- **Des éléments de guidages** servant à supporter et déplacer l'outil ou la pièce (patins, roulements...etc.).

Les éléments de guidage des liaisons joignant les différentes sous-structures que ce soit en translation ou bien en rotation sont les premiers responsables de la précision des mouvements des axes de la machine. Deux éléments interviennent dans le guidage, le composant fixe durant le mouvement est dit "guide" et l'élément mobile est "le chariot". Le guide doit être suffisamment rigide pour résister aux sollicitations créées lors de la coupe et assez résistant pour encaisser les éventuels chocs qui peuvent être engendrés au cours de l'usinage [de Lacalle and Lamikiz, 2009].

Historiquement, le système de guidage utilisé est le guidage par friction assurée par des rainures en T, U et en V... etc. De nos jours, les systèmes de guidage roulants (Figures II.15) sont les plus employés par les fabricants des machines grâce à leur performance accrue par rapport aux guidages par des surfaces en contact frottant notamment en termes de précision. Néanmoins pour des applications extrêmement exigeantes en termes de précision et de rigidité, les guides hydrostatiques représentent la meilleure solution technologique [Olarra et al., 2009].



FIGURE II.15: Système de guidage linéaire par éléments roulants [Schneeberger, 2018]

Les performances d'une machine-outil dépendent des éléments de guidage, des composants structuraux et de leurs propriétés notamment en termes de rigidité et amortissement. En effet, la productivité, la dextérité, la précision, la rigidité et le coût total de la machine dépendent essentiellement des éléments structuraux et de leurs agencements au sein de la structure [Koenigsberger and Thusty, 2016]. Dans les chapitres 4 et 5, nous présentons des modèles réduits des éléments structuraux et des éléments de guidages. L'objectif de ces études est le développement de méthodologies aidant à la conception préliminaire des machines-outils.

Nous présentons dans la section suivante le cadre général de notre étude : la conception d'un produit. Ainsi nous positionnons nos travaux par rapport au processus de conception.

II.3 Cadre de l'étude

Selon le niveau d'intervention du concepteur dans le développement d'un produit, une méthodologie de conception peut être plus pertinente qu'une autre. Afin de mieux positionner notre apport en termes de méthodologie de conception de machines-outils, le processus de conception en général est présenté dans la sous-section suivante.

II.3.1 Le processus de conception

Le processus de conception d'un produit débute par l'expression d'un besoin. Ce dernier peut être assuré par un produit existant. Dans ce cas, l'objectif de la conception est l'optimisation d'un produit existant en termes de coût et performances attendues. Généralement, le processus de conception comprend plusieurs phases conceptuelles avec un degré de précision croissant des modèles étudiés. Selon French, c'est à ce niveau préliminaire de conception que la majorité des décisions sont prises [French et al., 1985].

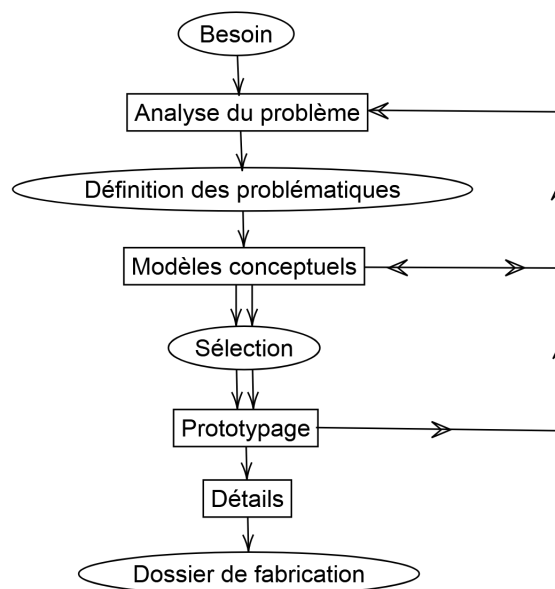


FIGURE II.16: Processus de conception d'un produit [French et al., 1985]

La figure II.16 illustre les étapes du processus de conception. La procédure comporte une phase d'analyse des problèmes auxquels répondra le produit. Cette analyse permet de définir les objectifs et les contraintes de la satisfaction du besoin. En se basant sur des critères de performance et d'optimalité, la modélisation et l'évaluation des performances des solutions permettent de restreindre l'ensemble des concepts. Enfin, la solution adoptée est définie de façon détaillée [French et al., 1985].

Dans le cadre de notre projet d'étude des méthodologies de conception des machines-outils, le besoin réside en une machine-outil à haute rigidité adaptée à l'usinage des pièces aéronautiques en titane. Notre étude s'intéresse à la phase préliminaire de la conception. Parmi les différentes étapes de la figure II.16, une attention particulière est portée aux

étapes de modélisation conceptuelle et la sélection des concepts préliminaires. Dans la section suivante, nous énumérons quelques méthodes de conception.

II.3.2 Méthodes de conception

La phase préliminaire de conception d'un produit se traduit par un niveau faible d'informations, de détails et de complexité. Plusieurs approches peuvent être suivies à ce niveau. La plupart de ces approches s'unissent à leurs objets d'amorçage (le besoin) et leurs finalités (la conception du produit). Cependant le traitement et les critères de décision qu'inclue chacune de ces approches sont différents. Nous distinguons :

- La conception déterministe [[Graham and Slocum, 2005](#)]
- La conception axiomatique [[Suh, 1998](#)]
- La méthode de Taguchi (conception robuste) [[Taguchi et al., 2005](#)]
- La conception virtuelle [[Mekid, 2008](#), [Altintas et al., 2005](#)]

Dans la suite de cette partie, nous détaillons ces 4 méthodes.

II.3.2.1 Conception déterministe

La conception déterministe pourrait être décrite comme une créativité fondée sur des faits. Elle réduit considérablement les risques et la redondance, ce qui permet d'obtenir des machines performantes, économiques et fiables. La clé de la conception déterministe est l'entonnoir de la créativité par le biais d'une évaluation continue des risques, de la création et l'analyse des informations de la conception. De ce fait, la performance de la machine résultante est prévisible, car l'ensemble du processus est déterministe [[Graham, 2006](#)].

La première étape de tout processus de conception consiste à identifier clairement les exigences fonctionnelles. Pour répondre à ces besoins, un ensemble de stratégies possibles est généré. À ce stade, on peut avoir beaucoup d'idées créatives. Une fois que ces idées ont été mises en œuvre, elles sont acheminées à travers le processus d'analyse factuelle et d'évaluation des risques, afin d'obtenir la stratégie la plus prometteuse [[Graham, 2006](#)].

Une fois qu'une stratégie est décidée, l'étape suivante consiste à élaborer des concepts pour la mettre en œuvre. Si la stratégie est le "quoi", le concept est le "comment". Comme précédemment, il peut y avoir de multiples concepts satisfaisant la stratégie. La libre pensée permet de générer de nombreuses idées, et sur la base des principes de conception précédemment énoncés, un choix déterministe du meilleur concept est fait. Une fois qu'un concept est décidé, les modules qui sont les éléments constitutifs d'un concept donné sont alors discutés. La sélection des modules permet alors de définir les composants nécessaires à la conception [[Graham et al., 2007](#)].

Chaque étape de cette approche implique la génération de plusieurs idées, suivie de la sélection des meilleures propositions par une analyse de leurs pertinences. Ainsi, la

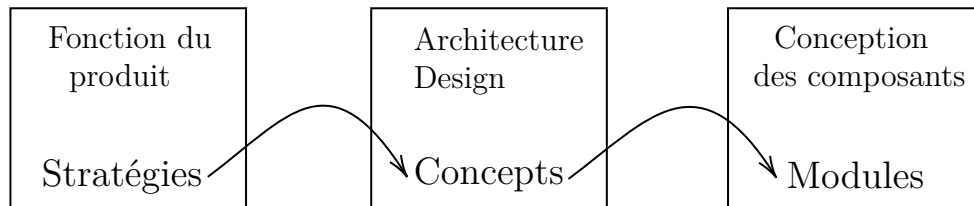


FIGURE II.17: Diagramme des phases de la conception déterministe [Graham and Slocum, 2005]

conception déterministe nous permet d'exploiter la créativité pour établir les meilleures conceptions. Cependant, dans cette approche, le concepteur définit le problème, les solutions et les critères de sélection. Ces derniers doivent être définis soigneusement afin de garantir une sélection optimale. De plus, ce n'est pas toujours évident de trouver des critères de sélection déterministe notamment pour le tri des stratégies ou des concepts [Graham et al., 2007].

Chen présente une étude des configurations structurales des machines-outils [Chen, 2001] par une approche déterministe en se basant sur des critères qualitatifs évaluant le comportement et les performances de chaque configuration. Il a réussi à identifier les configurations structurales possibles pour des machines-outils à 3, 4 et 5 axes. Utilisant la même approche déterministe, les travaux de Szwengier [Szwengier et al., 2012] et de Heisel [Heisel et al., 2011] ont permis d'identifier une sélection de configurations structurales de machines-outils par la comparaison qualitative des concepts (les configurations structurales) générés vis-à-vis un ensemble de critères binaires caractérisant la performance d'une machine.

Donc, l'utilisation de cette approche de conception déterministe dans le niveau conceptuel est possible. De ce fait, cette approche est applicable pour des problèmes de conception de haut niveau. Par la suite, notre étude de méthodologie de conception préliminaire de machines-outils peut s'appuyer sur cette approche.

II.3.2.2 Conception axiomatique

La conception axiomatique est une méthodologie développée par le professeur Suh Nam Pyo pour concevoir des systèmes avec des méthodes matricielles [Suh, 2001]. L'approche axiomatique fournit un cadre pour décrire les objectifs de la conception et un ensemble d'axiomes afin d'évaluer les relations entre "ce que nous voulons réaliser" et "comment nous y parvenons?". Suh définit cette méthodologie en se basant sur deux axiomes [Suh, 1998] :

- **L'axiome de l'indépendance des exigences fonctionnelles (EsF)**
- **L'axiome de la minimisation de l'information**

Considérant ces deux axiomes, la meilleure conception est une conception fonctionnelle et découplée contenant un minimum d'informations. Le processus de conception d'un produit suivant cette approche est défini dans 4 domaines comme illustré à la figure II.18.

Le premier consiste aux attributs du client (AC) caractérisant son besoin. Les AC sont traduites par des Exigences fonctionnelles (EsF) dans le domaine fonctionnel. Ces EsF permettent ainsi la définition des Paramètres de Conception (PsC). Finalement, la phase de production est alors exécutée. [Suh, 1998].

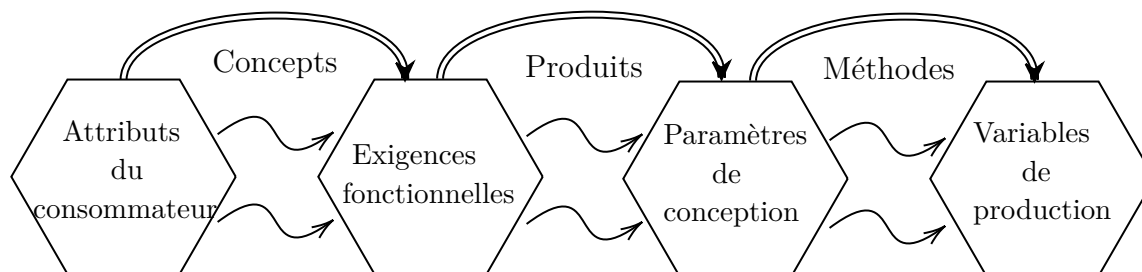


FIGURE II.18: Diagramme du processus de conception axiomatique [Suh, 1998]

La conception axiomatique est utile pour orienter le concepteur sur les fonctionnalités de base requises dans le produit. Cependant, les limites de cette approche résident tout d'abord dans la validité des axiomes employés. En effet, il n'y a pas de preuve que l'axiome de l'indépendance est vrai, mais il y a des exemples de bonnes conceptions couplées. Les problèmes de conception sont généralement couplés ce qui évoque une certaine préoccupation sur la fiabilité de l'axiome 1. D'autre part, l'axiome 2 est difficile à interpréter et à appliquer. Certains concepteurs l'utilisent pour qualifier la complexité des pièces. D'autres l'utilisent pour signifier la fiabilité des pièces ou à maintenir les tolérances sur les pièces [Suh, 1990]. Pour cela dans la suite de nos travaux nous renonçons à suivre cette méthode.

II.3.2.3 Méthode de Taguchi

La notion de conception robuste a été introduite par Genichi Taguchi. En effet, l'objectif de cette méthode de conception robuste est de proposer un produit dont les performances sont faiblement altérées par la variation des paramètres de conception et les conditions environnementales tout en minimisant les coûts de production [Taguchi et al., 2005]. En effet, l'approche de Taguchi repose sur l'idée de robustesse comme un moyen pour neutraliser les effets des facteurs incontrôlables de bruit comme le montre la figure II.19 [Taisuke, 2004].

La méthode de Taguchi est appliquée dans divers projets de conception et d'optimisation et son efficacité a été prouvée pour l'amélioration des conceptions. Par exemple, l'approche est appliquée pour l'optimisation de la commande numérique du processus d'usinage [Xydas et al., 2005]. Les résultats ont permis de réduire l'erreur à l' 1/10 de la valeur initiale.

La contribution de la méthode de Taguchi à l'optimisation des produits est fortement appréciée par les ingénieurs de conception. Néanmoins, cette approche a un caractère de finition plutôt qu'un développement d'un produit. En effet, l'application de cette méthode nécessite une connaissance des variables d'entrées et des sorties du produit. Durant

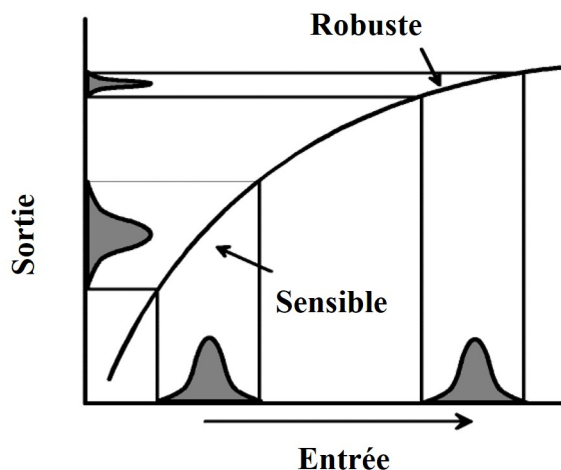


FIGURE II.19: Objectif de la conception robuste de Taguchi [Taylor, 1998]

la phase préliminaire de la conception, nous traitons des modèles réduits du produit désiré et donc il ne comprend pas forcément tous les paramètres d'entrées. De plus, à ce stade, les résultats d'analyses ne représentent que des ordres de grandeur. Pour cela cette méthodologie n'est pas adaptée à notre cadre d'étude.

II.3.2.4 La conception virtuelle

La conception virtuelle est introduite pour simplifier le processus de conception et pour baisser les coûts de prototypage. La conception virtuelle englobe la définition du concept, les tests, et l'optimisation du modèle virtuel d'un produit. La figure II.20 illustre un des avantages de la conception virtuelle notamment en proposant des améliorations et des ajustements en amont de la production du prototype réel [Mekid, 2008].

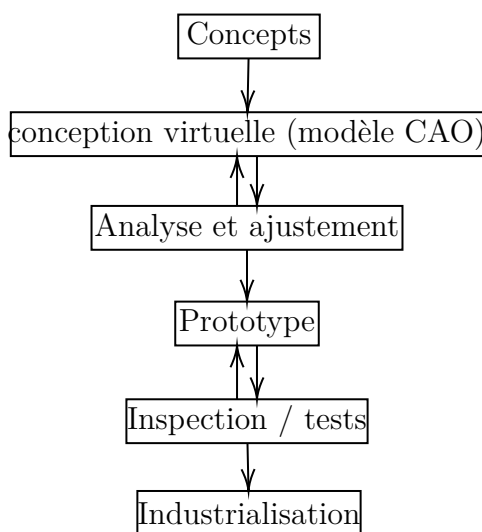


FIGURE II.20: Stratégie de conception virtuelle

Comme le décrit la figure II.20, le produit (mécanisme, machine, robot...etc.) est généralement défini à l'aide d'un outil de conception assistée par ordinateur (CAO) [Mekid, 2008]. Le modèle CAO est généralement exporté pour une analyse par la Méthode des Éléments Finis (MEF) ou bien pour une simulation multi-corps rigides ou élastiques. Ces analyses ont pour but l'amélioration des performances de la solution avant la phase de prototypage [Altintas et al., 2005]. Cette approche est largement utilisée pour la conception et l'optimisation des machines-outils.

Bouzgarrou utilise la MEF pour la modélisation et le dimensionnement d'une structure de machine-outil [Bouzgarrou, 2001]. Lauroz et Bouzgarrou utilisent dans leurs élaborations de modèles virtuels de machines-outils, des éléments de différentes natures (surfaciques, volumiques, ressorts...etc.) Afin de représenter au mieux la structure de la machine [Bouzgarrou, 2001, Lauroz, 2001]. Il est évident que le temps de calcul est aussi important, cependant cette méthode ne nécessite pas la machine physiquement.

Altintas utilise l'approche de conception virtuelle pour l'analyse statique, cinématique et dynamique des machines-outils [Altintas et al., 2005]. L'efficacité de cette approche est démontrée à travers le gain important en termes de temps et des coûts de développement. Altintas illustre ces avantages dans la figure II.21. Ainsi, dans notre cas d'étude, l'application de la méthode de conception virtuelle est pertinente.

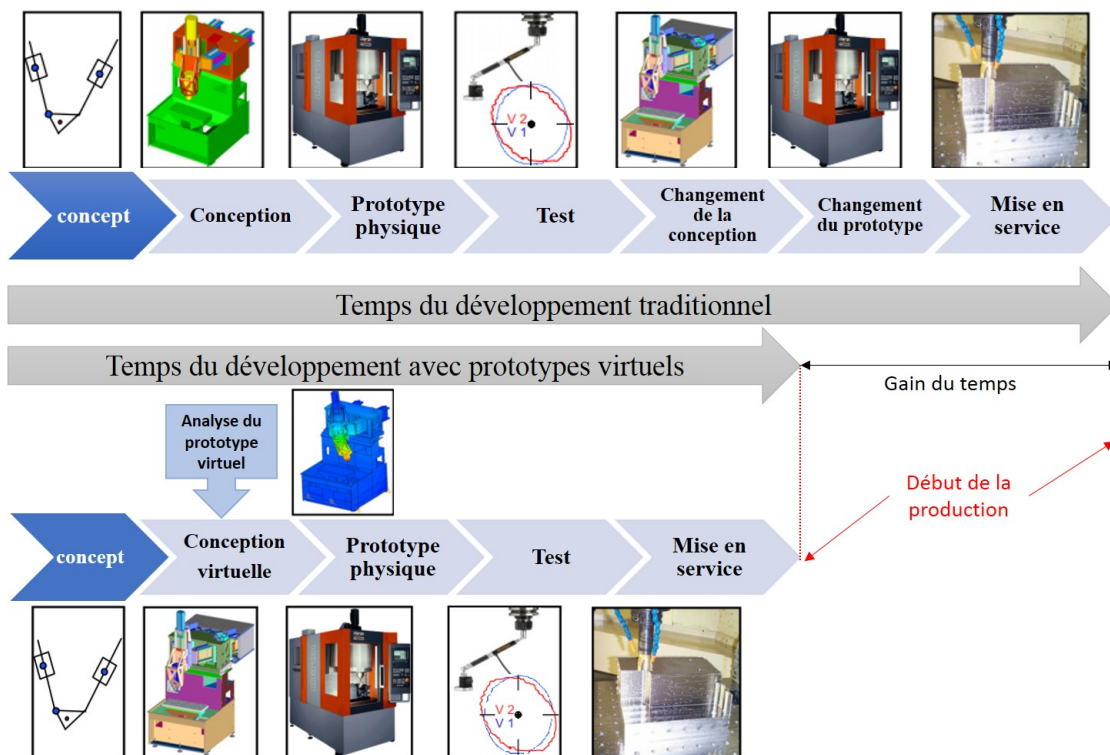


FIGURE II.21: Avantage de la conception virtuelle [Altintas et al., 2005]

II.3.3 Conclusion

Le processus de conception d'un mécanisme complexe telle qu'une machine-outil n'est pas évident. Une telle conception est le fruit de plusieurs phases de réflexion, de tests et

de décisions. La phase préliminaire de la conception est une étape importante. En effet French considère que la majorité des décisions sur les caractéristiques d'un produit sont faites durant les premières étapes [French et al., 1985].

Les différentes approches de conception introduites ont le même objectif qui est le développement du produit respectant un cahier des charges prédéfini. Cependant, selon le contexte de conception une approche peut être plus pertinente qu'une autre. L'adoption d'une approche ne signifie pas le rejet des autres, néanmoins une approche peut reposer sur une autre implicitement. En effet, l'approche de conception virtuelle peut contenir une approche déterministe et robuste à la fois.

Pour mieux nous positionner dans le contexte de notre étude, dans la partie suivante nous étudions les critères et les stratégies d'évaluation des machines-outils.

II.4 Évaluation et validation d'une conception de M.O

La validation d'un concept, d'une conception ou d'un prototype est toujours réalisée via des tests. Ces analyses ont pour but l'évaluation des performances. En fonction de la phase de conception, des critères traduisant le besoin peuvent être exprimés. Nous présentons dans la suite les critères de performance couramment utilisés et nous étudions ensuite quelques stratégies de conception des machines-outils.

II.4.1 Critères de performances

Les concepteurs de machines-outils doivent identifier les caractéristiques les plus déterminantes des performances de la machine [Portman et al., 2015]. Comme tout mécanisme, les machines-outils se caractérisent par leurs spécifications techniques. Donc, en fonction du procédé d'usinage envisagé, une machine peut être plus appropriée qu'une autre. Afin d'évaluer l'adéquation des machines-outils, des critères de performances sont mis en place. Bouzgarrou [Bouzgarrou, 2001] classe ces critères en deux types :

- **Critères globaux** : relatifs à l'espace de travail, l'encombrement
- **Critères locaux** : relatifs à un point de fonctionnement tels que les vitesses et les accélérations...

Nous énumérons ci-dessous certains critères largement utilisés pour la caractérisation des machines-outils [Bouzgarrou, 2001, Chanal, 2006] :

a) **Rigidité et compliance** : La rigidité d'une machine-outil peut être définie comme la capacité de sa structure à maintenir sa position sous l'influence des charges [Rivin, 1999]. Les rigidités de chacun des composants structuraux comme les roulements de la broche, les patins de guidages, les systèmes d'entraînement et le bâti... ont un impact sur la rigidité globale de la machine-outil [Cheng and Huo, 2009].

La compliance est l'inverse de la rigidité, elle caractérise la souplesse et la capacité d'une structure à se déformer [Ansoategui et al., 2017]. Couramment la rigidité est mesurée suivant les directions principales X, Y et Z . La rigidité caractérisant une structure est présentée soit sous forme de cartes de rigidité dans la globalité de l'espace de travail, soit par une valeur minimale garantie dans tout l'espace de travail [Bouzgarrou, 2001].

La rigidité des machines-outils a un impact direct sur la précision du positionnement de l'outil et de la pièce dans l'espace de travail. C'est l'un des paramètres clés utilisés pour la comparaison des machines présentant des cinématiques différentes [Geldart et al., 2003]. De Lacalle et Lamikiz présentent dans [de Lacalle and Lamikiz, 2009] des exemples typiques de rigidité de machines-outils :

- **Pour un centre d'usinage vertical**

Les valeurs de rigidité sont respectivement : $62N/\mu m$, $33N/\mu m$, $67N/\mu m$ suivant X, Y et Z .

- **Pour une fraiseuse à colonne**

Les valeurs de rigidité sont respectivement : $16N/\mu m$, $40N/\mu m$, $94N/\mu m$ suivant X, Y et Z .

- **Pour une machine cartésienne à 3 axes**

Les valeurs de rigidité sont respectivement : $15 - 25N/\mu m$, $15 - 25N/\mu m$, $70 - 100N/\mu m$ suivant X, Y et Z .

Cheng et Huo [Cheng and Huo, 2009] considèrent qu'une rigidité de $50N/\mu m$ est suffisante pour une machine-outil conçue pour des opérations d'usinage usuelles (aluminium par exemple). Cependant pour des procédés d'usinage de matériaux durs (comme le titane) une rigidité de l'ordre de $500N/\mu m$ est fortement appréciée.

b) La dynamique : L'étude dynamique d'une machine-outil comprend entre autres la détermination des fréquences propres de la structure et les déformées correspondantes [Meikid, 2008]. Il est important de vérifier que les modes de vibrations ne sont pas sollicités à leurs fréquences de résonance durant le fonctionnement de la machine. Couramment, ces problèmes sont résolus par l'optimisation de la fréquence du premier mode propre du moment où l'éloignement de ce mode par rapport aux fréquences de rotation de l'outil entraîne nécessairement l'éloignement des autres.

c) La masse des éléments mobiles et structuraux : Pour une machine d'usinage, la consommation énergétique globale à plusieurs origines. Selon Deneffe, la masse de la machine-outil est l'un des facteurs influençant directement sur ces consommations [Deneffe, 2017]. Zhou montre dans [Zhou et al., 2016] que les masses des éléments mobiles présents dans la structure de la machine ont une forte corrélation avec la consommation énergétique. Cette forte consommation est due aux masses importantes des éléments à déplacer et aux forces de frottement. De ce fait, et afin de répondre à la problématique actuelle du "green machining" et de la préservation de l'environnement, la masse est considérée comme un critère de performance.

d) **L'espace de travail** : L'espace de travail d'une machine-outil peut être représenté par l'ensemble des positions et orientations accessibles par le nez de la broche. Les courses de chacun des axes de translation et de rotation permettent de définir cet espace. L'optimisation de l'espace de travail revient à maximiser les endroits accessibles par le bout de l'outil. Nous distinguons 3 types d'espaces de travail comme suit :

- **Un espace de travail géométrique** : peut être défini comme la région qui peut être atteinte par un point de référence de l'effecteur [Merlet, 1997].
- **Un espace de travail cinématique** : l'espace permettant de parcourir toute la trajectoire d'usinage à la vitesse d'avance programmée tout en évitant les changements de direction des moteurs lors du parcours d'une trajectoire continue [Chanal, 2006, Kim and Sarma, 2002].
- **Un espace de travail dynamique** : Chanal le définit comme l'espace où les erreurs dues aux déformations élastiques de la structure, du fait des sollicitations statiques et dynamiques de l'usinage, sont suffisamment faibles pour que la pièce soit obtenue avec la qualité requise. [Chanal, 2006].

Chanal propose une méthodologie de détermination de l'espace de travail optimal d'une machine-outil vis-à-vis son espace de travail géométrique, cinématique et dynamique pour une pièce et un processus d'usinage donné [Chanal, 2006]. En effet, cet espace optimal de pose de la pièce est situé à l'intersection de ces trois espaces comme le montre la figure II.22. De ce fait, en fonction des pièces à fabriquer une machine peut-être plus appropriée qu'une autre.

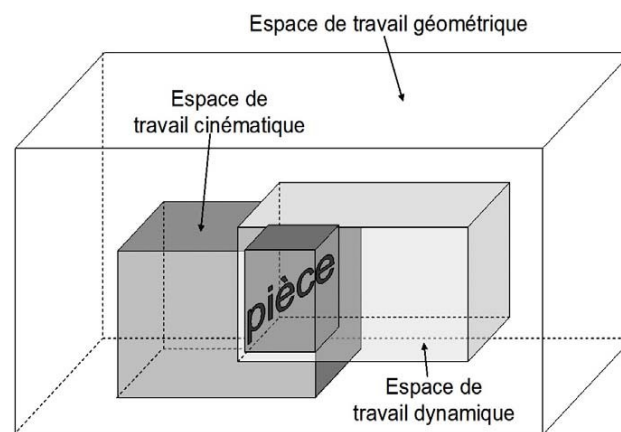


FIGURE II.22: Définition de l'espace de travail optimal [Chanal, 2006]

e) **La dextérité** : La dextérité caractérise l'aptitude de l'effecteur à réaliser facilement des petits déplacements arbitraires autour d'un point de travail. La matrice jacobienne permet de calculer cette aptitude.

f) **La précision** : La précision d'une machine-outil peut être caractérisée par rapport à l'incertitude que nous pouvons avoir sur les dimensions des pièces (incertitudes de mesures, dilatation thermique...) [Bouzgarrou, 2001]. Deux termes bien connus dans le

domaine de conception de machines-outils caractérisent la précision [Tapia, 2016] :

- **La justesse** : désigne l'aptitude de la machine à assurer une tâche d'usinage avec la précision requise. Selon la norme ISO 5725, elle caractérise l'étroitesse de l'accord entre la moyenne d'un nombre infini de valeurs de mesures répétées de la qualité d'usinage et une valeur de référence [ISO, 1994].
- **La répétabilité** : caractérise la fidélité de celle-ci selon un ensemble de conditions qui comprennent la même procédure opératoire, les mêmes opérateurs, le même système de mesure, les mêmes conditions de fonctionnement et le même lieu, ainsi que des mesurages répétés sur le même objet ou des objets similaires pendant une courte période de temps. [JCGM, 2008].

Mekid [Mekid, 2008] présente une matrice de relations entre les différents critères de performance et les éléments structuraux. Le but de cette "maison de qualité" ("house of quality") est d'attribuer un poids pour chaque élément de structure. Connaissant cette valeur, l'importance de chacun des éléments structuraux vis-à-vis des critères de performance est révélée. La figure II.23 montre un exemple d'utilisation de cette maison de qualité. Nous pouvons nous inspirer de cette approche pour comparer les différentes possibilités de conception de machine-outil. Ce diagramme peut être utile pour la conception préliminaire comme il peut intervenir dans les étapes avancées.

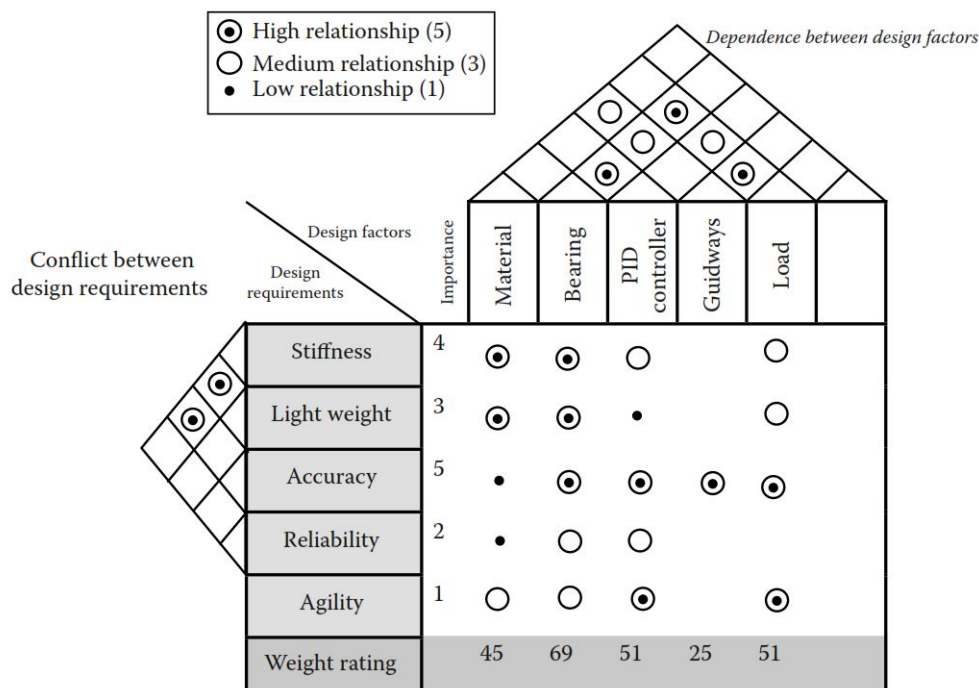


FIGURE II.23: Exemple de maison de qualité [Mekid, 2008]

Les critères de performances permettent de mettre en œuvre une comparaison et une sélection de différentes machines-outils. Diverses méthodes existent pour l'évaluation des indicateurs de performances des machines d'usinages. Dans la suite, des stratégies de conception de machines-outils sont présentées.

II.4.2 Stratégies de conception de M.O

Plusieurs fournisseurs de machines-outils présentent différents types de machines adaptées aux besoins spécifiques des clients. En effet, chaque version de ces machines provient d'une amélioration et de l'évolution de certains paramètres géométriques et cinématiques des conceptions antérieures [Maj and Bianchi, 2005].

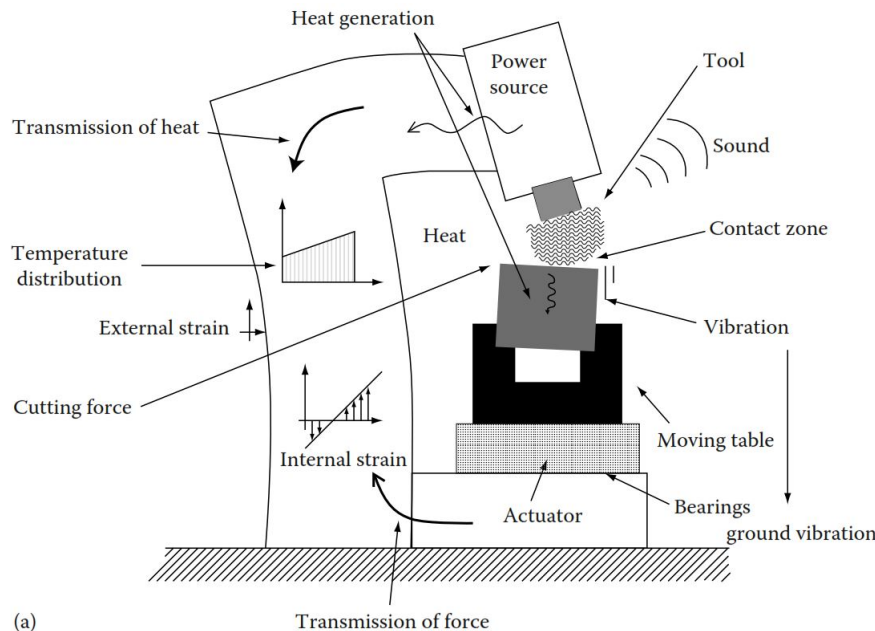


FIGURE II.24: Exemples types de source d'erreurs de machines-outils [Mekid, 2008]

Vu l'absence de méthodologies et d'algorithmes justifiant le choix des architectures et des configurations structurales de machines-outils, le développement de nouvelles machines-outils se base généralement sur certaines structures déjà commercialisées et exploitées par les industriels [Lajili et al., 2017]. L'industrie des machines-outils est assez conservatrice par nature et ne cherche pas à développer une nouvelle architecture si le marché ne le justifie pas. La conception des machines-outils dans ce cas compte sur l'expérience et le bon sens des ingénieurs-concepteurs pour le choix du concept, de l'architecture et de la configuration structurale. Cependant, l'expérience et l'intuition ne garantissent pas un choix optimal [Heisel et al., 2011].

Toutefois, les grands clients des machines-outils cherchent sans cesse des machines spécifiques vis-à-vis leurs besoins et suffisamment rigides, précises et productives. Mekid [Mekid, 2008] présente dans la figure II.24 les différentes sources et phénomènes affectant la qualité de l'usinage et les performances des machines. La considération et l'analyse de ces phénomènes dès la phase préliminaire de conception permettent d'obtenir un produit optimal. Pour ce faire, il faudrait d'abord identifier le lien entre le besoin et les caractéristiques de la machine.

Les dimensions des pièces à fabriquer, leurs degrés de complexité, leurs formes et notamment leurs matériaux doivent être pris en considération lors de la conception. En effet, la définition des caractéristiques des pièces cibles permet de définir les spécifications de la machine-outil comme l'espace de travail, le débit d'enlèvement de matière, la précision

Définition du besoin		Caractéristiques de la machine
Dimensions des pièces à usiner	>	Taille et espace de travail de la machine
Comportement mécanique	>	Masse de structure, rigidité, modes propres...
Complexité des pièces	>	Le nombre et la disposition des axes
Éléments de guidages	>	Patins, roulements, palier hydrostatique ...
Systèmes d'entraînement	>	Moteur, vis-écrou, moteur linéaire...
Encombrement dans l'atelier	>	Architecture portique, compact, à colonne...

TABLE II.1: Caractéristiques de base d'une machine-outil [de Lacalle and Lamikiz, 2009]

d'usinage, la rigidité et le comportement dynamique de la structure. À l'issue de ces informations, des caractéristiques de la machine à concevoir peuvent être déterminées comme le montre le tableau II.1 [de Lacalle and Lamikiz, 2009].

Dans la section suivante, nous présentons une méthodologie de conception préliminaire des machines-outils. Cette étude consiste à une synthèse des configurations structurales des machines-outils.

II.5 Synthèse des configurations structurales

Une configuration structurale caractérise l'arrangement des axes d'une machine-outil. Chaque configuration peut être désignée par un code présentant l'agencement des axes de la machine de part et d'autre de l'élément fixe (le bâti) [Chen, 2001].

Szwengier et Duc considèrent que la sélection d'une configuration structurale adéquate durant la phase de conception préliminaire est crucial pour garantir les performances envisagées pour une machine-outil [Szwengier et al., 2012, Duc and Hascoët, 2010]. Selon les travaux de [Szwengier et al., 2012, Chen, 2001, Heisel et al., 2011], cette méthode de sélection comporte trois étapes :

- **Génération** : génération des configurations structurales admissibles par rapport aux mobilités requises de la machine.
- **Classement** : désigne la phase d'analyse qualitative et d'évaluation des configurations structurales .
- **Sélection** : désigne la phase du choix de / des architectures adéquate(s) au besoin.

Dans la suite de cette section, nous énonçons le formalisme adopté pour la génération des codes de configurations. Ensuite, nous présentons brièvement le principe du classement et de la sélection.

II.5.1 Formalisme

Chen considère une machine-outil sérielle comme un assemblage de N éléments structuraux animés par des mouvements relatifs entre eux (Figure II.25). Chaque élément de structure fait soit une translation soit une rotation suivant / autour des axes X, Y et Z [Chen, 2001]. Les mouvements relatifs qu'effectuent les différents membres de la chaîne structurale caractérisent le code de la configuration. En effet, Ishizawa désigne une configuration structurale par les mouvements relatifs existants dans la structure en partant de la table d'usinage jusqu'à la broche [Ishizawa et al., 1991].

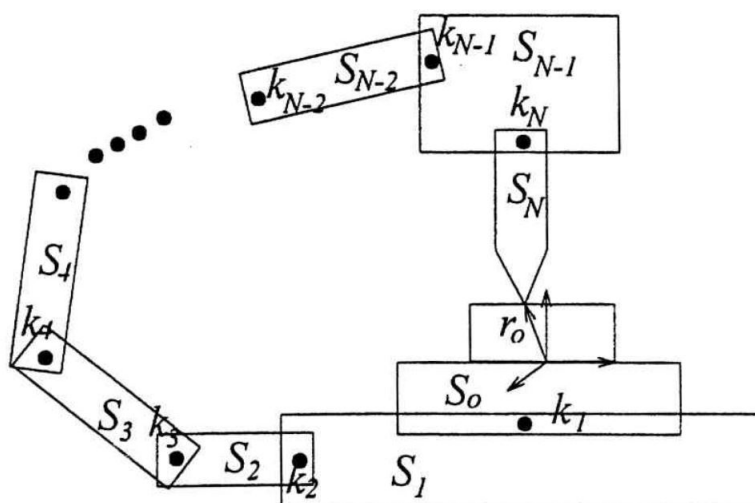


FIGURE II.25: Décomposition en éléments structuraux d'une machine-outil sérielle [Chen, 2001]

Un code de configuration d'une machine est désigné par une séquence de caractères. Ces caractères représentent les mouvements relatifs existants entre les éléments structuraux et le bâti qui est généralement représenté par la lettre "O" ou le chiffre "0". L'emplacement des caractères désignant les mouvements relatifs par rapport au caractère "O" ou "0" présente l'agencement des axes de la machine par rapport à la base de la machine [Chen, 2001].

En utilisant cette notation, nous pouvons énumérer d'une façon systématique toute architecture possible en représentant chacune par un code. Plusieurs possibilités de configurations structurales sont envisageables pour chaque type (3 axes, 5 axes ...etc.) de machine-outil. Par exemple, une machine cartésienne à trois axes est désignée par 4 lettres : les 3 mouvements principaux "X, Y et Z" et le bâti "O". Mathématiquement, il y a 24 possibilités d'arrangement pour un code à 4 caractères à base de ces lettres et par la suite, plusieurs configurations structurales possibles pour un degré de mobilité requis pour la machine-outil. À ce niveau, une sélection doit être faite et des critères de sélections doivent être identifiés. La problématique du choix de la configuration structurale devient plus difficile pour des machines avec un nombre élevé de mobilités.

Dans la partie suivante, nous étudions brièvement les critères de sélection employés pour réaliser le classement des configurations structurales.

II.5.2 critères de sélection

Afin de pouvoir identifier les configurations structurales les plus adéquates avec le besoin d'usinage, la mise en place de critères de sélection est cruciale. À un stade préliminaire de conception, des critères qualitatifs sont exprimés. L'application de ces critères permet de réduire significativement le nombre solutions possibles.

II.5.2.1 Critères qualitatifs

Dans la phase préliminaire de conception, les indicateurs de performances de structures de machines-outils ne sont pas quantifiables. De ce fait, dans les travaux de [Chen, 2001, Tutunea-Fatan and Feng, 2004, Heisel et al., 2011, Szwengier et al., 2012], la classification et la sélection des codes de configurations structurales des machines-outils sont faites à travers des critères de sélection qualitatifs (Figure II.26).

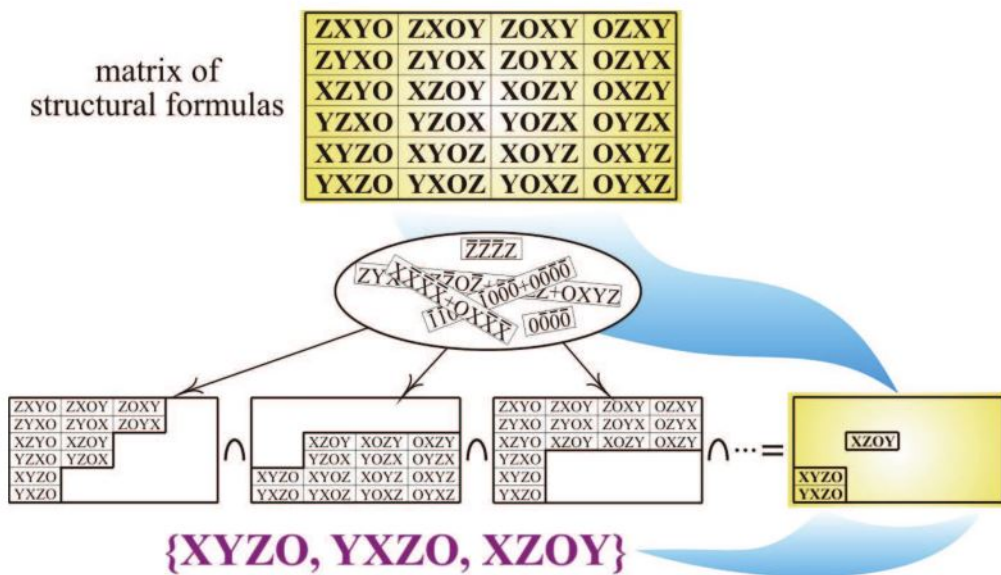


FIGURE II.26: Sélection des configurations structurales d'une machine à 3 axes [Szwengier et al., 2012]

Ces critères désignent des indicateurs de performances comme la précision géométrique, la dextérité et la masse de la structure ...etc. Ils sont dits qualitatifs par ce qu'on ne peut pas quantifier (calculer) les indicateurs de performance à ce stade de la conception.

II.5.2.2 Réseaux de neurones

Heisel présente une autre manière d'évaluation et de sélection des configurations structurales des machines-outils. En effet dans [Heisel et al., 2011] il identifie des critères de

sélection qualitatifs. Cependant, ces critères ne sont pas appliqués directement sur un ensemble de solutions. Après une phase d'apprentissage du réseau de neurones, l'évaluation et la sélection des configurations sont réalisées directement via les réseaux de neurones.

II.5.3 Conclusion

La méthodologie de synthèse et de sélection des configurations structurales est rationnelle. En effet, elle permet d'identifier des configurations adéquates avec le procédé d'usinage envisagé. Cette méthode permet donc de garantir le meilleur agencement des axes de la machine-outil dès la phase préliminaire de la conception.

Dans le chapitre III, nous présentons une étude détaillée de cette méthode. Nous développons une méthodologie de sélection de configurations structurales appropriées aux procédés d'usinage de pièces aéronautiques en titane.

Dans la section suivante, nous présentons deux types d'analyse pouvant intervenir en différentes phases de conception pour prédire le comportement de la machine. Ainsi, nous présentons la méthode des éléments finis et la simulation de systèmes multi-corps.

II.6 Modélisation du comportement mécanique des machines-outils

L'industrie des machines-outils porte un intérêt croissant aux outils de simulation. En effet, l'étude virtuelle du comportement statique et dynamique des machines et leurs éléments de structures permettent d'améliorer les performances, tout en abrégant le temps nécessaire à la fabrication du prototype réelle [Altintas et al., 2005].

L'évaluation et l'optimisation des performances de machines-outils pour assurer un comportement dynamique optimal dans la globalité de l'espace de travail nécessitent plusieurs analyses de la conception mécanique dans un environnement virtuel avant de concevoir un prototype physique [Altintas and Cao, 2005]. Les méthodes de simulation modernes sont classées en deux catégories :

- **La méthode des éléments finis (MEF)**
- **La simulation de systèmes multi-corps (Multi-body system MBS)**

La simulation et la modélisation sont des techniques cruciales pour réussir la conception d'une machine-outil que ce soit par la méthode des éléments finis MEF, la simulation de systèmes multi-corps (MBS) ou une combinaison de la MEF et la MBS [Slavković et al., 2015, Bouzgarrou, 2001].

II.6.1 Modélisation de systèmes multi-corps (MBS)

La MBS est rapide et efficace. Les éléments structuraux des machines-outils conventionnelles sont beaucoup plus rigides que les liaisons ce qui plaide en faveur l'hypothèse de concentration des souplesses dans les articulations [Maglie, 2012].

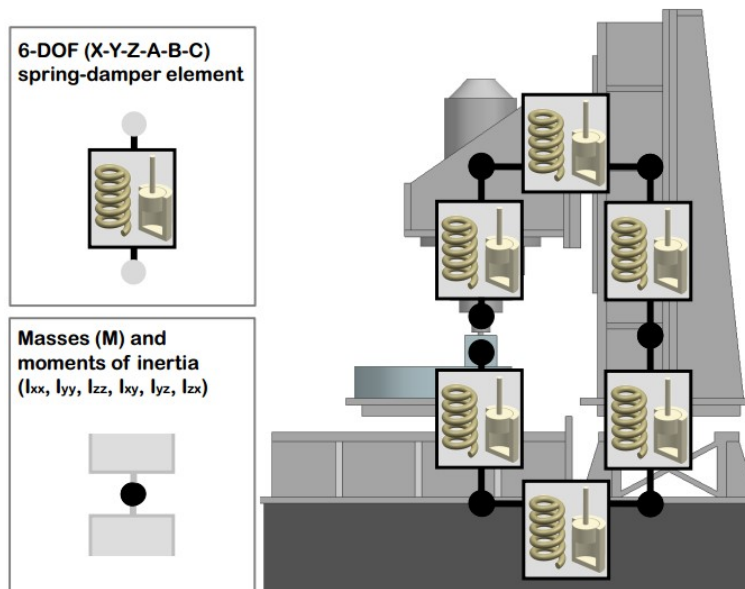


FIGURE II.27: Modèle MBS d'une machine-outil [Maglie, 2012]

La MBS est utilisée par Slavković [Slavković et al., 2015] pour l'optimisation de l'isolation vibratoire des machines-outils. Kono et ses collaborateurs ont développé une méthodologie (Axis Construction Kit ACK) d'évaluation des configurations des machines-outils basée sur la simulation des corps rigides (MBS) [Kono et al., 2010a]. Zirn utilise la MBS pour la modélisation et l'évaluation des machines-outils. Il considère les axes asservis de la machine comme des sous-systèmes principaux [Zirn, 2008].

L'avantage de l'utilisation de la MBS est la réduction importante du nombre total des degrés de liberté de la structure par rapport à la MEF. Selon Altintas, la MBS est une méthode appropriée pour l'obtention d'une prédiction approximative et rapide du comportement mécanique d'une machine-outil [Altintas et al., 2005]. Nous présentons dans la suite, l'approche de modélisation par éléments finis.

II.6.2 Modélisation par éléments finis (MEF)

Depuis plusieurs décennies, l'utilisation de la MEF pour le dimensionnement et l'analyse du comportement mécanique des structures est largement répandue. La MEF est appropriée pour l'analyse des mécanismes complexes en particulier les machines-outils [Bonnemains, 2009]. En effet, Bouzgarrou utilise la méthode des éléments finis pour le dimensionnement d'une machine-outil dédiée à l'usinage à très grande vitesse (UTGV) [Bouzgarrou, 2001].

Zaeh et Oertli ont développé un modèle de l'entraînement par vis à billes par couplage entre les degrés de liberté axial et de torsion [Zaeh et al., 2004]. Altintas et Cao utilisent la MEF pour modéliser une broche de machine-outil avec des modèles non linéaires des arbres et des roulements [Cao and Altintas, 2007].

En utilisant les bons paramètres et un maillage convenable des éléments d'une structure, un modèle éléments finis permet d'obtenir des résultats précis pour divers types d'analyses (Figure II.28) comme l'analyse statique, dynamique (modale, harmonique. . . etc.) et thermique. Ces analyses sont incluses dans la plupart des logiciels d'analyse par la MEF. ANSYS, ABAQUS et COMSOL sont parmi les outils les plus utilisés [Maglie, 2012].

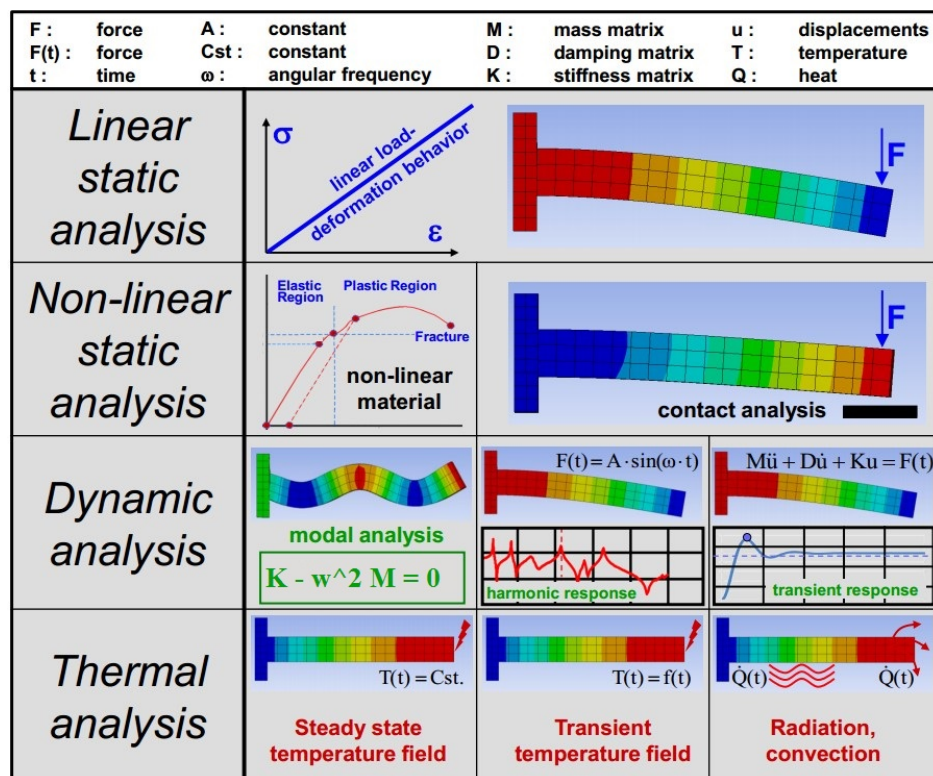


FIGURE II.28: Exemples d'analyse par la MEF [Maglie, 2012]

La modélisation par la MEF peut être utile pour des modifications structurales basées sur les interactions pièce – outil – machine [Mori et al., 2008, Zulaika et al., 2011, Hung et al., 2011]. Bianchi utilise aussi cette méthode pour la modélisation des interactions entre la commande et la structure [Bianchi et al., 1996].

Cependant, l'analyse d'une structure complète d'une machine-outil est fastidieuse. En effet, le nombre de degrés de liberté à analyser pourrait atteindre 1.000.000 ddl. Ainsi, la résolution de ce modèle prend une part significative de l'effort dédié à la conception et l'analyse de la machine-outil [Zatarain et al., 1998].

Arrivant à la fin de ce chapitre bibliographique, dans ce qui suit nous présentons notre conclusion quant aux méthodes de conception des machines-outils. Nous nous positionnons par rapport aux méthodes existantes et nous donnons les verrous scientifiques à lever dans nos travaux de thèse.

II.6.3 Conclusion

L'intérêt des méthodes de modélisation du comportement mécanique réside dans le fait qu'elles permettent de réaliser une analyse virtuelle et quantitative. La MEF intervient dans une phase préliminaire ou avancée de la conception pour dimensionner une machine-outil et calculer sa rigidité statique et dynamique. La MBS intervient dans une phase assez avancée de la conception pour prédire la précision de la machine en simulant son comportement en usinage et régler sa commande.

II.7 Conclusion

Le développement d'une nouvelle machine-outil suit un organigramme de conception de produits présenté au début du présent chapitre. Le point de départ est l'identification du besoin et la détermination des fonctions qu'assurera le produit. L'étape suivante est la phase de développement des concepts. Ensuite, l'étude des concepts possibles permettra de limiter les solutions et d'orienter le processus de conception vers un nombre réduit de solutions. À ce niveau une deuxième étape d'analyse permettra la rectification du choix final. L'ensemble de ces opérations fait partie de la phase préliminaire de conception.

II.7.1 Positionnement

La fonction d'une machine-outil est de produire un mouvement entre l'outil et la pièce à usiner tout en respectant les exigences et les tolérances fonctionnelles. Les principales considérations lors du choix d'une machine-outil sont la taille et la forme des pièces ciblées, les matériaux usinés, la précision et la productivité requises.

Les exigences de productivité et de qualité dans l'industrie aéronautique imposent d'avoir des machines-outils optimisées en termes de précision, de cinématique et de dynamique. C'est dans cette optique que de nombreux travaux d'évaluation des performances des machines-outils sont conduits. Les premiers constats sur l'usinage du titane permettent d'identifier les caractéristiques suivantes : des vitesses de coupe faibles, des forces de coupe importantes et des durées de vie d'outils réduites . De fortes actions mécaniques couplées à des faibles fréquences de rotation de la broche peuvent exciter les modes vibratoires de la structure de la machine.

La trajectoire suivie par l'outil est fonction du comportement mécanique de la structure de la machine-outil. Ainsi, en fonction du type d'opération d'usinage à réaliser et du matériau de la pièce, une architecture cinématique de machine-outil peut être plus pertinente qu'une autre .

La sélection d'une structure de machine-outil appropriée au procédé d'usinage envisagé représente une décision importante. Afin de garantir la précision, la rigidité, et les performances cinématiques et dynamiques requises, un choix judicieux de l'architecture

de la machine-outil est indispensable.

De ce fait, la phase de conception préliminaire est d'une importance cruciale pour concevoir une nouvelle machine d'usinage. Cette étape de conception couramment négligée par les industriels et les fabricants de machines-outils présente un gain significatif en termes de coût de développement et du temps d'industrialisation et d'optimisation des machines. Bien que l'étude repose sur des critères de comparaison qualitatifs ou des ordres de grandeur approximatifs, la comparaison des configurations structurales et des arrangements structuraux des machines-outils sont discriminants et permet de guider les choix à effectuer durant la phase préliminaire de conception.

Pour cela, nous positionnons nos travaux de thèse dans la phase préliminaire de conception de machines-outils à haute rigidité pour l'usinage des matériaux durs, en particulier les alliages de titane. Pour ce faire nous proposons dans le chapitre III une méthodologie de synthèse et de classement des configurations structurales des machines-outils. Cette étude est basée sur l'analyse qualitative des performances des configurations structurales de machines-outils. Dans le chapitre IV, nous développons une approche de sélection quantitative de structures. Nous utilisons des modèles réduits de structures de machines-outils. Nous analysons leurs performances par la méthode des éléments finis. Dans le chapitre V, nous introduisons quelques améliorations sur l'approche développée. Les améliorations concernent le développement des modèles réduits et la modélisation des glissières des machines-outils. Le but de cette thèse est donc de mettre en place des méthodologies aidant à la sélection des configurations structurales et des architectures de machines-outils les plus appropriées au procédé d'usinage des pièces aéronautiques de taille moyenne en titane.

II.7.2 Verrous scientifiques

La problématique de base de notre travail de thèse est de nature industrielle et réside dans la conception d'une machine-outil à haute rigidité adaptée à l'usinage multi axes des pièces aéronautiques en titane. Les concepteurs de machines-outils fabriquent de nouvelles machines en procédant à des améliorations des versions antérieures. Les industriels ne préfèrent pas changer les concepts de base de leurs conceptions de machines-outils.

Cependant, d'un point de vue scientifique, le traitement de la problématique s'entame par la conception préliminaire. Dans la bibliographie, il y a peu de méthodologies ou d'approches de conception de machines-outils s'intéressant à la phase préliminaire. La majorité des méthodes proposées consiste à l'étude virtuelle des prototypes et de modèles de commande de machines. Ces approches visent l'optimisation d'une solution prête à l'industrialisation.

Dans le cadre de nos travaux de thèse, nous cherchons à mettre en places une méthodologie de conception préliminaire de machine-outil. Tout d'abord, nous considérons toutes les configurations structurales possibles pour un degré de mobilité donné. Ensuite, nous étudions un ensemble d'arrangements structuraux de machines-outils. La modélisation de l'ensemble des structures requiert une réduction afin d'alléger le traitement. La comparaison et la sélection des solutions appropriées nécessitent la définition des cri-

tères d'évaluation préliminaire. Le but de notre travail est de proposer enfin un nombre limité de solutions candidates de machines-outils pour l'étude et la modélisation avancées.

Les travaux développés permettent de proposer et d'évaluer des indicateurs de performances de deux types. Les premiers sont des indicateurs binaires basés sur une expression fonctionnelle permettant d'évaluer qualitativement certaines performances de la machine. Les seconds sont issus de résultats de simulation de modèles réduits de structures de machines-outils.

La première méthode de choix de configurations structurales d'une machine permet de restreindre le nombre de solutions candidates. Dans un second temps, une approche d'analyse, de comparaison et de sélection des architectures associées aux configurations structurales retenues appropriée est mise en œuvre. De ce fait, nous présentons les configurations structurales et les arrangements structuraux associés les mieux appropriés au procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane dès la phase préliminaire de conception. L'aspect systématique couplé avec la simplicité de mise en œuvre de la méthode que nous proposons constitue l'un des apports de cette thèse de doctorat. Nous détaillons la première méthode dans le chapitre [III](#) et la deuxième dans les chapitres [IV](#) et [V](#).

Chapitre III

Synthèse des configurations structurales de machines-outils multi axes

*« Si une idée ne paraît pas d'abord
absurde, alors il n'y a aucun espoir
qu'elle devienne quelque chose! »*

Albert Einstein

Sommaire

III.1 Introduction	54
III.2 Méthodologie de sélection de configurations structurales des machines-outils multi axes	56
III.2.1 Principe	56
III.2.2 Méthode de sélection des configurations structurales	59
III.2.3 Conclusion	60
III.3 Conception de machine-outil à 5 axes	61
III.3.1 Configurations structurales des machines-outils à 5 axes	61
III.3.2 Définition des critères de performance pour une machine-outil à 5 axes dédiée à l'usinage aéronautique du titane	63
III.3.3 Application des critères de sélection	69
III.3.4 Critères discriminants ou non ?	70
III.4 Sélection d'une configuration structurale de machine-outil à 5 axes pour l'usinage du titane	71
III.5 Conclusion	75

III.1 Introduction

Les travaux sur l'usinage des alliages de titane permettent d'identifier les particularités suivantes : des vitesses de coupe faibles, des forces de coupe importantes et des durées de vie d'outils réduites [Moussaoui, 2013]. De fortes actions mécaniques couplées à des faibles fréquences de rotation de la broche peuvent exciter les modes vibratoires de la structure d'une machine-outil. Ainsi, en fonction des exigences du procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane et des spécifications, une architecture de machine-outil peut être plus appropriée qu'une autre [Pateloup, 2011].

La conception conventionnelle des machines-outils dans l'industrie compte sur l'intuition et l'expérience du concepteur pour le choix d'une configuration structurale. Cependant, l'intuition et l'expérience ne garantissent pas que le choix effectué soit optimal [Heisel et al., 2011]. Vu l'absence de méthodologies et d'algorithmes de choix de configurations structurales de machines-outils, le développement de nouvelles machines-outils se base généralement sur certaines structures déjà commercialisées et exploitées par les industries.

Toutefois, comme le montre la figure III.1, il existe plusieurs configurations structurales pour chaque type de machines-outils. Nous comptons 24 solutions possibles pour la conception d'une machine cartésienne à 3 axes [Szwengier et al., 2012], le nombre s'élève à 360 configurations possibles pour modéliser une machine-outil à 4 axes. Dans le cas de machines-outils 5 axes, nous comptons 2160 configurations structurales théoriquement possibles [Chen, 2001]. La comparaison et la sélection des configurations adéquates sont des étapes cruciales pour la préparation de la conception des machines-outils. En effet, la configuration structurale d'une machine est un facteur déterminant pour ses performances caractéristiques en particulier sa rigidité, sa précision, et son comportement dynamique.

Afin de comparer les architectures et les configurations structurales des machines-outils, des travaux de recherches se basent sur certaines caractéristiques structurales. En effet, la typologie de la structure : ouverte « C » ou bien fermée « O » et le type de la chaîne cinématique : sérielle, parallèle ou hybride [de Lacalle and Lamikiz, 2009]. Cependant, la sélection de machines-outils convenables devrait s'appuyer sur des indicateurs de performances et du comportement de la machine lors de l'usinage.

Dans ce chapitre, nous proposons une méthodologie de synthèse de configurations structurales des machines-outils multi axes. L'approche proposée consiste à générer dans un premier temps l'ensemble des configurations structurales possibles. Ensuite, en fonction du type d'opération d'usinage à réaliser, des critères de sélection binaires respectant la logique de l'algèbre de Boole {VRAI, FAUX} sont définis. Ils sont donc soit validés soit non validés. Il n'y a pas de cas intermédiaire ou un pourcentage de vérification. Ces critères permettent de faire un classement qualitatif des configurations de machines-outils et d'en extraire les configurations les plus adéquates au besoin. Nous appliquons cette méthodologie pour le classement de configurations structurales de machines-outils à 5 axes sérielles dédiées à l'usinage de pièces aéronautiques en titane. Cette opération réduit significativement le nombre de configurations structurales à modéliser et à analyser finement durant les phases avancées de la conception.

Dans la section suivante, nous commençons par présenter la méthodologie de codage

et de sélection des configurations structurales.

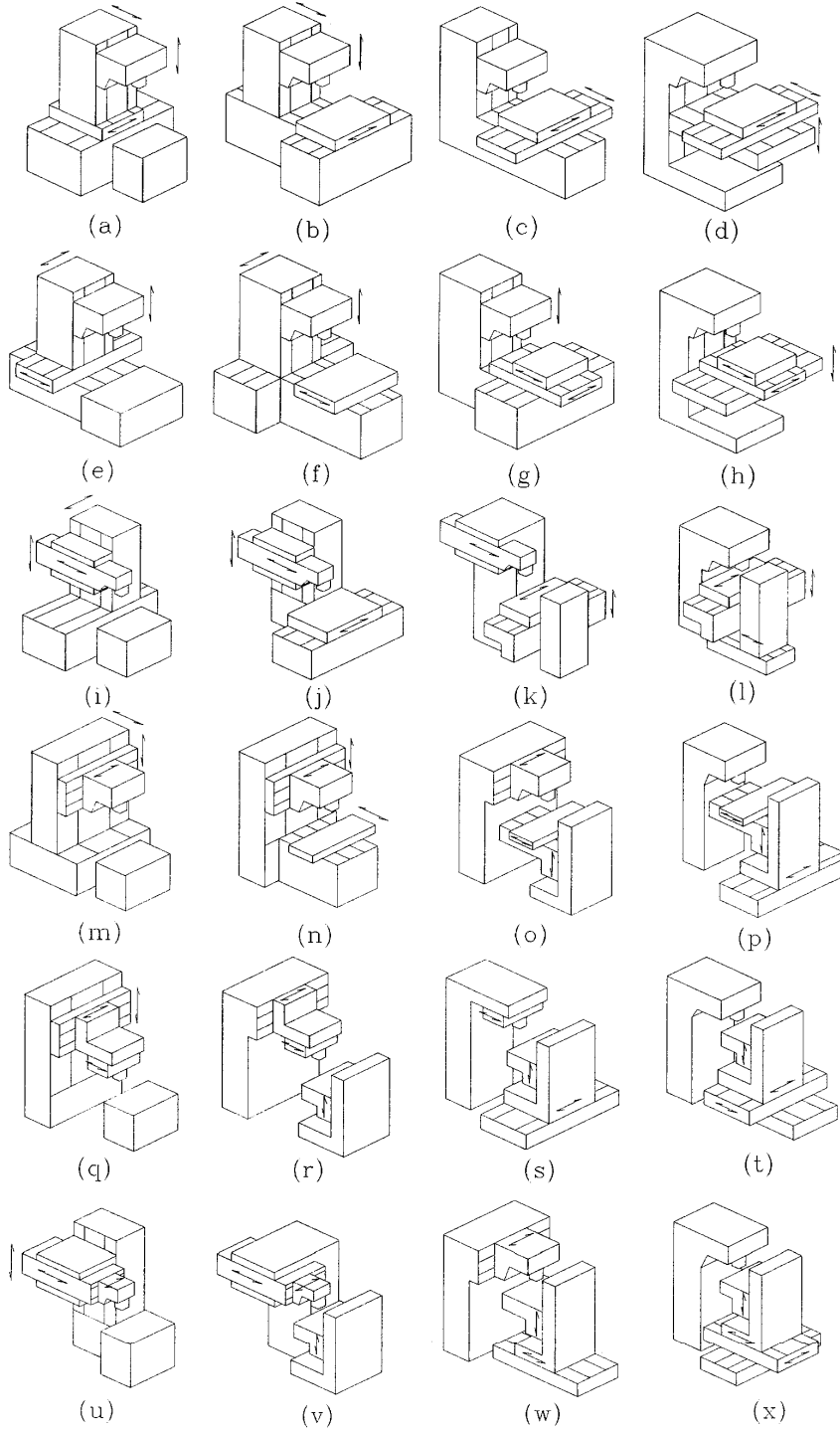


FIGURE III.1: 24 configurations structurales possibles pour une machine-outil à 3 axes [Chen, 2001]

III.2 Méthodologie de sélection de configurations structurales des machines-outils multi axes

Les nouvelles tendances dans le domaine des machines-outils comme le raccourcissement du temps de développement et les coûts de fabrication incitent les concepteurs à chercher de nouvelles solutions innovantes. Durant la phase préliminaire de conception d'une machine-outil, le choix d'une configuration structurale conforme au cahier des charges permet de limiter les opérations d'analyse et d'optimisation durant les phases avancées de conception. Dans la suite, nous présentons la méthode de synthèse de configurations structurales et leur classement.

III.2.1 Principe

L'intérêt de la synthèse et l'analyse des configurations structurales des machines-outils ont été initiés vers les années 1970 par J.D. Vragov, chercheur russe et concepteur des machines technologiques [Szwengier et al., 2012, Nowak and Jastrzębski, 2012]. La plupart des concepts existant aujourd'hui se basent sur sa description originale [Vragov, 1978]. Une configuration structurale est l'image de la superposition des mouvements des éléments structuraux, des systèmes de guidages et de leur couplage mutuel. L'arrangement des éléments de guidages et le schéma cinématique d'une machine-outil caractérisent sa configuration structurale comme le montre la figure III.2.

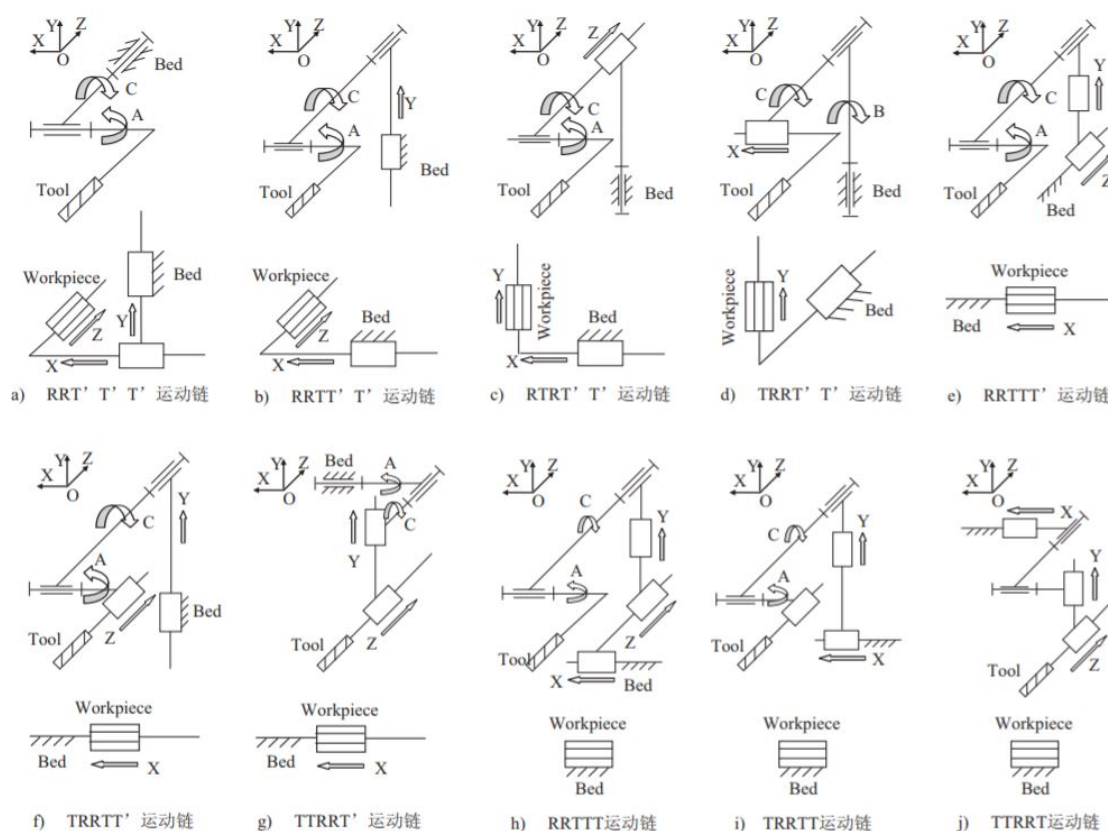


FIGURE III.2: Quelques configurations structurales de machine-outil à 5 axes [Xie et al., 2009]

Une machine-outil peut être considérée comme un assemblage d'éléments structuraux en mouvements relatifs entre eux afin d'assurer sa fonction d'usinage [Chen, 2001]. En respectant la convention établie par Vragov [Vragov, 1978], en parcourant la chaîne structurale d'une machine-outil à partir de la pièce, en passant par le bâti jusqu'au bout de l'outil. Un code caractérisant sa configuration structurale peut être établi de la gauche à la droite comme le montre la figure III.3.

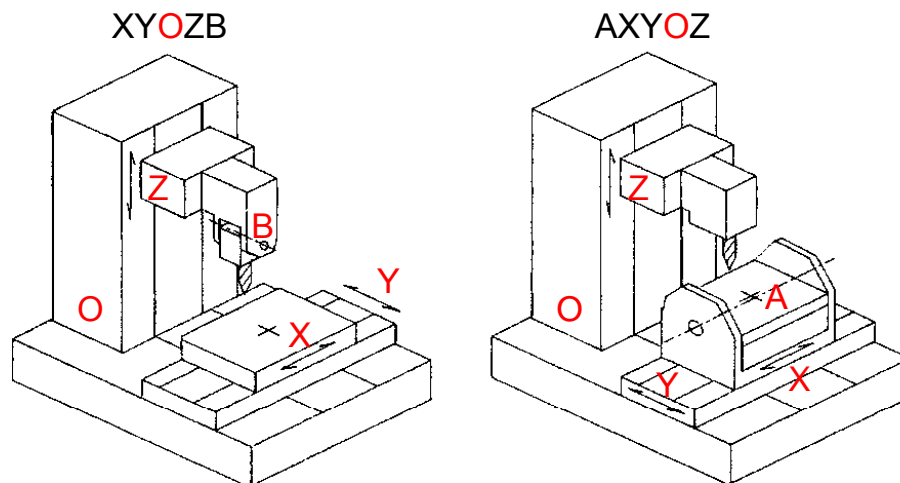


FIGURE III.3: Deux configurations structurales de machine-outil à 4 axes [Chen, 2001]

La configuration structurale d'une machine-outil caractérise donc l'agencement de ses axes de translation et de rotation pour le positionnement et l'orientation de la pièce et de l'outil par rapport au bâti. En fonction du nombre d'axes N_a dont dispose la machine, un code à $N_a + 1$ composantes peut être attribué à chacune de ses configurations structurales possibles. Ces composantes peuvent représenter des axes de translation "X, Y ou Z", des axes de rotation "A, B, ou C" tournant respectivement autour de "X, Y et Z", et la partie fixe de la machine : le bâti.

Dans notre méthode, nous n'identifions pas les codes de configurations structurales à partir de schémas cinématiques de machines-outils, mais nous générons tous les codes de configurations par la permutation de leurs N composantes désignant les axes. Afin d'éviter des solutions symétriques et pour unifier la lecture des codes de configurations, nous utilisons la convention décrite dans le paragraphe suivant, pour la génération et la lecture des codes [Lajili et al., 2017].

La création ou la lecture des codes de configurations structurales doit être faite obligatoirement de la gauche vers la droite. Cette convention respecte la convention établie par Vragov du moment où ce sens de parcours correspond au parcours de la chaîne structurale d'une machine-outil partant de la pièce jusqu'au bout de l'outil via le bâti et les différents éléments structuraux [Lajili et al., 2017]. Le premier terme du code désigne l'axe le plus proche de la pièce s'il existe, sinon, et si la table de la machine est fixe, le code débutera par la lettre "O" désignant le bâti.

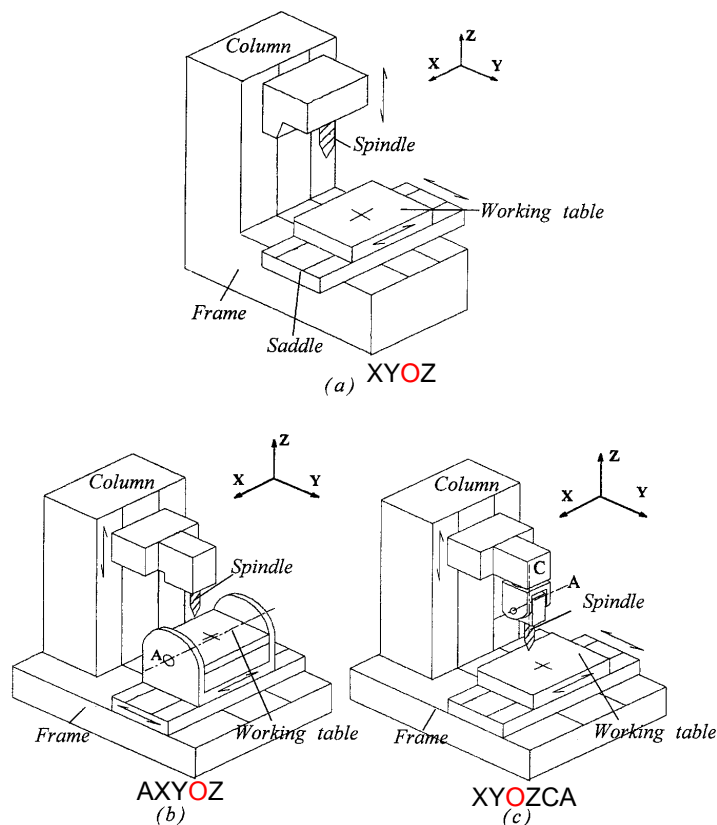


FIGURE III.4: Exemple type d'une machine-outil [Chen, 2001]

La figure III.4 illustre des exemples types de machines-outils multiaxes (3, 4 et 5 axes). Les codes désignant les configurations structurales de ces machines sont respectivement : le [(X,Y,O,Z), (A,X,Y,O,Z) et (X,Y,O,Z,C,A)]. La position P_O de la lettre, "O" désignant le bâti dans le code d'une configuration donnée, peut être déterminée en connaissant le degré de mobilité M_T attribué à la table de la machine comme indiqué dans l'équation III.1.

$$P_O = M_T + 1 \quad (\text{III.1})$$

En appliquant l'équation III.1 sur chacun des exemples de machine-outil présentés dans la figure III.4, nous déterminons la position de la lettre "O" dans le code de configuration de chacune. En effet, pour les machines à 3 et à 5 axes (Figure III.4 (a) et (c)), la table de la machine est équipée de deux degrés de mobilité donc $M_T = 2$ et $P_O = 3$ et par la suite le terme désignant le bâti occupe la troisième composante du code. Cependant pour la machine à 4 axes (Figure III.4 (b)) la table est dotée de deux axes de translation et d'un axe de rotation donc $M_T = 3$ et $P_O = 4$.

Le nombre total des configurations structurales possibles d'une machine-outil à N_a axes non redondants peut être déterminé connaissant le nombre d'axes de translation N_T et le nombre d'axes de rotation N_R de la machine. Le calcul peut se faire via l'équation III.2.

ZXYO	ZXOY	ZOXY	OZXY
ZYXO	ZYOX	ZOYX	OZYX
XZYO	XZOY	XOZY	OXZY
YZXO	YZOX	YOZX	OYZX
XYZO	XYOZ	XOYZ	OXYZ
YXZO	YXOZ	YOXZ	OYXZ

TABLE III.1: Codes de configurations structurales pour une machine cartésienne [Szwengier et al., 2012]

$$N_C = (N_T + N_R + 1)! \cdot C_{N_T}^3 \cdot C_{N_R}^3 \quad (\text{III.2})$$

Pour une machine-outil cartésienne à 3 axes de translation, le nombre de possibilités de configurations structurales est : $N_C = (4)! \cdot C_3^3 \cdot C_0^3 = 24$. L'ensemble des codes correspondant à ces configurations est présenté dans le tableau III.1.

III.2.2 Méthode de sélection des configurations structurales

Durant la phase préliminaire de conception, le classement et la sélection des configurations structurales de machines-outils à N_a axes peuvent être réalisés par une comparaison qualitative de tous ses codes de configurations possibles. En effet, des critères évaluant les performances telles que la rigidité, la dextérité et la distribution de la masse de la machine sont définis. La comparaison et le classement des configurations structurales sont réalisés par rapport à ces critères mis en place. Les machines les plus adéquates au procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane sont celles vérifiant au mieux les critères définis.

Chaque critère de sélection est exprimé par un ensemble de classes d'équivalences permettant sa traduction. Ces classes d'équivalence sont formées essentiellement par les lettres "T" pour désigner un axe de translation, "R" pour désigner un axe de rotation ou "I" pour désigner un n'importe quel type d'axes. Les codes peuvent intégrer partiellement des composantes désignant précisément la position d'un axe de translation "X, Y ou Z" ou de rotation "A, B ou C".

Pour choisir une structure en fonction d'une application, il faut donc identifier les critères de performances qualitatifs, puis exprimer ces critères sous forme d'ensemble de classes d'équivalences de structures de machines-outils répondant à ce critère. L'analyse de l'appartenance des codes de configurations structurales dans les classes d'équivalences permet de réaliser un classement. Le classement se fait en attribuant une note à un code architectural selon son appartenance aux différentes classes d'équivalences définies. Cette note permet la sélection des configurations les plus appropriées. Afin d'illustrer cette approche, nous présentons un critère défini par Szwengier [Szwengier et al., 2012]. Le critère concerne la distribution des masses mobiles de part et d'autre de la partie stationnaire de la machine. Dans le langage logique, ce critère incite à placer le bâti "O" au milieu du code. L'ensemble C des classes d'équivalences représentant ce critère est donné dans

ZXYO ZXOY ZOXY OZXY		ZXOY ZOXY
ZYXO ZYOX ZOYX OZYX		ZYOX ZOYX
XZYO XZOY XOZY OXZY	====>	XZYO XOZY
YZXO YZOX YOZX OYZX	====>	YZOX YOZX
XYZO XYOZ XOYZ OXYZ		XYOZ XOYZ
YXZO YXOZ YOXZ OYXZ		YXOZ YOXZ

TABLE III.2: Ensemble des configurations structurales vérifiant le critère de performance [Szwengier et al., 2012]

l'équation III.3.

$$C = \{(I, I, O, I) \cup (I, O, I, I)\} \quad (\text{III.3})$$

Avec "O" désigne le bâti et "I" désigne n'importe quel axe de translation "X, Y ou Z" vu que la machine est cartésienne dans ce cas.

L'analyse de la conformité des 24 codes générés pour la machine cartésienne montre que 12 parmi les 24 solutions respectent ce critère comme le montre le tableau III.2. Ces différents codes de configuration présentent le bâti "O" dans la position la plus proche du milieu qui est la deuxième ou la troisième position. Les autres critères peuvent être définis de la même manière. L'appartenance d'une configuration à une classe d'équivalence d'un critère signifie la vérification du critère et donc un point peut lui être attribué. Les codes récoltant le score le plus élevé correspondent aux configurations structurales les plus appropriées au procédé d'usinage considéré.

Heisel [Heisel et al., 2011] utilise les réseaux de neurones pour réaliser le classement. Cependant, l'examen de cette opération de sélection montre qu'il faudrait identifier et définir les critères de performances puis passer par une étape d'apprentissage et enfin les réseaux de neurones peut donner les mêmes résultats que le classement simple. Dans la suite de notre travail, nous n'adoptons pas cette méthodologie de classification basée sur les réseaux de neurones vu sa complexité de mise en œuvre.

III.2.3 Conclusion

L'intérêt de cette méthodologie de sélection de configurations structurales réside dans le fait que la comparaison est réalisée dans un niveau très haut de la conception mécanique. Les seules informations requises à ce stade sont le procédé (dans notre cas : l'usinage des pièces aéronautiques en titane) et le degré de mobilité de la machine (le nombre d'axes).

La détermination des différents codes de configurations est relativement simple puisqu'il s'agit d'une permutation non redondante d'un certain nombre de composantes. Cette opération peut être facilement implémentée dans un outil de calcul (Matlab par exemple).

La détermination des ensembles de classes d'équivalences traduisant les critères de performances peut se faire de la même manière. Cependant, l'identification et la définition des critères sont les phases délicates de cette approche.

En fait, la comparaison est dite qualitative vu qu'elle est basée sur des hypothèses et des critères de conception et non pas sur des valeurs numériques. L'étude des configurations structurales est réalisée en respectant la règle logique binaire (soit oui soit non) via des opérations sur des ensembles (appartenance, union, intersection). Dans la section suivante, nous continuons à présenter la méthodologie développée en l'appliquant sur le cas de machines-outils à 5 axes pour l'usinage des pièces aéronautiques en titane.

III.3 Conception de machine-outil à 5 axes

La complexité des formes et l'encombrement important caractérisant les pièces aéronautiques plaident en faveur de l'orientation de notre étude vers une machine-outil à 5 axes. L'application de cette méthodologie permet d'avoir une sélection appropriée de configurations structurales.

III.3.1 Configurations structurales des machines-outils à 5 axes

Dans notre méthode, une architecture sérielle de machine-outil à $N_a = 5$ axes est décrite par $N_T = 3$ axes de translation, $N_R = 2$ axes de rotation et le bâti. Chaque configuration structurale possible est représentée donc par un code à 6 composantes décrivant l'agencement des axes de translation et de rotation de part et d'autre du bâti. La figure III.5 désigne un exemple type de machine-outil à 5 axes. Le code désignant la configuration structurale de cette machine est le [C,Y,O,X,Z,B]. Comme le montre la figure III.5 le code de la configuration structurale est bien l'image de la chaîne structurale de la machine.

En utilisant l'équation III.2, le nombre de possibilités de configurations structurales dans le cas d'une machine à 5 axes est : $N_C = (6)! \cdot C_3^3 \cdot C_2^3 = 2160$. L'utilisation de la fonction de permutation dans Matlab a permis de générer les 2160 codes correspondant à ces configurations structurales. Vu le nombre important de ces codes, ils seront présentés en Annexe. La figure III.6 montre une douzaine de ces codes de configurations.

Il est évident que ces 2160 architectures cinématiques ne sont pas toutes adaptées aux opérations d'usinage du titane envisagées. Ainsi, il faudrait donc trier ses architectures selon des critères de performance appropriés.

III.3.2 Définition des critères de performance pour une machine-outil à 5 axes dédiée à l'usinage aéronautique du titane

Les indicateurs de performances d'une machine-outil les plus considérés sont : la rigidité, l'espace de travail, la dextérité et le comportement dynamique [Chanal et al.,

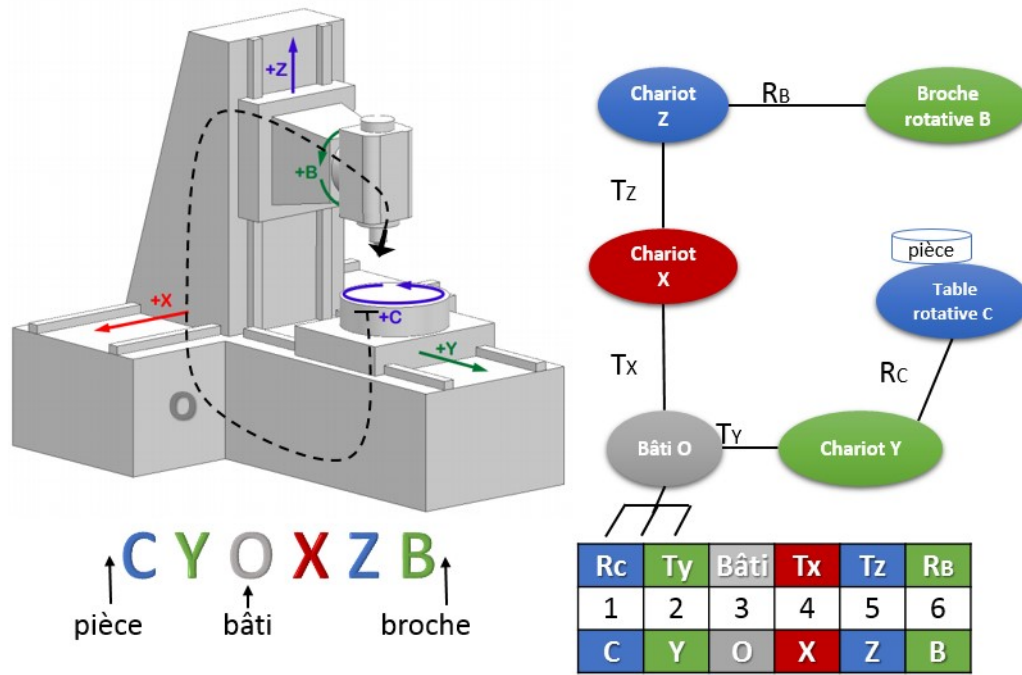


FIGURE III.5: Exemple type d'une machine-outil à 5 axes, son graphe de liaison et son code de configuration correspondant [Lajili et al., 2017]

2006, Bouzgarrou, 2001]. En fonction du niveau de conception, l'expression de ces indicateurs peut varier. Dans le cas de notre étude de conception préliminaire de machine-outil pour l'usinage des pièces aéronautiques en titane, nous nous intéressons aux critères qualitatifs associés à ces indicateurs de performances.

III.3.2.1 Premier critère : précision géométrique

L'objectif de ce critère est de garantir l'indépendance des mouvements des axes de la machine (de l'un par rapport aux autres). Pour ce faire, le code de configuration structurale satisfaisant ce critère devrait ne pas comporter un axe de rotation placé entre deux axes de translation. De même, il ne devrait pas comprendre un axe de translation placé entre deux axes de rotation [Tutunea-Fatan and Feng, 2004, Chen, 2001].

D'autre part, il est recommandé de placer les axes de rotation soit au début soit à la fin du code de description de la configuration structurale [Tutunea-Fatan and Feng, 2004]. Ainsi, trois types de configurations structurales de machines-outils à 5 axes peuvent satisfaire ce critère. Une machine équipée d'une broche bi rotative, d'une table bi rotative ou bien équipée d'une table et d'une broche actionnées par un axe de rotation chacune [Chen, 2001, Tutunea-Fatan and Feng, 2004, Bohez, 2002]

$$\begin{aligned}
 C_1 = & (O, T, T, T, R, R) \cup (R, O, T, T, T, R) \cup (R, R, O, T, T, T) \\
 & \cup (R, R, T, O, T, T) \cup (R, R, T, T, O, T) \cup (R, R, T, T, T, O) \\
 & \cup (R, T, O, T, T, R) \cup (R, T, T, O, T, R) \cup (R, T, T, T, O, R) \\
 & \cup (T, O, T, T, R, R) \cup (T, T, O, T, R, R) \cup (T, T, T, O, R, R)
 \end{aligned}
 \tag{III.4}$$

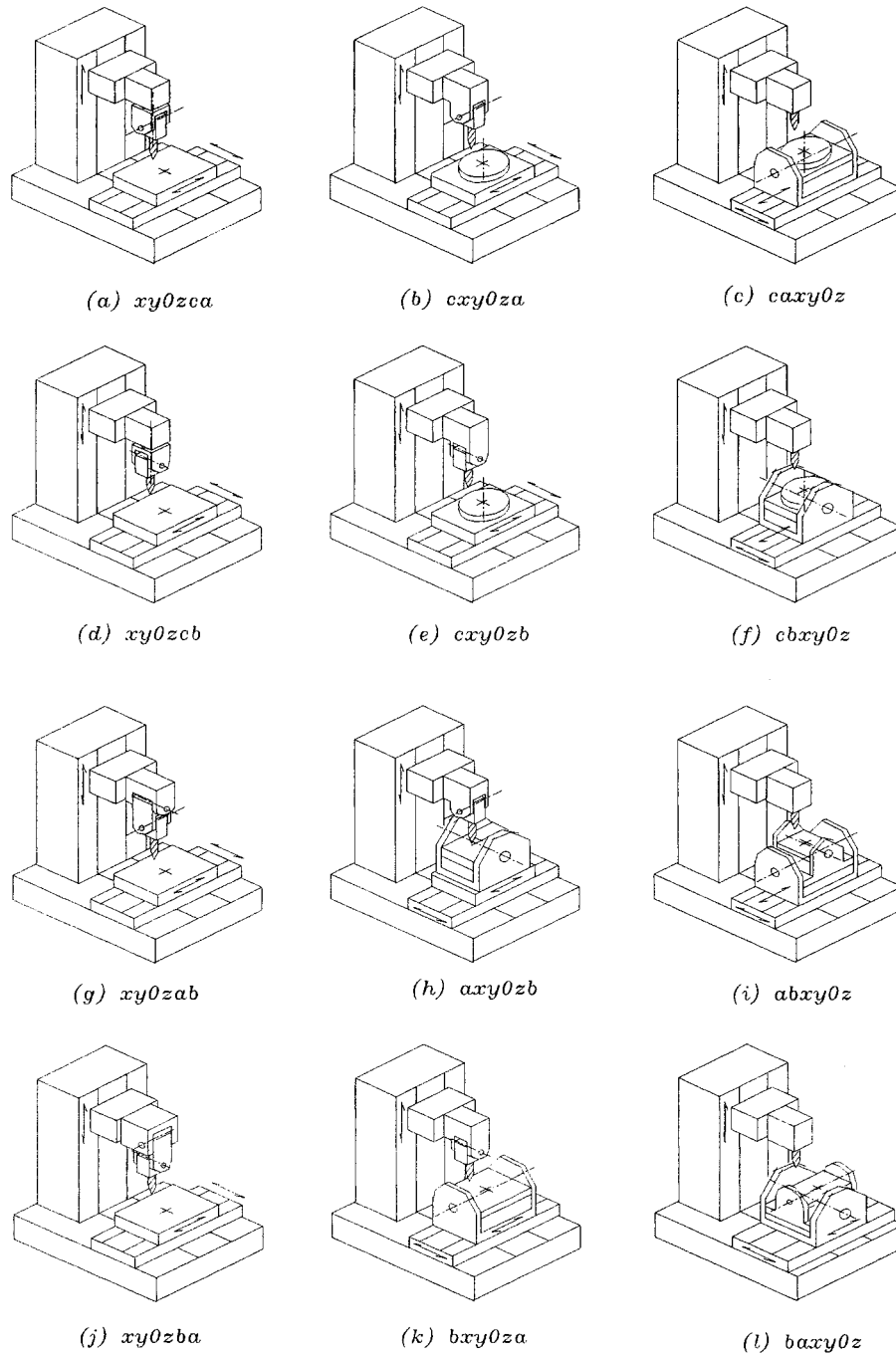


FIGURE III.6: Exemple de configurations structurales de machine-outil à 5 axes [Lajili et al., 2017]

La génération des classes d'équivalences des configurations structurales traduisant ce critère est faite sous Matlab. En effet, " C_1 " dans l'équation III.4, représente l'ensemble de ces classes d'équivalences. Avec " R " représente un axe de rotation, " T " désigne un axe de translation et " O " le bâti. L'équation III.5 montre les configurations possibles pour la classe d'équivalence (O, T, T, T, R, R) .

$$\begin{aligned}
(O, T, T, T, R, R) = \{ & (O, X, Y, Z, A, B), (O, X, Y, Z, B, A), (O, X, Y, Z, A, C) \\
& , (O, X, Y, Z, C, A), (O, X, Y, Z, B, C), (O, X, Y, Z, C, B) \\
& , (O, Y, X, Z, A, B), (O, Y, X, Z, B, A), (O, Y, X, Z, A, C) \\
& , (O, Y, X, Z, C, A), (O, Y, X, Z, B, C), (O, Y, X, Z, C, B) \\
& , (O, Y, Z, X, A, B), (O, Y, Z, X, B, A), (O, Y, Z, X, A, C) \\
& , (O, Y, Z, X, C, A), (O, Y, Z, X, B, C), (O, Y, Z, X, C, B) \\
& , (O, Z, Y, X, A, B), (O, Z, Y, X, B, A), (O, Z, Y, X, A, C) \\
& , (O, Z, Y, X, C, A), (O, Z, Y, X, B, C), (O, Z, Y, X, C, B) \\
& , (O, Z, X, Y, A, B), (O, Z, X, Y, B, A), (O, Z, X, Y, A, C) \\
& , (O, Z, X, Y, C, A), (O, Z, X, Y, B, C), (O, Z, X, Y, C, B) \\
& , (O, X, Z, Y, A, B), (O, X, Z, Y, B, A), (O, X, Z, Y, A, C) \\
& , (O, X, Z, Y, C, A), (O, X, Z, Y, B, C), (O, X, Z, Y, C, B) \}
\end{aligned} \tag{III.5}$$

III.3.2.2 Deuxième critère : dextérité de la machine

Ce critère est exclusif aux machines-outils 5 axes présentant un axe de rotation C , c'est à dire concerne les configurations structurales dont leurs axes de rotation sont soit « A » et « C » soit « B » et « C ». En effet, afin d'assurer des tâches d'usinage en 5 axes continu, il faudrait supprimer le cas où l'axe "C" de la machine et l'axe de rotation de la broche restent confondus durant le fonctionnement de la machine [Lajili et al., 2017]. La figure III.7 illustre cette configuration à éviter.

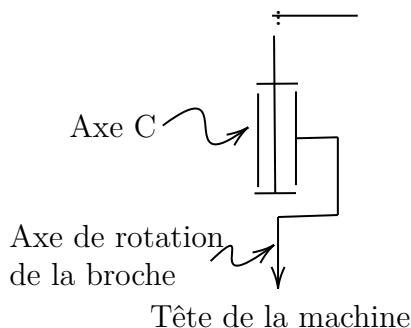


FIGURE III.7: Configuration structurale à abandonner : tête de machine-outil à 5 axes

D'autre part, Chen a étudié deux configurations structurales légèrement différentes "a" (C,A,X,Y,O,Z) et "b" (A,C,X,Y,O,Z). A priori, les deux machines correspondant à ces configurations structurales sont équivalentes (5 axes) et présentent des axes identiques. Cependant, les résultats de son travail ont démontré que le bout de l'outil de la configuration "a" peut se déplacer dans n'importe quelle direction de l'espace tridimensionnel alors que celui de la configuration "b" est contraint de se déplacer dans le plan 2D (YZ) [Chen, 2001]. La figure III.8 présente une table de machine-outil correspondant au code de la configuration défaillante "b". S'appuyant sur ces résultats, Chen conclut que l'axe C d'une machine-outil doit être obligatoirement rapproché au mieux de la table d'usinage.

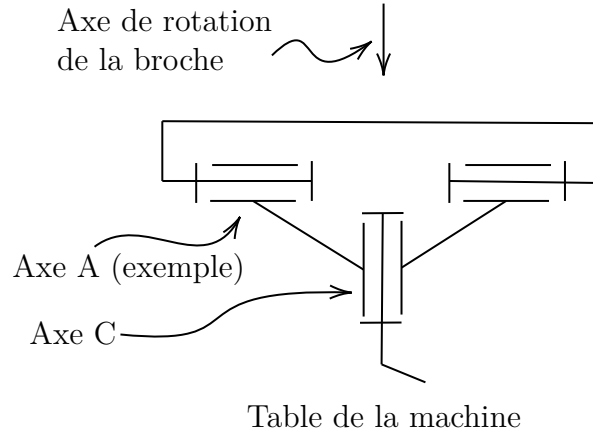


FIGURE III.8: Configuration structurale à abandonner : table bi rotative de machine-outil à 5 axes

La traduction de ces deux conditions en langage logique de codes de configurations génériques implique que la composante modélisant l'axe "C" doit être placée avant celle de l'autre axe de rotation "A" ou "B" respectant le même sens de parcours : pièce-table-bâti-tête-bout de l'outil. L'ensemble " C_2 " des architectures génériques vérifiant ce critère est illustré dans l'équation III.6.

$$\begin{aligned}
 C_2 = \{ & (C, O, R, T, T, T) \cup (C, O, T, R, T, T) \cup (C, O, T, T, R, T) \\
 & \cup (C, O, T, T, T, R) \cup (C, R, O, T, T, T) \cup (C, R, T, O, T, T) \\
 & \cup (C, R, T, T, O, T) \cup (C, R, T, T, T, O) \cup (C, T, O, R, T, T) \\
 & \cup (C, T, O, T, R, T) \cup (C, T, O, T, T, R) \cup (C, T, R, O, T, T) \\
 & \cup (C, T, R, T, O, T) \cup (C, T, R, T, T, O) \cup (C, T, T, O, R, T) \\
 & \cup (C, T, T, O, T, R) \cup (C, T, T, R, O, T) \cup (C, T, T, R, T, O) \\
 & \cup (C, T, T, T, O, R) \cup (C, T, T, T, R, O) \cup (O, C, R, T, T, T) \\
 & \cup (O, C, T, R, T, T) \cup (O, C, T, T, R, T) \cup (O, C, T, T, T, R) \\
 & \cup (O, T, C, R, T, T) \cup (O, T, C, T, R, T) \cup (O, T, C, T, T, R) \\
 & \cup (O, T, T, C, R, T) \cup (O, T, T, C, T, R) \cup (O, T, T, T, C, R) \\
 & \cup (T, C, O, R, T, T) \cup (T, C, O, T, R, T) \cup (T, C, O, T, T, R) \\
 & \cup (T, C, R, O, T, T) \cup (T, C, R, T, O, T) \cup (T, C, R, T, T, O) \\
 & \cup (T, C, T, O, R, T) \cup (T, C, T, O, T, R) \cup (T, C, T, R, O, T) \\
 & \cup (T, C, T, R, T, O) \cup (T, C, T, T, O, R) \cup (T, C, T, T, R, O) \\
 & \cup (T, O, C, R, T, T) \cup (T, O, C, T, R, T) \cup (T, O, C, T, T, R) \\
 & \cup (T, O, T, C, R, T) \cup (T, O, T, C, T, R) \cup (T, O, T, T, C, R) \\
 & \cup (T, T, C, O, R, T) \cup (T, T, C, O, T, R) \cup (T, T, C, R, O, T) \\
 & \cup (T, T, C, R, T, O) \cup (T, T, C, T, O, R) \cup (T, T, C, T, R, O) \\
 & \cup (T, T, O, C, R, T) \cup (T, T, O, C, T, R) \cup (T, T, O, T, C, R) \\
 & \cup (T, T, T, C, O, R) \cup (T, T, T, C, R, O) \cup (T, T, T, O, C, R) \}
 \end{aligned}
 \tag{III.6}$$

L'équation III.7 montre les configurations incluses dans la classe d'équivalence (C, O, R, T, T) .

$$\begin{aligned}
(C, O, R, T, T, T) = \{ & (C, O, A, X, Y, Z), (C, O, B, X, Y, Z) \\
& , (C, O, A, Y, X, Z), (C, O, B, Y, X, Z) \\
& , (C, O, A, Y, Z, X), (C, O, B, Y, Z, X) \\
& , (C, O, A, Z, Y, X), (C, O, B, Z, Y, X) \\
& , (C, O, A, Z, X, Y), (C, O, B, Z, X, Y) \\
& , (C, O, A, X, Z, Y), (C, O, B, X, Z, Y)\}
\end{aligned} \tag{III.7}$$

III.3.2.3 Troisième critère : Masses mobiles de la machine

Pour des raisons économiques, écologiques et afin d'améliorer les performances, l'allègement des structures de machines-outils représente une préoccupation importante pour les concepteurs. Leur objectif est la maîtrise du comportement statique et dynamique de la machine en réduisant l'impact de la masse. Dans ce cadre, Deneffle a proposé une méthodologie d'allègement des structures de machines-outils dans le cadre du projet d'usage vert "Green HSM" [Deneffle, 2017]. Ses travaux ainsi que ceux de Kroll [Kroll et al., 2011], ont montré la forte corrélation entre la masse, notamment la masse mobile d'une structure, et le comportement dynamique (la fréquence de résonance).

Étant en phase préliminaire de conception, nous ne pouvons pas évaluer ou alléger la structure d'une machine-outil. Néanmoins, la répartition des masses mobiles régissant les grands déplacements de part et d'autre de la partie fixe (le bâti) permet de réduire leurs impacts sur le comportement dynamique de la machine [Szwengier et al., 2012, Heisel et al., 2011]. Pour cela, ce critère s'intéresse aux positions des axes de translation régissant les plus grands déplacements.

Dans la majorité des cas, les deux axes de translation assurant les grands déplacements sont les axes "X" et "Y". Afin de limiter l'influence des déplacements de ces axes sur le comportement dynamique de la machine, il est judicieux de placer ces deux axes de translations de part et d'autre du bâti [Lajili et al., 2017]. La vérification de ce critère et de cette répartition se traduit par des codes de configurations génériques disposant nécessairement l'une des deux séquences suivantes "X, O, Y" ou "Y, O, X". L'ensemble "C₃" regroupant toutes les possibilités de classes d'équivalences est donné dans l'équation III.8.

$$\begin{aligned}
C_3 = \{ & (R, R, X, O, Y, Z) \cup (R, R, Y, O, X, Z) \cup (R, R, Z, X, O, Y) \\
& \cup (R, R, Z, Y, O, X) \cup (R, X, O, Y, R, Z) \cup (R, X, O, Y, Z, R) \\
& \cup (R, Y, O, X, R, Z) \cup (R, Y, O, X, Z, R) \cup (R, Z, R, X, O, Y) \\
& \cup (R, Z, R, Y, O, X) \cup (R, Z, X, O, Y, R) \cup (R, Z, Y, O, X, R) \\
& \cup (X, O, Y, R, R, Z) \cup (X, O, Y, R, Z, R) \cup (X, O, Y, Z, R, R) \\
& \cup (Y, O, X, R, R, Z) \cup (Z, R, X, O, Y, R) \cup (Z, R, Y, O, X, R) \\
& \cup (Z, X, O, Y, R, R) \cup (Z, Y, O, X, R, R)\}
\end{aligned} \tag{III.8}$$

L'ensemble 'C₃' est développé dans l'équation III.9.

$$(R, R, X, O, Y, Z) = \{(A, B, X, O, Y, Z), (B, A, X, O, Y, Z), \\ (A, C, X, O, Y, Z), (C, A, X, O, Y, Z), \\ (B, C, X, O, Y, Z), (C, B, X, O, Y, Z)\} \quad (\text{III.9})$$

III.3.2.4 Quatrième critère : accessibilité à l'espace de travail

L'utilisation de machines-outils à tête d'usinage immobile n'est pas privilégiée dans le cas de l'usinage de pièces aéronautiques de grandes dimensions. En effet, des contraintes d'accessibilité et de masse en mouvement amènent à privilégier les machines dont la table est fixe dans le cas de pièces de grandes dimensions [Heisel et al., 2011]. Dans notre cas d'étude, nous souhaitons dédier la machine à des pièces de dimensions moyennes ($\approx 1m^3$).

Afin d'être conforme à notre cahier de charges d'usinage de pièces aéronautiques, un compromis entre la mobilité de la broche et de la table doit être pris en compte. Ainsi, les machines, dont la tête et la table sont actionnées, sont les plus adaptées à notre besoin. Une configuration structurale de machine-outil équipée d'une broche ou une table fixe se traduit respectivement par un code commençant par le bâti " (O, I, I, I, I, I) " ou se terminant par celui-ci " (I, I, I, I, I, O) " avec " I " désigne un axe quelconque. Le fait d'abandonner ces deux cas garantit que la table et la broche soient dotées au moins d'une mobilité chacune. Ces classes d'équivalences sont alors à éliminer de l'ensemble " C_4 " traduisant ce critère (Équation III.10).

$$C_4 = \{(I, I, I, I, O, I) \cup (I, I, I, O, I, I) \\ \cup (I, I, O, I, I, I) \cup (I, O, I, I, I, I)\} \quad (\text{III.10})$$

Avec " O " représente le bâti et " I " désigne n'importe quel axe de translation ou de rotation. Chaque classe d'équivalence de cet ensemble représente elle-même un sous-ensemble de classes d'équivalences de niveau plus détaillé. L'équation III.11 montre par exemple l'ensemble des classes d'équivalences constituant le sous-ensemble (I, I, I, I, O, I) .

$$(I, I, I, I, O, I) = \{(R, R, T, T, O, T) \cup (T, R, R, T, O, T) \\ \cup (T, T, R, R, O, T) \cup (R, T, R, T, O, T) \\ \cup (R, T, T, R, O, T) \cup (R, T, T, T, O, R) \\ \cup (T, R, T, T, O, R) \cup (T, T, R, T, O, R) \\ \cup (T, T, T, R, O, R)\} \quad (\text{III.11})$$

Chaque classe d'équivalence représente encore un sous-ensemble de codes de configurations structurales. À titre d'exemple, la classe d'équivalences $(R, R, T, T, O, T) \subset (I, I, I, I, O, I)$ est décrite dans l'équation III.12.

$$\begin{aligned}
(R, R, T, T, O, T) = \{ & (A, B, X, Y, Z), (A, B, Y, X, Z), (A, B, Y, Z, X) \\
& , (A, B, Z, Y, X), (A, B, Z, X, Y), (A, B, X, Z, Y) \\
& , (B, A, X, Y, Z), (B, A, Y, X, Z), (B, A, Y, Z, X) \\
& , (B, A, Z, Y, X), (B, A, Z, X, Y), (B, A, X, Z, Y) \\
& , (C, A, X, Y, Z), (C, A, Y, X, Z), (C, A, Y, Z, X) \\
& , (C, A, Z, Y, X), (C, A, Z, X, Y), (C, A, X, Z, Y) \\
& , (A, C, X, Y, Z), (A, C, Y, X, Z), (A, C, Y, Z, X) \\
& , (A, C, Z, Y, X), (A, C, Z, X, Y), (A, C, X, Z, Y) \\
& , (B, C, X, Y, Z), (B, C, Y, X, Z), (B, C, Y, Z, X) \\
& , (B, C, Z, Y, X), (B, C, Z, X, Y), (B, C, X, Z, Y) \\
& , (C, B, X, Y, Z), (C, B, Y, X, Z), (C, B, Y, Z, X) \\
& , (C, B, Z, Y, X), (C, B, Z, X, Y), (C, B, X, Z, Y) \}
\end{aligned} \tag{III.12}$$

III.3.2.5 Cinquième critère : répartition de la masse de la structure

Selon les travaux de [Szwengier et al., 2012, Chandgude and Patil, 2014, Patil Manish and Mishra, 2015], équilibrer l'arrangement des axes de part et d'autre du bâti permet d'optimiser le comportement dynamique de la structure et de réduire les sollicitations générées lors des mouvements. Notre cahier des charges d'usinage des pièces aéronautiques en titane exige une haute rigidité et une stabilité importante.

Nous traitons le cas de conception de machine-outil à 5 axes. Ce critère de répartition recommande d'équilibrer la répartition des mobilités (axes) du côté table et du côté broche. Donc adopter soit la configuration côté broche tri mobile et table bi mobile soit inversement côté broche bi mobile et table tri mobile.

Dans le code de configuration structurale, le bâti "O" doit être placé le mieux au milieu de l'architecture. Cette condition se traduit par deux ensembles de classes d'équivalences principaux formant l'ensemble "C₅" donné par l'équation III.13.

$$C_5 = \{(I, I, I, O, I, I) \cup (I, I, O, I, I, I)\} \tag{III.13}$$

Avec "O" représente le bâti et "I" désigne n'importe quel axe de translation ou de rotation. Chaque classe d'équivalence de cet ensemble représente elle-même un sous-ensemble de classes d'équivalences de niveau plus détaillé. L'équation III.14 montre par exemple l'ensemble des classes d'équivalences constituant le sous-ensemble (I, I, I, O, I, I).

$$\begin{aligned}
(I, I, I, O, I, I) = \{ & (R, R, T, O, T, T) \cup (R, T, R, O, T, T) \\
& \cup (R, T, T, O, R, T) \cup (R, T, T, O, T, R) \\
& \cup (T, R, R, O, T, T) \cup (T, R, T, O, R, T) \\
& \cup (T, R, T, O, T, R) \cup (T, T, R, O, R, T) \\
& \cup (T, T, R, O, T, R) \cup (T, T, T, O, R, R) \}
\end{aligned} \tag{III.14}$$

Chaque classe d'équivalence représente aussi un sous-ensemble de codes de configurations structurales. À titre d'exemple, la classe d'équivalences (R, R, T, O, T, T) \subset

(I, I, I, O, I, I) est décrite dans l'équation III.12.

$$\begin{aligned}
 (R, R, T, O, T, T) = \{ & (A, B, X, O, Y, Z), (A, B, Y, O, X, Z) \\
 & , (A, B, Y, O, Z, X), (A, B, Z, O, Y, X) \\
 & , (A, B, Z, O, X, Y), (A, B, X, O, Z, Y) \\
 & , (B, A, X, O, Y, Z), (B, A, Y, O, X, Z) \\
 & , (B, A, Y, O, Z, X), (B, A, Z, O, Y, X) \\
 & , (B, A, Z, O, X, Y), (B, A, X, O, Z, Y) \\
 & , (A, C, X, O, Y, Z), (A, C, Y, O, X, Z) \\
 & , (A, C, Y, O, Z, X), (A, C, Z, O, Y, X) \\
 & , (A, C, Z, O, X, Y), (A, C, X, O, Z, Y) \\
 & , (C, A, X, O, Y, Z), (C, A, Y, O, X, Z) \\
 & , (C, A, Y, O, Z, X), (C, A, Z, O, Y, X) \\
 & , (C, A, Z, O, X, Y), (C, A, X, O, Z, Y) \\
 & , (B, C, X, O, Y, Z), (B, C, Y, O, X, Z) \\
 & , (B, C, Y, O, Z, X), (B, C, Z, O, Y, X) \\
 & , (B, C, Z, O, X, Y), (B, C, T, O, T, T) \\
 & , (C, B, X, O, Y, Z), (C, B, Y, O, X, Z) \\
 & , (C, B, Y, O, Z, X), (C, B, Z, O, Y, X) \\
 & , (C, B, Z, O, X, Y), (C, B, X, O, Z, Y) \}
 \end{aligned} \tag{III.15}$$

III.3.2.6 Conclusion

Les critères développés évaluent différentes caractéristiques de la machine. En effet, la précision géométrique, la dextérité, les masses mobiles, l'accessibilité à l'espace de travail et la répartition de la masse de la machine ont été considérées. De ce fait, la caractérisation des configurations structurales et les critères mis en places pour la comparaison sont exhaustifs. Dans la suite, nous appliquons ces critères sur l'ensemble des codes de configurations structurales générés.

III.3.3 Application des critères de sélection

L'analyse de conformité des 2160 codes de configurations structurales générées est réalisée par une comparaison logique (vrai ou faux) des composantes de chaque code avec les composantes de chacun des codes inclus dans l'espace " C_i " de chacun des critères définis dans les équations III.4, III.6, III.8, III.10, III.13. Une configuration structurale valide un des critères de conception si et seulement si son code se trouve dans l'ensemble des classes d'équivalences du critère.

Afin de classer les configurations, nous associons à chaque configuration un score S . En effet, la conformité des codes vis-à-vis des 5 critères est évaluée par 5 tests successifs. À chaque fois qu'un critère est validé par une configuration son score est incrémenté de 1 point. Nous n'introduisons pas de poids de critère, vu que la sélection finale des configurations structurales comporte les configurations respectant tous les critères. De ce fait, les configurations sont classées suivant leurs scores de $S/5$ ($S = 0, 1, \dots, 5$) points. Les configurations structurales les mieux appropriées avec notre cahier des charges sont celles

ayant obtenu le score le plus élevé [Lajili et al., 2017].

Toutefois, le deuxième critère n'est applicable qu'aux configurations structurales présentant un axe de rotation "C". Afin d'unifier le score maximal à atteindre, un point est attribué à toutes les autres configurations.

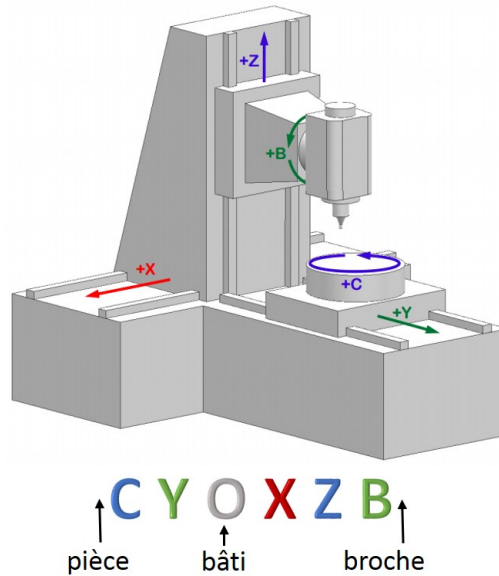


FIGURE III.9: Machine-outil 5 axes de configuration (C, Y, O, X, Z, B) [Maglie, 2012]

L'analyse de la configuration structurale (C, Y, O, X, Z, B) a permis d'évaluer son score de 5/5 vérifiant ainsi tous les critères. En effet, les équations III.16 montrent que cette configuration structurale respecte tous les critères définis. La même opération est réalisée de façon automatique pour les 2160 configurations structurales de machines-outils à 5 axes. Un programme développé sous Matlab permet de générer les configurations possibles, les ensembles des critères, la comparaison, le classement et la sélection des configurations adéquates.

$$\begin{aligned}
 (C, Y, O, X, Z, B) &\in (R, T, O, T, T, R) \subset C_1 \\
 (C, Y, O, X, Z, B) &\in (C, T, O, T, T, R) \subset C_2 \\
 (C, Y, O, X, Z, B) &\in (R, T, O, T, T, R) \subset C_3 \\
 (C, Y, O, X, Z, B) &\in (R, T, O, T, T, R) \subset (I, I, O, I, I, I) \subset C_4 \\
 (C, Y, O, X, Z, B) &\in (R, T, O, T, T, R) \subset (I, I, O, I, I, I) \subset C_5
 \end{aligned} \tag{III.16}$$

III.3.4 Critères discriminants ou non ?

La sélection des configurations structurales appropriées aux cahiers des charges doit se faire en se référant à des critères discriminants. Pour cela, avant d'entamer la comparaison et le classement des codes de configurations, nous étudions le discernement des critères définis dans la partie précédente. Le tableau III.3 présente le nombre de solutions communes entre chaque paire de critères de sélection.

<->	critère 1	critère 2	critère 3	critère 4	critère 5
critère 1	432	144	72	360	216
critère 2	–	720	48	480	240
critère 3	–	–	144	144	72
critère 4	–	–	–	1440	720
critère 5	–	–	–	–	720

TABLE III.3: Conformité des configurations structurales vis-a-vis des combinaisons de critères [Lajili et al., 2017]

L'analyse du tableau III.3 montre que les critères proposés ne sont pas toujours vérifiés par le même nombre de configurations structurales. Par exemple, 432 solutions vérifient le premier critère alors que ce nombre devient seulement 144 pour le couple de critères (1 et 2), 72 pour (1 et 3), 360 pour (1 et 4) et 216 pour (1 et 5). Ce qui permet de les qualifier de critères discriminants.

Toutefois, nous pouvons voir dans le tableau III.3 que l'ensemble des codes de configurations structurales satisfaisant le critère 3 est de l'ordre de 144 solutions. Toutes ces solutions vérifient aussi la combinaison de critères (3 et 4). Néanmoins, ces deux critères caractérisent deux comportements distincts. En effet, le troisième s'intéresse aux positions des axes de translation régissant les grands déplacements "X" et "Y" et le quatrième s'intéresse à la position du bâti "O". De plus, il est vrai que toutes les configurations vérifiant le critère 3 (144) vérifient le critère 4, mais toutes les configurations vérifiant le critère 4 (1440) ne vérifient pas le critère 3. De ce fait, les deux critères gardent leurs contextes.

De même, toutes les solutions vérifiant le critère 5 (720), vérifient aussi le critère 4. Cependant, les deux critères privilégient deux comportements différents, l'un est l'amélioration de l'accessibilité et l'autre la répartition de la masse des parties mobiles de part et d'autre du bâti. Ce résultat est prévisible vu que les deux espaces de classes d'équivalences " C_4 " et " C_5 " présentent un espace commun qui est tout simplement " C_5 ".

Ayant validé le caractère discriminant des critères employés, nous procédons à l'application. Les configurations structurales de machines-outils sont alors évaluées, notées, comparées et classées.

III.4 Sélection d'une configuration structurale de machine-outil à 5 axes pour l'usinage du titane

Le classement des codes de configurations structurales est fait dans l'environnement Matlab. Afin de donner des statistiques sur le taux de conformité des codes de configurations avec les critères utilisés, l'investigation des solutions ayant les scores de 0/5 à 5/5 est faite. Le résultat de cette étude statistique est donné dans le tableau III.4 et illustré aussi par la figure III.10.

Afin de donner plus d'informations sur le nombre de solutions vérifiant les différentes

Score	0/5	1/5	2/5	3/5	4/5	5/5
Nombre de configurations	216/2160	632/2160	616/2160	504/2160	160/2160	32/2160
Pourcentage	10	29,3	28,5	23,3	7,4	1,5

TABLE III.4: Statistiques de validation des critères par les configurations possibles de machine-outil à 5 axes [Lajili et al., 2017]

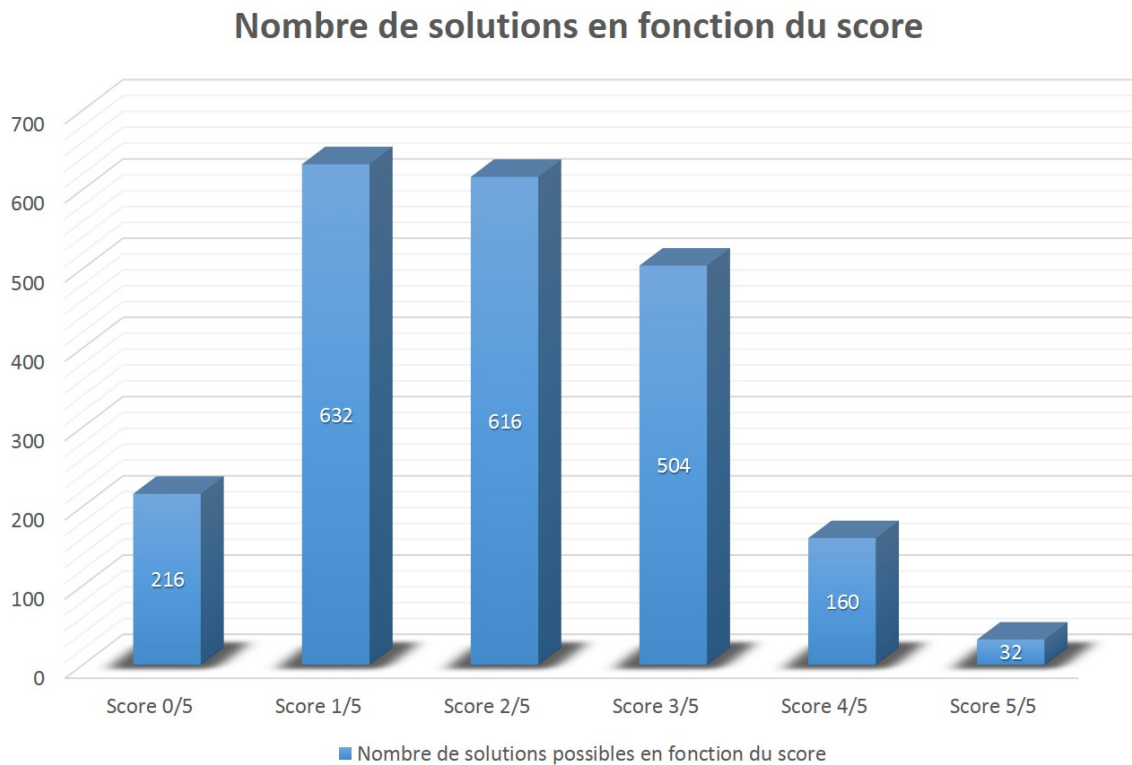


FIGURE III.10: Représentation des résultats de l'étude statistique

combinaisons de critères, le tableau III.5 est fourni. Les résultats de ce tableau permettent de connaître l'origine du score obtenu par chaque configuration.

Le premier constat que nous dégageons des tableaux III.4 et III.5 est que 32 parmi 2160 configurations structurales de machine-outil à 5 axes ont obtenu un score maximal de 5/5. Ces 32 configurations appropriées au procédé envisagé représentent seulement 1.5% de l'ensemble étudié. Ainsi, à l'aide de la méthode de sélection mise en œuvre, 98.5% des configurations de machine-outil à 5 axes possibles sont éliminées dès la phase préliminaire de conception. Les 32 configurations triées figurent dans l'équation III.17. Elles doivent être analysées finement dans les phases avancées de conception.

score	Critères validés					Solutions	%
	critère 1	critère 2	critère 3	critère 4	critère 5		
0						216	10
1	X					24	1.1
		X				432	20
			X			0	0
				X		176	8.1
					X	0	0
2	X	X				48	2.2
	X		X			0	0
	X			X		40	1.9
	X				X	0	0
		X	X			0	0
		X		X		352	16.3
		X			X	0	0
			X	X		16	0.7
			X		X	0	0
				X	X	160	7.4
3	X	X	X			0	0
	X	X		X		80	3.7
	X	X			X	0	0
	X		X	X		8	0.4
	X		X		X	0	0
	X			X	X	56	2.6
		X	X	X		32	1.5
		X	X		X	0	0
		X		X	X	320	14.8
			X	X	X	8	0.4
4	X	X	X	X		16	0.7
	X	X	X		X	0	0
	X	X		X	X	112	5.2
	X		X	X	X	16	0.7
		X	X	X	X	16	0.7
5	X	X	X	X	X	32	1.5
Nombre total des configurations étudiées						2160	100

TABLE III.5: Étude statistique détaillée de la vérification des contraintes par les configurations structurales [Lajili et al., 2017]

Configurations structurales sélectionnées		
à table bi-rotative	Hybride	à broche bi-rotative
(C,B,Y,O,X,Z)	(C,Z,Y,O,X,B)	(Z,Y,O,X,C,B)
(C,B,X,O,Y,Z)	(C,Z,X,O,Y,B)	(Z,X,O,Y,C,B)
(C,A,Y,O,X,Z)	(C,Y,O,X,Z,B)	(Z,Y,O,X,C,A)
(C,A,X,O,Y,Z)	(C,X,O,Y,Z,B)	(Z,X,O,Y,C,A)
(B,A,Y,O,X,Z)	(A,Z,Y,O,X,B)	(Z,Y,O,X,B,A)
(B,A,X,O,Y,Z)	(A,Z,X,O,Y,B)	(Z,X,O,Y,B,A)
(A,B,Y,O,X,Z)	(A,Y,O,X,Z,B)	(Z,X,O,Y,A,B)
(A,B,X,O,Y,Z)	(A,X,O,Y,Z,B)	(Z,Y,O,X,A,B)
	(B,Y,O,X,Z,A)	
	(B,X,O,Y,Z,A)	
	(B,Z,X,O,Y,A)	
	(B,Z,Y,O,X,A)	
	(C,Y,O,X,Z,A)	
	(C,X,O,Y,Z,A)	
	(C,Z,Y,O,X,A)	
	(C,Z,X,O,Y,A)	

TABLE III.6: Configurations structurales sélectionnées [Lajili et al., 2017]

$$\begin{aligned}
C_S = \{ & (C, B, Y, O, X, Z), (C, B, X, O, Y, Z), (C, A, Y, O, X, Z) \\
& , (C, A, X, O, Y, Z), (B, A, Y, O, X, Z), (B, A, X, O, Y, Z) \\
& , (A, B, Y, O, X, Z), (A, B, X, O, Y, Z), (C, Z, Y, O, X, B) \\
& , (C, Z, X, O, Y, B), (C, Y, O, X, Z, B), (C, X, O, Y, Z, B) \\
& , (A, Z, Y, O, X, B), (A, Z, X, O, Y, B), (A, Y, O, X, Z, B) \\
& , (A, X, O, Y, Z, B), (B, Y, O, X, Z, A), (B, X, O, Y, Z, A) \\
& , (B, Z, X, O, Y, A), (B, Z, Y, O, X, A), (C, Y, O, X, Z, A) \\
& , (C, X, O, Y, Z, A), (C, Z, Y, O, X, A), (C, Z, X, O, Y, A) \\
& , (Z, Y, O, X, C, B), (Z, X, O, Y, C, B), (Z, Y, O, X, C, A) \\
& , (Z, X, O, Y, C, A), (Z, Y, O, X, B, A), (Z, X, O, Y, B, A) \\
& , (Z, X, O, Y, A, B), (Z, Y, O, X, A, B) \}
\end{aligned} \tag{III.17}$$

Les 32 configurations sélectionnées peuvent être classées en 3 types : machine à table bi rotative, machine hybride et machines à broche bi rotative. Ces configurations structurales sont classées dans le tableau III.6. En considérant une première hypothèse indiquant qu'en présence d'un premier axe de rotation "C" les axes de rotation "A" et "B" assurent la même accessibilité à la pièce et donc le même degré de mobilité à une rotation de 90° près autour de Z. Nous pouvons ainsi réduire de moitié le nombre des configurations sélectionnées. Les configurations sélectionnées dans le cadre de cette hypothèse sont données

Configurations structurales sélectionnées		
A table bi-rotative	Hybride	A broche bi-rotative
(C,B,Y,O,X,Z)	(C,Z,Y,O,X,B)	(Z,Y,O,X,C,B)
(C,B,X,O,Y,Z)	(C,Z,X,O,Y,B)	(Z,X,O,Y,C,B)
(B,A,Y,O,X,Z)	(C,Y,O,X,Z,B)	(Z,Y,O,X,B,A)
(B,A,X,O,Y,Z)	(C,X,O,Y,Z,B)	(Z,X,O,Y,B,A)
	(A,Z,Y,O,X,B)	
	(A,Z,X,O,Y,B)	
	(A,Y,O,X,Z,B)	
	(A,X,O,Y,Z,B)	

TABLE III.7: Configurations structurales sélectionnées dans le cadre de la première hypothèse [Lajili et al., 2017]

Configurations structurales sélectionnées		
A table bi-rotative	Hybride	A broche bi-rotative
(R,R,Y,O,X,Z)	(R,Z,Y,O,X,R)	(Z,Y,O,X,R,R)
(R,R,X,O,Y,Z)	(R,Z,X,O,Y,R)	(Z,X,O,Y,R,R)
	(R,X,O,Y,Z,R)	
	(R,Y,O,X,Z,R)	

TABLE III.8: Configurations structurales sélectionnées dans le cadre de la deuxième hypothèse [Lajili et al., 2017]

dans le tableau III.7.

En considérant une deuxième hypothèse indiquant que tous les axes rotatifs amènent à un comportement équivalent en rigidité et accessibilité soit directement soit par symétrie " $A \Leftrightarrow B \Leftrightarrow C$ " nous pouvons désigner ainsi tous les axes rotatifs par la même lettre " R ". Le nombre de structures à analyser baisse encore de moitié. Les différentes configurations structurales considérant les deux hypothèses citées sont classées dans le tableau III.8.

III.5 Conclusion

Une méthode de sélection de configurations structurales de machine-outil a été développée. Nous avons appliqué cette méthodologie pour la conception d'une machine-outil à 5 axes pour l'usinage de pièces aéronautiques en titane. La méthode développée permet de dégager rapidement une sélection de configurations structurales appropriées aux exigences du procédé d'usinage envisagé. En effet, pour une machine-outil à 5 axes parmi 2160 solutions mathématiquement possibles, 32 configurations adéquates ont été révélées.

L'atout de cette méthode consiste essentiellement en un gain important en temps d'analyse lors des phases avancées de la conception d'une machine-outil. En effet, le fait d'éliminer les configurations non appropriées dès la phase préliminaire de conception permet de réduire le nombre des configurations à analyser ultérieurement. Dans la figure III.11 nous illustrons ce gain de temps par rapport à la conception traditionnelle et par rapport à la conception virtuelle exhaustive, pour cela le schéma réalisé dans les travaux d'Altintas [Altintas et al., 2005] a été complété.

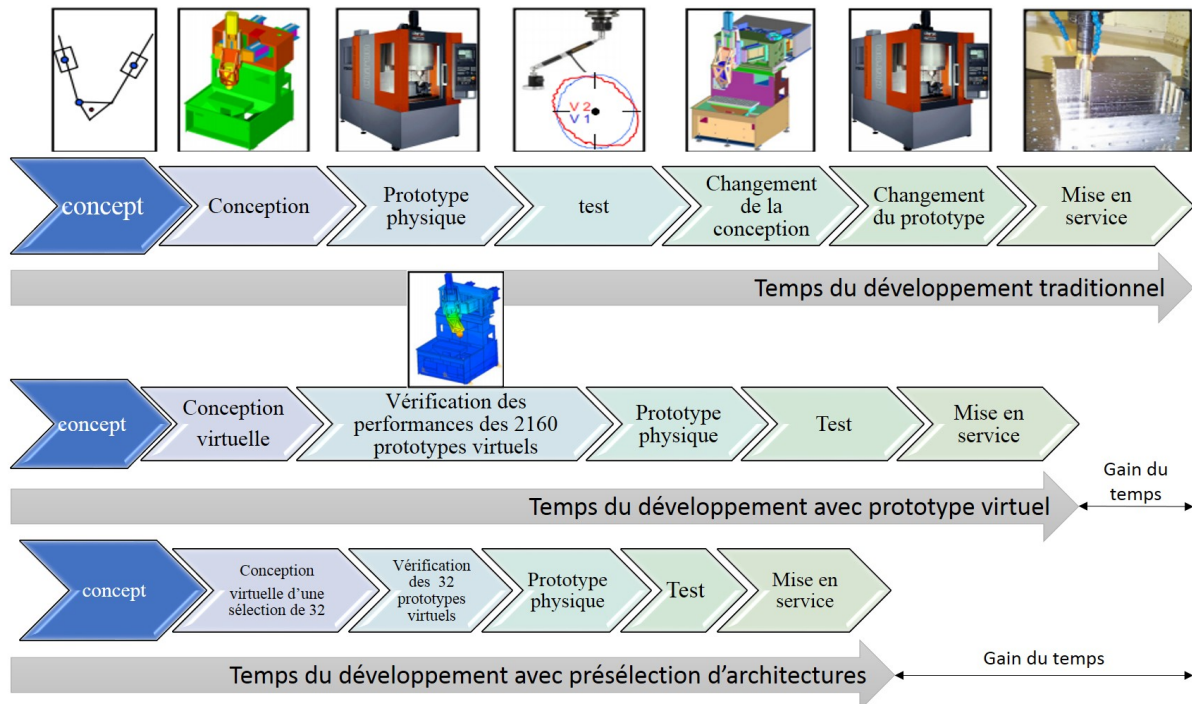


FIGURE III.11: Comparaison entre la conception conventionnelle, la conception virtuelle [Altintas et al., 2005] et la conception virtuelle utilisant notre méthodologie [Lajili et al., 2017]

Après l'élaboration de cette méthodologie de sélection d'architectures de machines-outils, nous allons nous intéresser aux étapes suivantes de la conception permettant de réaliser une analyse un peu plus approfondie du comportement mécanique de chaque configuration structurale sélectionnée. Cette analyse approfondie permettra d'évaluer le comportement statique et dynamique de chaque modèle de machine-outil.

Chapitre IV

Méthodologie de sélection d'architecture de machine-outil en fonction d'une rigidité cible

*« Pour atteindre la vérité, il faut une
fois dans la vie se défaire de toutes
les opinions qu'on a reçues, et
reconstruire de nouveau tout le
système de ses connaissances. »*

René Descartes

Sommaire

IV.1 Introduction	79
IV.2 Processus et critères de sélection quantitatifs	80
IV.2.1 Processus de sélection	80
IV.2.2 Critères de performances	80
IV.2.3 Conclusion	81
IV.3 Paramétrage de la conception préliminaire	82
IV.3.1 Principe	82
IV.3.2 Réduction de modèle de machine-outil	83
IV.3.3 Modélisation par éléments finis	84
IV.3.4 Conclusion	87
IV.4 Choix et définition de la méthode d'optimisation	87
IV.4.1 Principe de l'optimisation paramétrique	88
IV.4.2 Processus d'optimisation	88
IV.4.3 Calcul de la rigidité de machine-outil	90
IV.4.4 Conclusion	94
IV.5 Application	96
IV.5.1 Analyse des structures optimisées	96
IV.5.2 Analyse des résultats de la structure ouverte	99
IV.5.3 Analyse des résultats de la structure portique	102
IV.5.4 Comparaison et sélection de l'arrangement structural approprié	106
IV.5.5 Conclusion	108

IV.6 conclusion	109
----------------------------------	------------

IV.1 Introduction

Les exigences sur les performances des machines-outils dédiées pour l'usinage des matériaux durs ont fortement évolué durant cette dernière décennie. Cette évolution est due principalement à l'expansion de l'industrie aéronautique [Inagaki et al., 2014, Henriques et al., 2005]. Afin d'optimiser les performances des pièces aéronautiques en termes de masse, résistance à la corrosion et de comportement mécanique, les alliages de titane sont largement employés pour les pièces structurales [Inagaki et al., 2014, Wagner, 2011].

De nos jours, le processus d'usinage du titane se caractérise par des faibles vitesses de rotation de la broche et des forces de coupe élevées [Moussaoui, 2013]. L'effort de coupe couplé à la basse fréquence de rotations de l'outil peut solliciter la rigidité et les modes propres de la machine-outil. À cet égard, la rigidité et les fréquences propres de la machine doivent être contrôlées durant le processus de conception [Cheng and Huo, 2009, Mori et al., 2008]

La conception préliminaire permet d'évaluer les performances de machines-outils par des modèles réduits vis-à-vis les exigences spécifiques du procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane. Cette analyse permet de réduire le nombre de solutions à étudier de manière poussée. Toutefois, ce type d'étude nécessite l'évaluation quantitative d'indicateurs de performances.

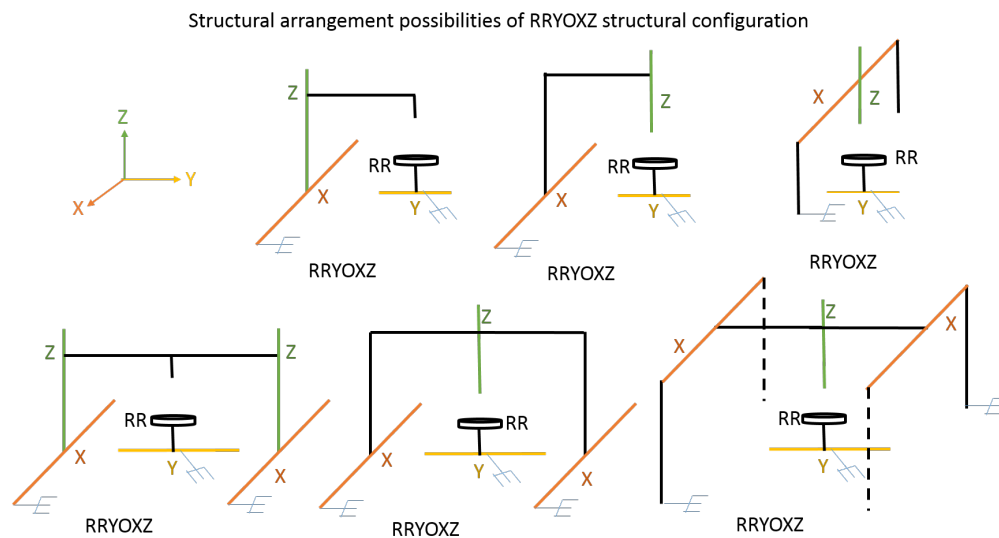


FIGURE IV.1: Différentes possibilités d'architectures associées à la classe d'équivalence $RRYOXZ$

L'application de la méthodologie de synthèse et de choix de configurations structurales dans le cas d'une machine-outil à 5 axes pour l'usinage des pièces aéronautiques en titane a permis de retenir 32 configurations parmi 2160 possibilités à la base. Ces solutions retenues sont en adéquation avec les critères traduisant l'exigence du procédé d'usinage envisagé. Cependant comme le montre la figure IV.1 le code de configuration structurale $RRYOXZ$ peut être conçu avec différents arrangements structuraux. Une comparaison quantitative des architectures vis-à-vis des contraintes de rigidité et d'un objectif de minimisation de la masse est donc nécessaire.

Dans ce chapitre, nous présentons une méthodologie de sélection de l'arrangement structural le plus approprié à la coupe des matériaux durs (Titane) durant la phase préliminaire de la conception. La particularité de notre approche réside dans le fait de considérer plusieurs arrangements de structures mécaniques de machines-outils. Les structures étudiées sont alors modélisées, analysées, et optimisées en termes de masse et de rigidité.

Dans la section suivante, nous présentons le processus et les critères de sélection proposée. Ensuite, nous détaillons les paramètres de conception employés pour le développement de modèles réduits de structure de machines-outils. Après, nous décrivons le processus d'optimisation paramétrique utilisé. Enfin, nous présentons les résultats de l'application de la méthodologie développée sur deux types de structures de machines-outils.

IV.2 Processus et critères de sélection quantitatifs

Étant en phase préliminaire de conception, les structures de machines-outils sont simplifiées et modélisées par une association de sous-structures. Chaque sous-structure est représentée par une pièce parallélépipédique creuse dont les surfaces sont maillées par des éléments plaques. Les dimensions de ces pièces sont paramétrées et définies comme variables de conception. Une optimisation paramétrique des architectures considérées est réalisée par le couplage d'un algorithme d'optimisation sous contrainte (Fonction Matlab) avec une analyse par éléments finis (ANSYS) pour la minimisation de la masse tout en respectant une rigidité cible. Enfin, les structures optimisées sont comparées et classées selon des critères de performances.

IV.2.1 Processus de sélection

La méthodologie de sélection d'architecture de machine-outil proposée comporte 4 étapes comme illustrées dans la figure IV.2. L'étape de paramétrage permet de réaliser des modèles réduits et paramétrés de structures de machine-outil. L'optimisation de ces modèles consiste à chercher les paramètres permettant de minimiser la masse de la structure tout en garantissant une rigidité cible. Ensuite, l'analyse modale permet de caractériser le comportement dynamique des structures optimisées. Enfin, la structure adéquate est identifiée par une comparaison des critères de performance des N architectures étudiées.

Dans la section suivante, nous énumérons les critères de performances utilisées dans le cadre de notre méthodologie.

IV.2.2 Critères de performances

Le but de la méthodologie développée est de sélectionner l'arrangement structural le plus approprié à l'usinage de matériaux durs (Titane). Pour ce faire, un classement des structures de machines-outils est fait. Ce classement est basé sur la comparaison des valeurs numériques de certains indicateurs de performance. Des critères de performances sont mis en place. Nous pouvons citer : l'espace de travail géométrique, la dextérité, la précision, la rigidité et le comportement dynamique [Bouzgarrou, 2001, Chanal, 2006].

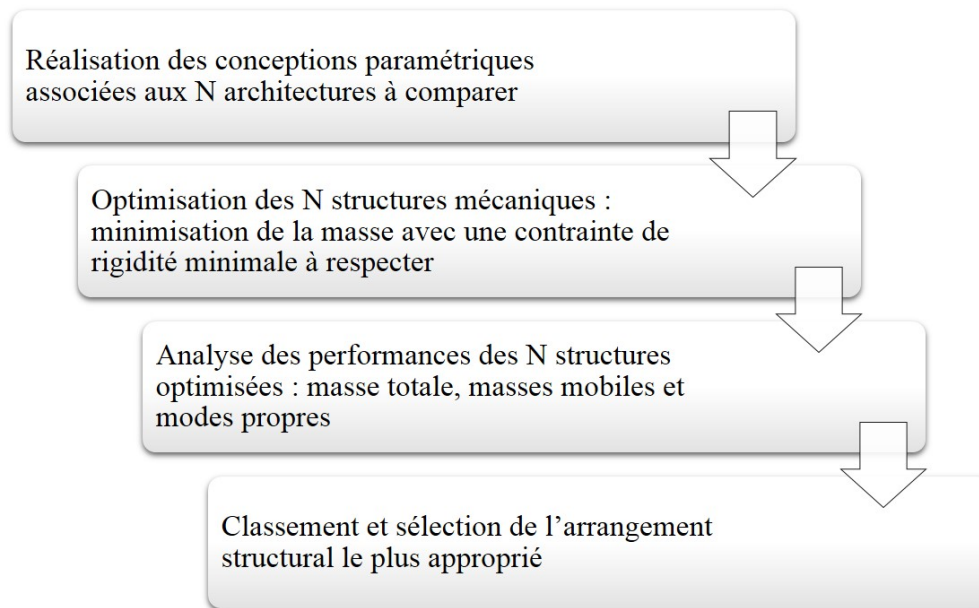


FIGURE IV.2: Processus de sélection d'architecture de machine-outil

Cheng recommande une rigidité statique d'environ $500N/\mu m$ pour les machines-outils destinées à la coupe des matériaux durs [Cheng and Huo, 2009].

La rigidité statique est une contrainte dans notre optimisation. Elle est évaluée pour chacune des architectures. La valeur minimale de la rigidité assurée dans l'intégralité de l'espace de travail doit être supérieure à un seuil de rigidité souhaité. En aval de l'étape d'optimisation, et en considérant les paramètres optimaux des structures, nous étudions l'évolution de la masse totale, des masses mobiles et des modes propres de chaque machine-outil en fonction de la rigidité désirée. L'analyse des masses reflète les coûts de fabrication, de réalisation et conditionne la consommation énergétique d'une machine. Les modes propres et leurs fréquences correspondantes caractérisent le comportement dynamique d'une structure mécanique. Plus les valeurs de ces fréquences sont éloignées de la zone de fonctionnement de la machine plus l'usinage est stable.

Dans notre méthodologie, nous comparons donc les évolutions des masses totales et des masses mobiles en fonction de la rigidité cible. Pour l'évaluation du comportement dynamique, nous analysons les évolutions des premières fréquences propres des structures vis-à-vis la rigidité désirée.

IV.2.3 Conclusion

Les critères de performances définis sont évalués dans la phase préliminaire de conception avec des modèles réduits. Les valeurs calculées ne sont pas forcément les valeurs finales des machines étudiées. Cependant, les ordres de grandeur de ces indicateurs de performance servent à trier les arrangements de structures mécaniques. Donc l'application de ce processus de sélection quantitatif permet de réaliser un classement discriminant des différentes architectures étudiées. Dans la partie suivante, nous présentons la méthode adoptée pour la conception et le paramétrage des structures.

IV.3 Paramétrage de la conception préliminaire

La conception paramétrique des mécanismes est largement utilisée durant la phase préliminaire de conception. La création de modèles paramétrés permet de simplifier le changement des dimensions d'une structure et par conséquent sa préparation au processus d'optimisation. En effet, dans ses travaux, Li a paramétré une partie du bâti d'une machine-outil. L'optimisation de ces paramètres a permis d'obtenir une pièce plus rigide en réduisant la déformation maximale de 19% [Li et al., 2012]. Danhaive et Mueller combinent la conception paramétrique et un processus d'optimisation illustrés dans la figure IV.3 afin d'obtenir la structure mécanique la plus rigide pour résister à l'effet de la gravité modélisée par un chargement vertical tout en minimisant la masse totale [Danhaive and Mueller, 2015].

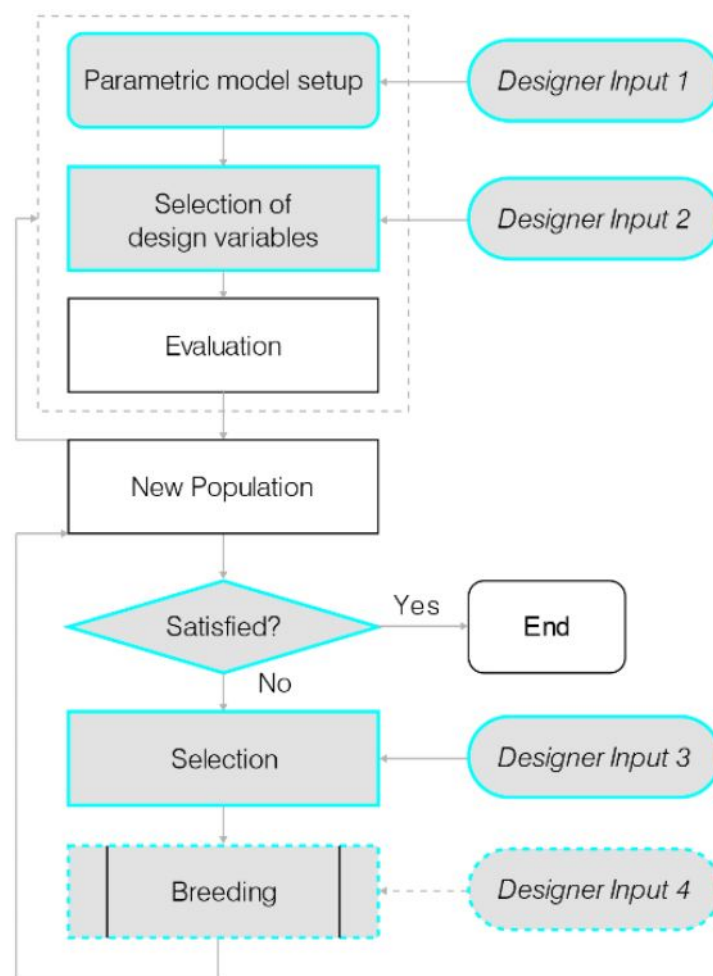


FIGURE IV.3: Paramétrage et optimisation d'un modèle de structure mécanique [Danhaive and Mueller, 2015]

IV.3.1 Principe

Le terme "paramétrique" est utilisé pour décrire la capacité d'une ou plusieurs dimensions à changer la géométrie d'un modèle dès que les valeurs de ces dimensions changent [DesignTech, 2018]. Les avantages de la conception paramétrique résident dans :

- La capacité à produire de la flexibilité dans la conception
- Une meilleure intégration des caractéristiques des applications cibles en phase de conception aval et réduction du temps de cycle d'ingénierie
- Les données de conception existantes peuvent être réutilisées pour créer de nouvelles conceptions
- Délais de conception rapides, efficacité accrue

Dans nos travaux de thèse, nous utilisons la conception paramétrique pour la réalisation des modèles de structure de machines-outils. De ce fait, l'optimisation des architectures considérées est réalisée simplement via la manipulation des paramètres de conception définis. La comparaison des indicateurs de performances des structures optimisées permet de réaliser un classement objectif. Ainsi, l'arrangement structural le plus approprié au procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane est identifié.

Dans la suite, nous détaillons la modélisation employée ainsi que la méthode de paramétrage utilisée.

IV.3.2 Réduction de modèle de machine-outil

Koenigsberger et Tlusty présentent une méthodologie d'analyse structurale de machine-outil basée sur des modèles réduits. En effet, ils se réfèrent à la théorie des poutres modélisant ainsi chacun des éléments structuraux de la machine par une poutre comme le montre la figure IV.4 [Koenigsberger and Tlusty, 2016]. Cependant, dans nos travaux nous n'utilisons pas cette approche de réduction même si elle semble pertinente. En effet, les sections des poutres identifiées sont grandes par rapport à leurs longueurs, cela est dû aux valeurs importantes de rigidité souhaitée. Ainsi la théorie des poutres n'est plus vérifiée. Par conséquent, cette approche de réduction n'est pas suffisamment précise pour notre cas d'étude [Lajili et al., 2018].

Kono et al présentent une approche de modélisation des conceptions de machine-outil [Kono et al., 2010b]. Les éléments structuraux de machine-outil sont modélisés par des pièces parallélépipédiques. Les résultats obtenus avec le modèle réduit sont cohérents avec les résultats expérimentaux. D'autre part, Li et al ont développé une méthode d'optimisation pour la conception d'un bâti de machine-outil éco-efficient [Li et al., 2012]. La première étape de cette méthode consiste à créer de modèle réduit du bâti. Les pièces constituant le bâti sont modélisées par des parallélépipèdes creux. Après une phase d'optimisation réalisée, la masse totale de la machine est minimisée grâce aux nouvelles dimensions identifiées. Le modèle obtenu est plus performant avec 19% de déformation en moins par rapport à la conception initiale. Dans notre cas, nous utilisons des parallépi-

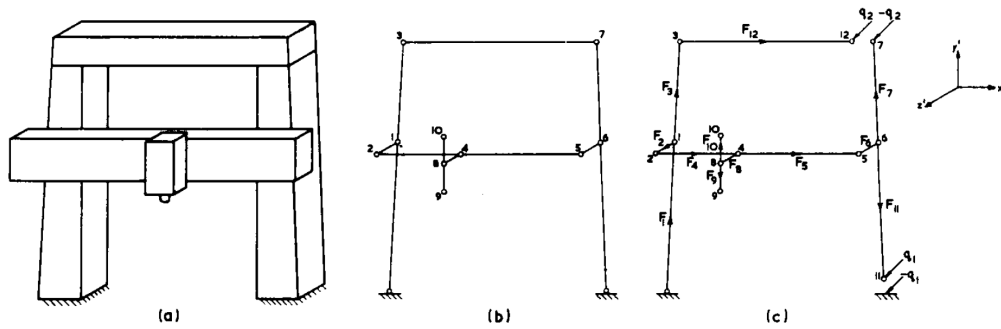


FIGURE IV.4: Modèle réduit de type poutre d'une machine-outil (fraiseuse) [Koenigsberger and Thusty, 2016]

pèdes creux pour la création de modèles réduits de machines-outils comme illustré dans la figure IV.5.

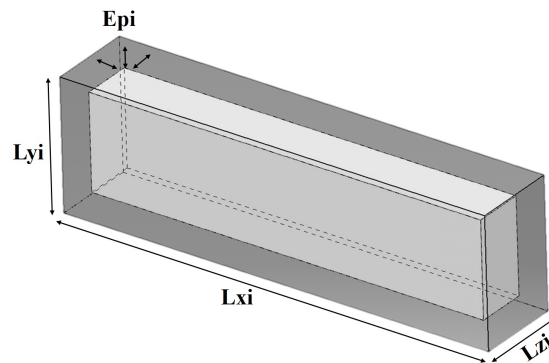


FIGURE IV.5: Exemple de parallélépipède creux paramétré [Lajili et al., 2018]

Chaque typologie de machine est ainsi décomposée en plusieurs sous-structures de type parallélépipède creux. Les paramètres caractérisant un parallélépipède "i" sont la longueur de section L_{yi} , la largeur de section L_{zi} et l'épaisseur E_{pi} comme le montre la figure IV.5. L_{xi} désigne la longueur du parallélépipède. Cette longueur est fixée en fonction de l'espace de travail de la machine. Dans la section suivante, nous détaillons la conception paramétrique réalisée et le langage de conception adopté.

IV.3.3 Modélisation par éléments finis

Dans ses travaux de thèse, Maglie montre l'utilité de la conception paramétrique notamment en phase préliminaire de conception. Il présente ainsi un langage de conception paramétrique proposé par le logiciel commercial ANSYS "Ansys Parametric Design Language (APDL)" [Maglie, 2012, Gely, 2017]. L'utilité de cette méthode de développement de modèle de structures réside dans la simplicité de l'automatisation de l'évolution de la conception. Une structure est alors définie par un script (fichier texte) de plusieurs lignes de commande APDL.

Le script comporte généralement 4 parties, la première dédiée à la définition des paramètres de conception et des variables utilisées. La deuxième partie (Préprocesseur) pour la définition des points clés, des lignes, des surfaces, des volumes nécessaires à la conception de la structure. Les matériaux, le maillage, le chargement et les conditions aux limites sont décrits dans le préprocesseur. La troisième partie (Solution) gère le type d'analyse à mener et lance le calcul. La quatrième et la dernière étape (Post-processeur) permet de récupérer et visualiser les résultats. Des fichiers de couplages entre l'environnement Ansys APDL avec d'autres logiciels peuvent être générés en fonction du besoin.

Dans le même contexte, Gauchia présente l'intérêt du langage de conception paramétrique APDL pour la préparation des structures au processus d'optimisation. En effet, il modélise la structure d'un bus avec des poutres paramétrées. Ensuite, une optimisation paramétrique de la structure est réalisée afin de maximiser la rigidité en torsion tout en minimisant la masse du véhicule. Les résultats trouvés ont montré une réduction de 4% de la masse du bus avec une augmentation de 0,23% de la rigidité en torsion [Gauchia et al., 2010].

Le langage de conception paramétrique APDL est donc adopté dans notre méthodologie. Dans ce chapitre, l'étude est limitée à deux types de structures de machines-outils (une structure ouverte et une structure fermée). Les deux architectures sont alors décomposées en trois sous-structures principales. Chacun de ces éléments est paramétré par 3 variables de conception comme le montre la figure IV.6.

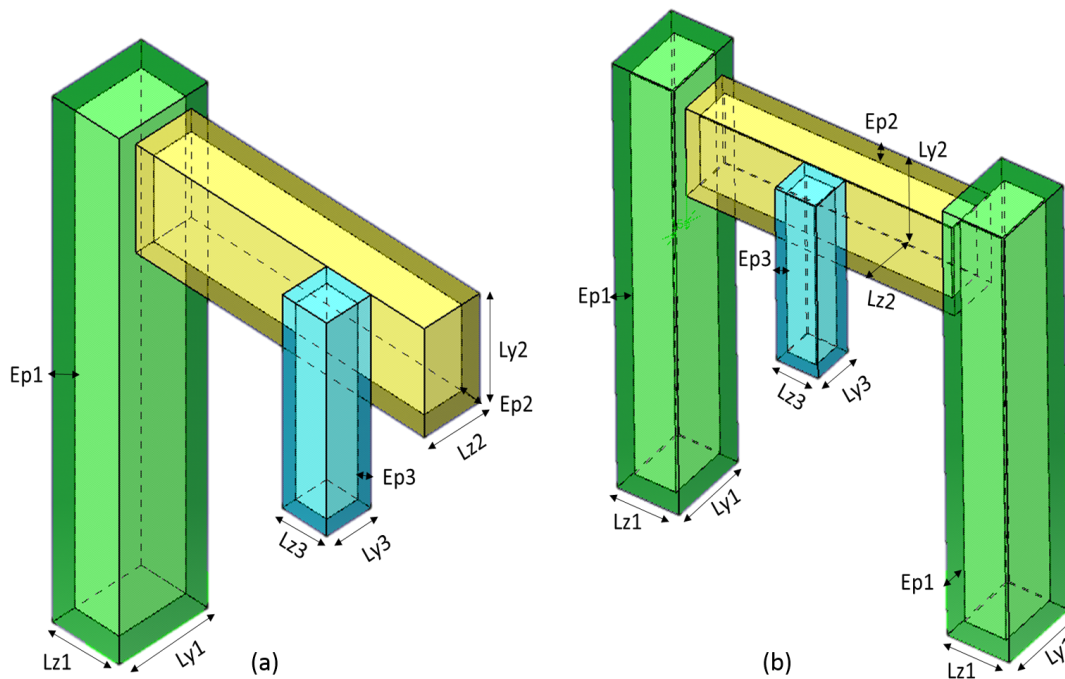


FIGURE IV.6: Modèle réduit et paramétré d'une structure ouverte (a) et d'une structure fermée (b) [Lajili et al., 2018]

Les différentes sous-structures sont en contact rigide les unes avec les autres par l'intermédiaire de leurs surfaces communes. La première sous-structure est encastrée au sol.

La deuxième assure le mouvement de translation suivant l'axe Z de la machine et la dernière assure la translation suivant l'axe Y . De ce fait, la configuration des machines étudiées dans l'espace de travail peut varier permettant ainsi l'analyse des structures avec plusieurs configurations dans l'espace de travail. Pour les architectures étudiées, nous supposons que la translation suivante X est gérée par la table. Par conséquent, les espaces de travail des machines étudiées sont modélisés dans le plan YZ [Lajili et al., 2018].

La machine-outil à concevoir est dédiée principalement à des opérations d'usinage aéronautique. Cela se traduit par un besoin d'un grand espace de travail. Ainsi, les courses des deux axes considérés Y et Z sont fixés à 2 mètres. Les modèles créés sont codés de telle sorte qu'ils présentent toujours le même espace de travail indépendamment de la variation des dimensions des sous-structures. Les longueurs des trois parallélépipèdes L_{xi} des deux structures sont indiquées dans le tableau IV.1.

Longueur	L_{xi}	L_{x2}	L_{x3}
Valeur (m)	3.7	$2.2+L_z3$	1.5

TABLE IV.1: Longueurs des parallélépipèdes [Lajili et al., 2018]

Le même matériau est utilisé pour les deux structures de machines-outils étudiées. Ses caractéristiques sont données dans le tableau IV.2.

Matériau	Masse volumique	Module de Young	Coefficient de poisson
Acier	7800 Kg/m^3	210 GPa	0.3

TABLE IV.2: Spécification du matériau utilisé [Lajili et al., 2018]

Les modèles sont créés par des surfaces planes comme le montre la figure IV.7. Afin de modéliser les épaisseurs des parallélépipèdes, les surfaces représentées sont maillées par l'élément coque "Shell181" sous Ansys [ANSYS, 2018]. Trois éléments sont ainsi déclarés ayant comme paramètres les épaisseurs respectives Ep_1 , Ep_2 et Ep_3 . Comme illustrées dans la figure IV.7 (b), les surfaces sont conçues de telle manière que la régularité du maillage est garantie, ce qui permet d'assurer la bonne transmission des efforts et des sollicitations.

La trajectoire d'usinage suivie par l'outil est influencée par le comportement mécanique de la structure de la machine-outil [Chanal et al., 2006]. En effet, les forces de coupes générées durant le processus d'usinage représentent une des sources d'erreurs de suivie de trajectoire [Pateloup, 2011] (Figure IV.8). Ainsi, les structures de machines-outils doivent être optimisées afin de garantir une rigidité cible en fonction de la précision attendue.

IV.3.4 Conclusion

Dans notre modélisation, nous adoptons deux hypothèses simplificatrices. La première hypothèse consiste à modéliser chaque sous-structure par un parallélépipède creux. La

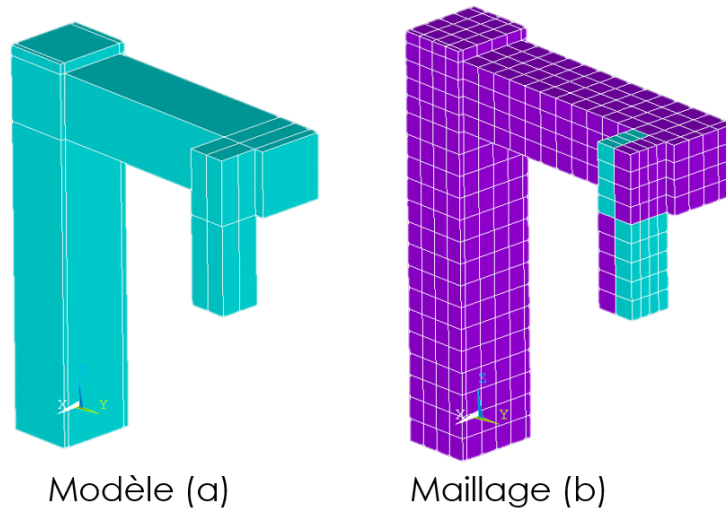


FIGURE IV.7: Modèle APDL de la structure ouverte (a) et son maillage (b)

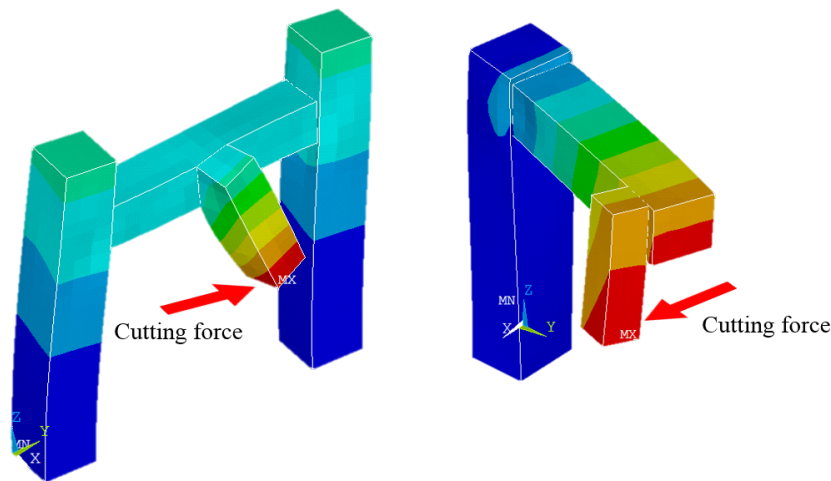


FIGURE IV.8: Déformation type de structure de machine-outil sous l'effet des forces de coupes

deuxième hypothèse concerne le contact entre les sous-structures qui est supposé rigide. De ce fait, les valeurs des indicateurs de performances mesurées représentent des ordres de grandeur et non pas forcément les valeurs réelles de la machine. Étant en phase préliminaire de conception, la comparaison des ordres de grandeur des indicateurs de performances peut orienter notre choix de structure de machine-outil.

La comparaison des architectures de machines-outils est basée sur l'évaluation de leurs indicateurs de performances comme la rigidité au bout de l'outil, la masse totale, les masses mobiles et les fréquences propres. Afin d'être objectif dans la comparaison des différents arrangements structuraux, chaque structure mécanique de machine-outil doit être optimisée en termes de masse tout en respectant une rigidité cible.

Les structures conçues permettent d'introduire un processus d'optimisation comme les modèles réalisés sont paramétrés par des variables de conception.

IV.4 Choix et définition de la méthode d'optimisation

Un problème d'optimisation du comportement mécanique d'un mécanisme ou d'une machine est défini par trois données :

- **Un modèle** : qui permet d'évaluer le comportement mécanique de la structure étudiée.
- **Fonction objectif ou coût** : que l'on cherche à minimiser ou à maximiser.
- **Un ensemble admissible** : Contraintes imposées sur les variables d'optimisation et éventuellement sur la fonction objectif.

Parmi les problèmes d'optimisation de structures, trois grandes catégories se distinguent : l'optimisation **paramétrique**, l'optimisation **de forme**, et l'optimisation **topologique**.

IV.4.1 Principe de l'optimisation paramétrique

L'optimisation paramétrique consiste à varier un nombre réduit de dimensions initiales d'un modèle paramétré dans le but d'obtenir une conception optimale et tout en respectant des conditions définies [Deneffe, 2017, Ponche, 2013]. Dans ce type d'optimisation, la topologie et la forme initiales sont préservées ce qui limite considérablement la variété des solutions possibles comme illustrée dans la figure IV.9 [Halila et al., 2017].

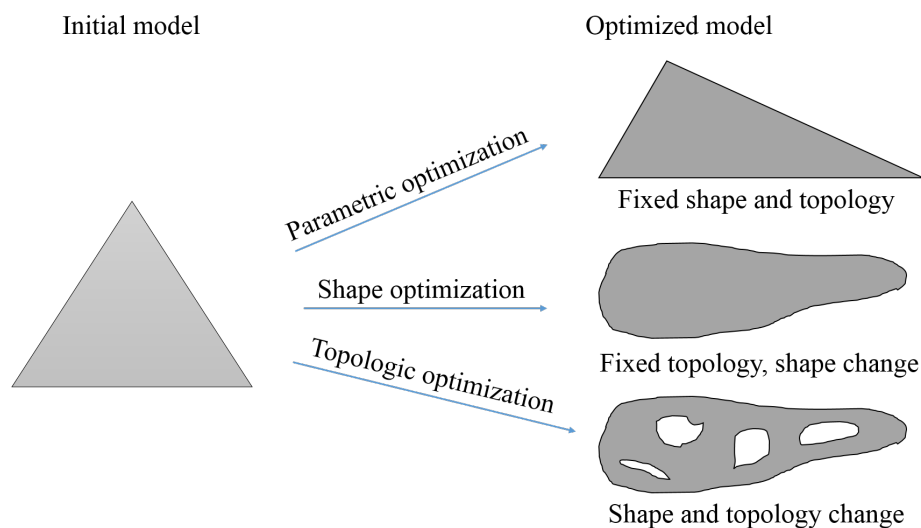


FIGURE IV.9: Types d'optimisation de formes [Halila et al., 2017]

Pons utilise l'optimisation paramétrique pour la conception d'un moteur ultrasonique [Pons et al., 2003]. Il a créé un modèle FEM paramétré et les résultats obtenus montrent une erreur de seulement 5% par rapport aux résultats expérimentaux. Étant en phase de conception préliminaire, nous adoptons ainsi l'optimisation paramétrique dans nos travaux.

IV.4.2 Processus d'optimisation

Notre problème d'optimisation consiste à minimiser la masse totale des structures tout en respectant une contrainte de rigidité cible comme l'illustre l'équation IV.1. Les variables de conception sont les dimensions des sous-structures modélisées par des parallélépipèdes creux (L_{yi}, L_{zi} et E_{pi}). L'ensemble de ces variables est regroupé dans un vecteur désigné par ξ comme le montre l'équation IV.2. Les deux limites inférieure et supérieure définies pour ces variables sont données respectivement par ξ_{min} l'équation IV.3 et ξ_{max} l'équation IV.4 [Lajili et al., 2018].

minimiser	$M_t = \rho \times V_t (\xi)$	V_t : volume totale de la structure ρ : masse volumique
sous les contraintes	$K > K_{cible}$	ξ : vecteur de variable à optimiser
	$\xi_{min} \leq \xi \leq \xi_{max}$	ξ_{min} : valeurs minimales allouées ξ_{max} : valeurs maximales allouées
avec	M_t : masse totale de la structure K : rigidité de la structure	K_{cible} : rigidité cible

(IV.1)

$$\xi = [L_{y1}, L_{z1}, E_{p1}, L_{y2}, L_{z2}, E_{p2}, L_{y3}, L_{z3}, E_{p3}]$$

(IV.2)

$$\xi_{min} = [0.6, 0.6, 0.02, 0.5, 0.5, 0.02, 0.4, 0.4, 0.02]$$

(IV.3)

$$\xi_{max} = [1.5, 1.5, 0.15, 1.4, 1.4, 0.15, 1, 1, 0.15]$$

(IV.4)

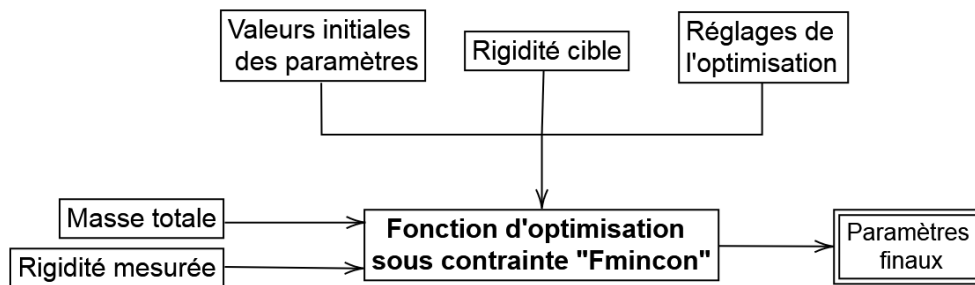


FIGURE IV.10: Processus d'optimisation adopté

La masse totale d'une structure de machine-outil est désignée par M et peut être calculée par deux méthodes. La première par la multiplication du volume de la structure par la masse volumique de l'acier. Le volume de la structure peut être calculé en faisant la somme des volumes de tous les parallélépipèdes sans considérer deux fois les volumes

communs. Dans ce cas, la fonction objectif à minimiser peut être exprimée en fonction de la masse volumique du matériau utilisé et des dimensions de l'architecture étudiée comme illustrée dans l'équation IV.5 [Lajili et al., 2018].

$$M = \rho \times V(\xi, L_{x1}, L_{x2}, L_{x3}) \quad (\text{IV.5})$$

La deuxième méthode est l'identification de la masse totale par l'intermédiaire d'Ansys APDL. En effet, le logiciel permet d'obtenir le volume de chaque élément de maillage utilisé. Avec une commande spécifique, la somme de ses volumes élémentaires est calculée. Le volume total ainsi calculé peut être affiché et exporté sous forme de fichier texte. La multiplication de ce volume par la masse volumique de l'acier est réalisée sous Matlab et nous obtenons ainsi la valeur de la fonction objectif : la masse totale de la structure. Nous utilisons cette deuxième méthode dans nos travaux.

La rigidité cible est une contrainte du processus d'optimisation. Ce critère est vérifié si et seulement si la rigidité minimale (notée K) de la machine assurée dans l'ensemble de l'espace de travail et suivant toutes les directions de l'espace est supérieur à la valeur de rigidité souhaitée [Lajili et al., 2018]. De ce fait, en plus du calcul de la masse totale, la rigidité de la structure étudiée doit être calculée à chaque itération d'optimisation et comparée à la rigidité cible (Figure IV.10).

Le calcul de la rigidité est réalisé en plusieurs étapes. Dans la section suivante, nous présentons en détail le calcul de la rigidité des structures de machines-outils étudiées.

IV.4.3 Calcul de la rigidité de machine-outil

Tout d'abord, une analyse statique par éléments finis sous Ansys est réalisée. En effet, trois cas de chargement ($[F_x, 0, 0]^t$, $[0, F_y, 0]^t$ et $[0, 0, F_z]^t$) sont appliqués respectivement suivant chacun des axes X , Y et Z comme illustrés dans la figure IV.11. La force appliquée est répartie sur la surface désignant le bout de l'outil pour éviter l'apparition des déformations locales. Les déplacements mesurés au bout de l'outil sont évalués et exportés du logiciel Ansys vers Matlab via des fichiers de couplage (TXT). Nous désignons par U_{xi} , U_{yi} et U_{zi} les déplacements mesurés suite à l'application d'une force suivant un axe "i".

Les mesures réalisées permettent l'identification de la matrice de compliance (Souplesse) $[S]$ de la structure étudiée. La matrice obtenue est symétrique comme le montre l'équation IV.6.

$$[S] = \begin{bmatrix} \frac{U_{xx}}{F_x} & \frac{U_{xy}}{F_y} & \frac{U_{xz}}{F_z} \\ & \frac{U_{yy}}{F_y} & \frac{U_{yz}}{F_z} \\ & & \frac{U_{zz}}{F_z} \end{bmatrix} \quad (\text{IV.6})$$

Ainsi, la matrice de rigidité $[K]$ de la structure peut être identifiée en calculant l'inverse de la matrice de souplesse comme indiqué dans l'équation IV.7.

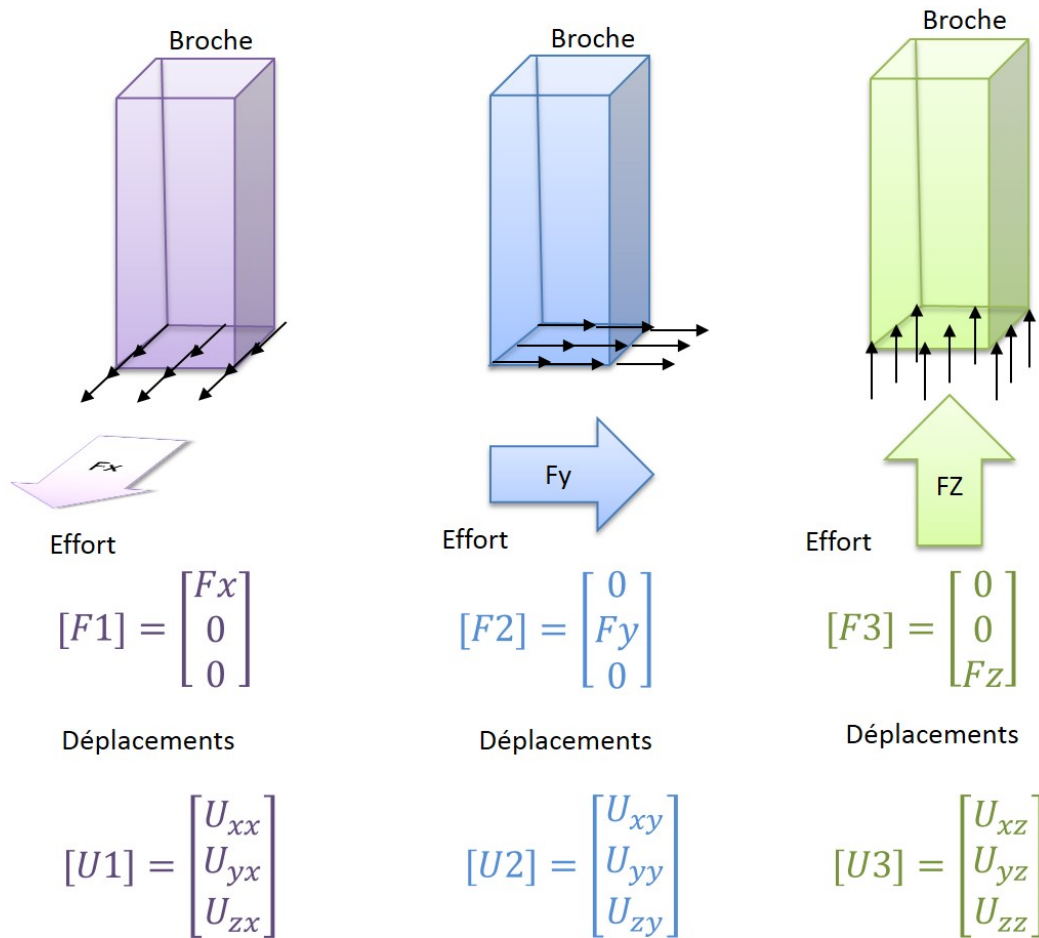


FIGURE IV.11: Trois cas d'analyse statique réalisée

$$[K] = [S]^{-1} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} & K_{xz} \\ & K_{yy} & K_{yz} \\ & & K_{zz} \end{bmatrix} \quad (\text{IV.7})$$

Pour une configuration donnée dans l'espace de travail d'une machine-outil, Bouzgarrou calcule la rigidité suivant toutes les directions de l'espace par la représentation de l'ellipsoïde de rigidité spécifique à la structure étudiée [Bouzgarrou, 2001]. Cet ellipsoïde est obtenu en diagonalisant la matrice de rigidité calculée (Équation IV.8). Les valeurs propres représentent les trois longueurs principales de l'ellipsoïde de rigidité spécifique à la structure étudiée (Figure IV.12). La valeur minimale de ces valeurs propres représente la rigidité minimale de l'espace tridimensionnel pour une configuration donnée de l'espace de travail de la machine (Équation IV.9).

$$K_D = \begin{bmatrix} K_1 & & \\ & K_2 & \\ & & K_3 \end{bmatrix} \quad (\text{IV.8})$$

$$K_{min} = \min(K_1, K_2, K_3) \quad (IV.9)$$

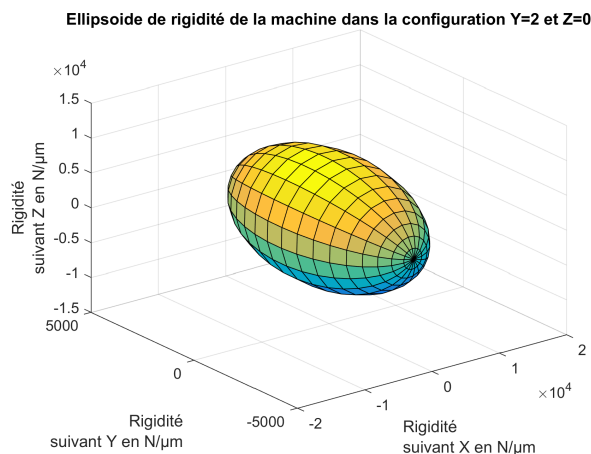


FIGURE IV.12: Exemple de représentation d'ellipsoïde de rigidité de machine-outil

En fonction de la position de l'outil dans l'espace de travail la rigidité varie. Ainsi, la rigidité doit être évaluée dans l'ensemble de l'espace de travail afin d'identifier la valeur minimale. Pour ce faire, dans les modèles EF créés, nous avons paramétré la position du nœud représentant le bout de l'outil ce qui permet la modélisation de chaque structure dans n'importe quelle configuration de l'espace de travail. Cependant, cette opération alourdit le processus d'optimisation notamment que la rigidité doit être calculée à chaque itération du processus.

Pour ce faire, nous discrétisons l'espace de travail des structures étudiées, ce qui permet un balayage relativement plus rapide de la totalité du plan YZ . Durant l'optimisation un pas grossier de $0,5m$ est choisi (Figure IV.13). Prenant en considération la course de $2m$ des deux axes Y et Z , et le pas de $0,5m$, au total 25 configurations dans l'espace de travail sont étudiées à chaque itération d'optimisation.

La rigidité caractérisant la structure de machine-outil est donc la valeur minimale calculée parmi les 25 configurations. Nous désignons par $K_{min}(i)$ la rigidité minimale d'une configuration i . La rigidité minimale globale caractérisant la structure étudiée est donc calculée comme le montre l'équation IV.10 avec $K_{min}(i)$ calculée selon l'équation IV.9. La figure IV.14 montre un exemple de carte de rigidité évaluée durant une itération d'optimisation. Le point rouge dans la figure IV.14 représente la valeur minimale identifiée.

$$K = \min\{K_{min}(i), i \in \{1, 2, \dots, 25\}\} \quad (IV.10)$$

Le tableau IV.3 résume toutes les étapes réalisées pour le calcul de la rigidité caractéristique d'une machine-outil.

La contrainte de rigidité est exprimée sous forme d'une inégalité, pour une rigidité cible de $500N/\mu m$ par exemple, la contrainte est exprimée comme le montre l'équation

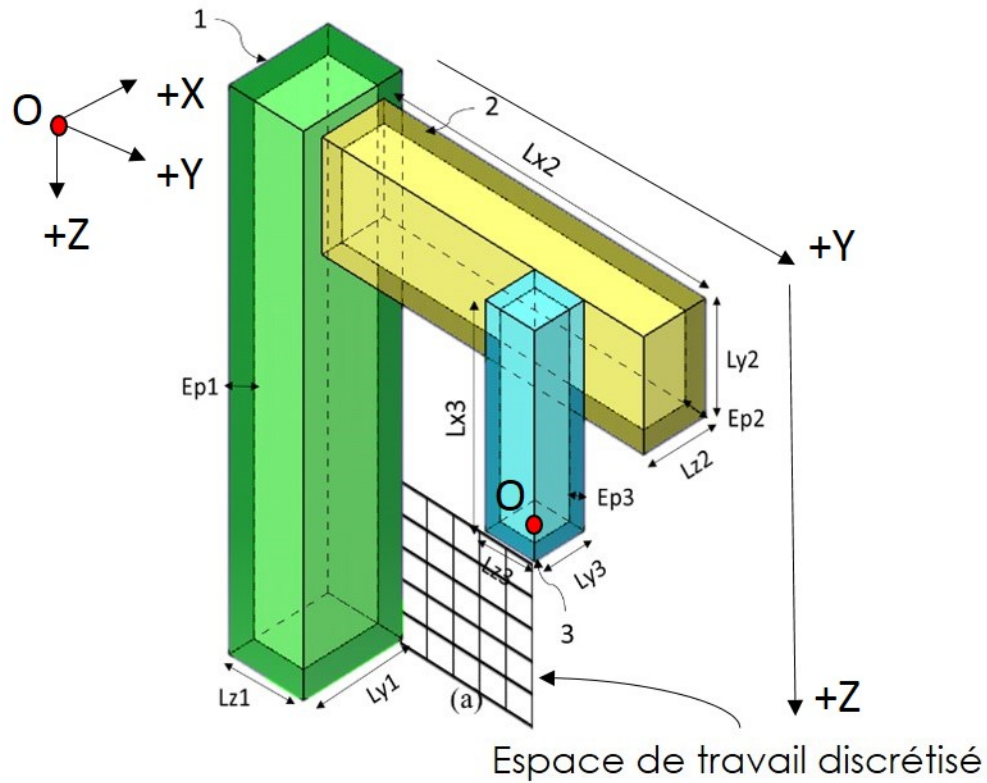


FIGURE IV.13: Exemple de discrétisation d'espace de travail de structure de machine

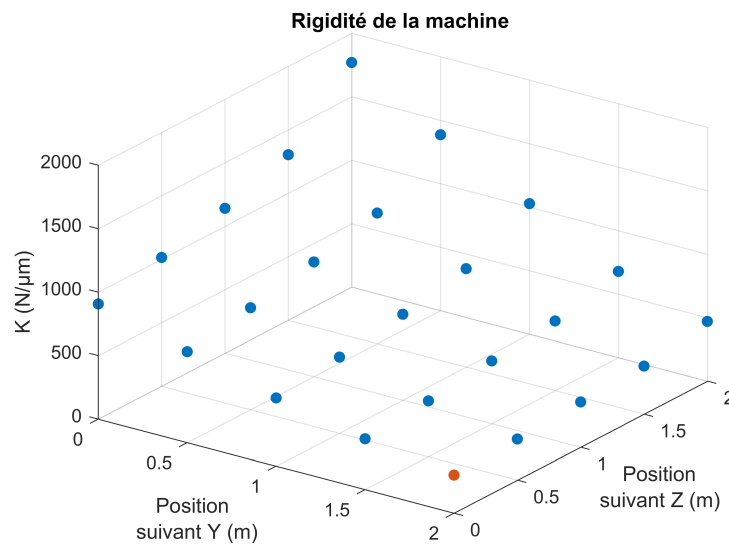


FIGURE IV.14: Rigidités évaluées durant une itération d'optimisation

IV.11.

$$K \geq 500 \text{ N}\mu\text{m}^{-1} \tag{IV.11}$$

Le processus d'évaluation de la masse totale et de la rigidité minimale assurée par la

1	Modélisation de la structure dans la configuration (i) de l'espace de travail, $i = 1..25$
2	Application d'effort F_x suivant X
3	Mesure des déplacements suivant X, Y et Z
4	Application d'effort F_y suivant Y
5	Mesure des déplacements suivant X, Y et Z
6	Application d'effort F_z suivant Z
7	Mesure des déplacements suivant X, Y et Z
8	Identification des matrices de souplesse et de rigidité
9	Calcul des valeurs propres de la matrice de rigidité
10	Identification de la rigidité minimale ($K_{min}(i)$) de la configuration (i)
11	Identification de la rigidité minimale globale (Équation IV.9)

TABLE IV.3: Étapes de calcul de la rigidité minimale

structure considérée est illustré dans la figure IV.15. Ce processus est exécuté à chaque itération de la fonction d'optimisation.

IV.4.4 Conclusion

Le processus d'optimisation mis en place permet d'obtenir des structures optimisées en termes de masse tout en respectant une contrainte de rigidité cible. Par suite, la comparaison entre les différentes architectures considérées est alors objective et équitable. La fluidité de couplage entre Matlab et Ansys APDL a permis de mettre en œuvre un processus d'optimisation basé sur l'analyse des performances des structures étudiées.

Le processus de calcul de rigidité développé permet l'identification de la valeur minimale de rigidité des structures pour un ensemble de configurations dans l'espace de travail. Les configurations considérées prennent des positions intermédiaires, médianes et extrémales de l'espace de travail. Par conséquent, l'obtention d'une structure suffisamment rigide est garantie.

L'analyse des performances des structures de machines-outils optimisées peut être alors réalisée. Nous présentons dans la section suivante la méthode suivie pour l'analyse des performances et la réalisation de la sélection.

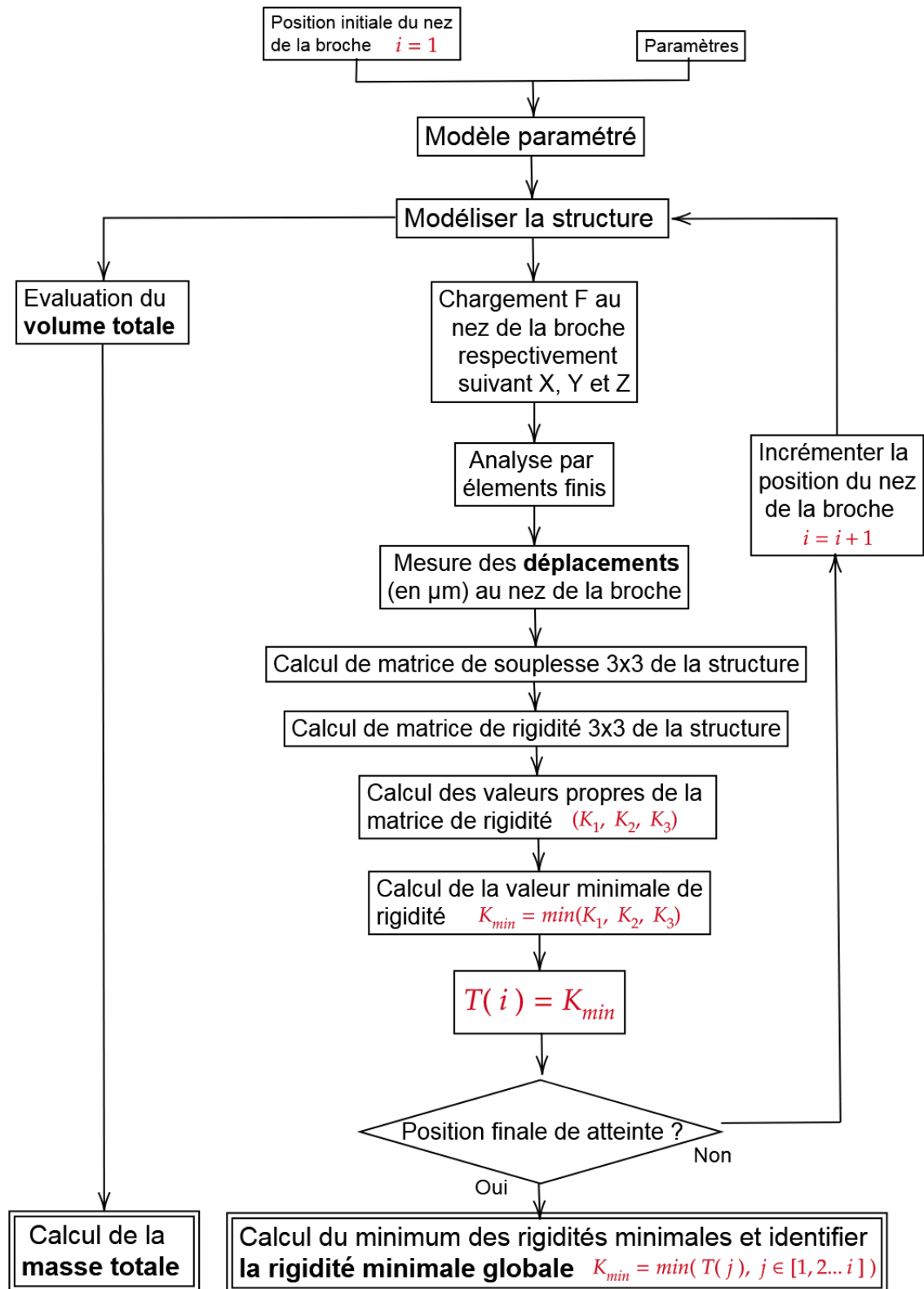


FIGURE IV.15: Processus adopté pour le calcul de la masse totale et de la rigidité minimale de la machine

IV.5 Application

Dans nos travaux, nous considérons deux types de structures : une machine-outil à structure ouverte et une machine-outil à structure fermée. Les phases de conception paramétrique et d'optimisation sont réalisées. Dans la suite, nous appliquons les deux dernières étapes de notre méthodologie : la comparaison des performances des arrangements structuraux et la sélection de l'architecture la plus adéquate pour l'usinage des pièces aéronautiques en titane.

IV.5.1 Analyse des structures optimisées

À l'issue de l'optimisation des structures considérées, nous évaluons les indicateurs de performance de chacune. La rigidité, les fréquences propres, la masse totale et les masses mobiles sont alors calculées. La rigidité et les fréquences propres varient dans l'espace de travail en fonction de la configuration étudiée. Pour cela, dans cette analyse, nous balayons aussi l'intégralité de l'espace de travail, mais cette fois-ci avec un pas affiné de $0,2m$ ce qui signifie l'analyse de 121 configurations de l'espace de travail au total.

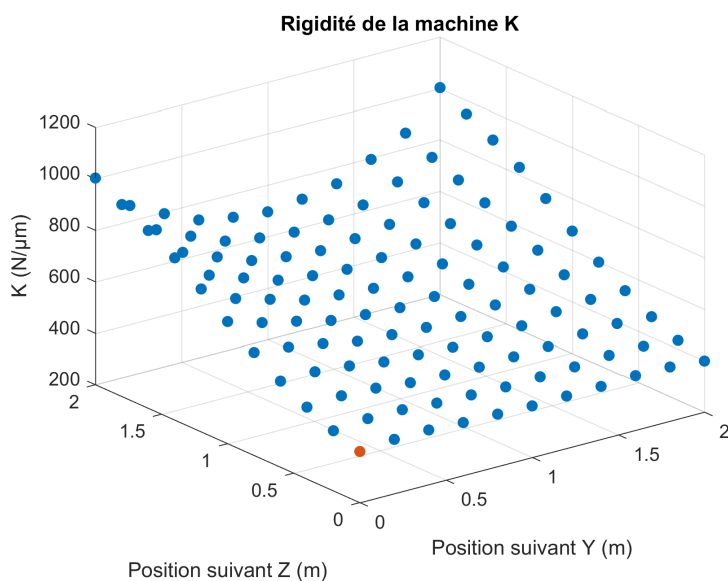


FIGURE IV.16: Mesures de rigidité pour l'architecture fermée et optimisée pour une rigidité cible de $400 N/\mu m$

A priori le recalcul de la rigidité des structures optimisées est inutile vu que la rigidité est l'un des critères de convergence du processus d'optimisation. Cependant, nous évaluons la rigidité avec un pas fin pour nous assurer d'une part de la valeur cible obtenue par le processus d'optimisation et pour réaliser les cartes de rigidité minimale globale K et des rigidités K_{xx} , K_{yy} et K_{zz} respectivement suivant X , Y et Z . La figure IV.16 montre un exemple de carte de rigidité K pour une structure de machine-outil optimisée avec une contrainte de rigidité cible égale à $400 N/\mu m$. Nous remarquons dans la figure IV.16 la variation importante de la rigidité minimale de la structure en fonction de sa configuration dans l'espace de travail. De plus, il est clair que la figure IV.16 correspond à une structure optimisée pour une rigidité cible de $400 N/\mu m$ du moment ou la valeur

la plus faible de rigidité représentée par le point rouge correspond à $400N/\mu m$

L'investigation du comportement dynamique des structures considérées est réalisée par une analyse modale. Pour ce faire, nous calculons les dix premières fréquences propres avec Ansys APDL et nous les exportons en fichiers texte. Aussi Ansys APDL permet la représentation de la déformée modale correspondante à chacun des modes. L'analyse modale est réalisée pour les 121 configurations de l'espace discrétisé. Nous réalisons ensuite les cartes de la première et de la deuxième fréquence propre de chaque structure. La figure IV.17 montre un exemple de carte de la 1^{ère} fréquence propre d'une structure ouverte.

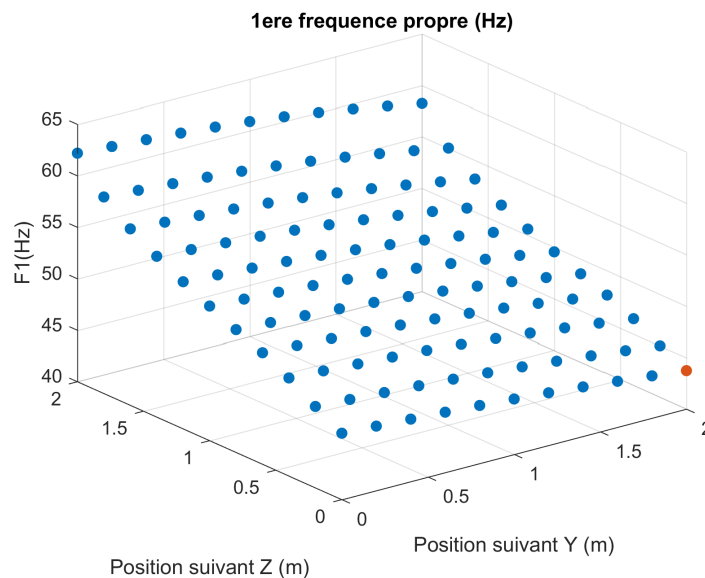


FIGURE IV.17: Mesures de la 1^{ère} fréquence propre de structure ouverte optimisée pour une rigidité de $400N/\mu m$

Pour la comparaison du comportement dynamique des différentes architectures, nous nous basons sur les valeurs minimales de la 1^{ère} fréquence propre et de la 2^{ème} fréquence propres. Ces valeurs sont calculées pour les configurations les plus défavorables. Par exemple, dans la figure IV.17, le cas le plus défavorable pour la 1^{ère} fréquence propre est obtenu pour la position $Y = 2m$ et $Z = 0m$ de l'outil dans l'espace de travail. La valeur correspondante est représentée en rouge. La machine présentant les fréquences propres les plus élevées est plus stable en dynamique et donc plus appropriée à la coupe du titane.

La masse totale des structures optimisées est obtenue et exportée directement par Ansys. Les masses mobiles sont calculées en fonction des dimensions optimales obtenues. La machine présentant une faible masse totale et notamment une faible masse mobile est plus appropriée pour des raisons économiques et écologiques ("green machining"). En effet, plus il y a de la masse, plus le coût de réalisation est élevé. Et plus la masse mobile est importante, plus l'exigence en couple des moteurs est importante, ce qui se traduit par une consommation énergétique élevée et un coût d'achat important .

La comparaison de la rigidité n'a pas d'effet sur la sélection du moment où toutes les structures optimisées garantissent la même rigidité cible. Dans le cas où une structure

ne peut pas être optimisée pour une rigidité donnée et l'algorithme d'optimisation ne converge pas, cette architecture est donc éliminée d'office. Le processus d'évaluation des performances des arrangements structuraux optimisés est récapitulé dans le diagramme présenté dans la figure IV.18.

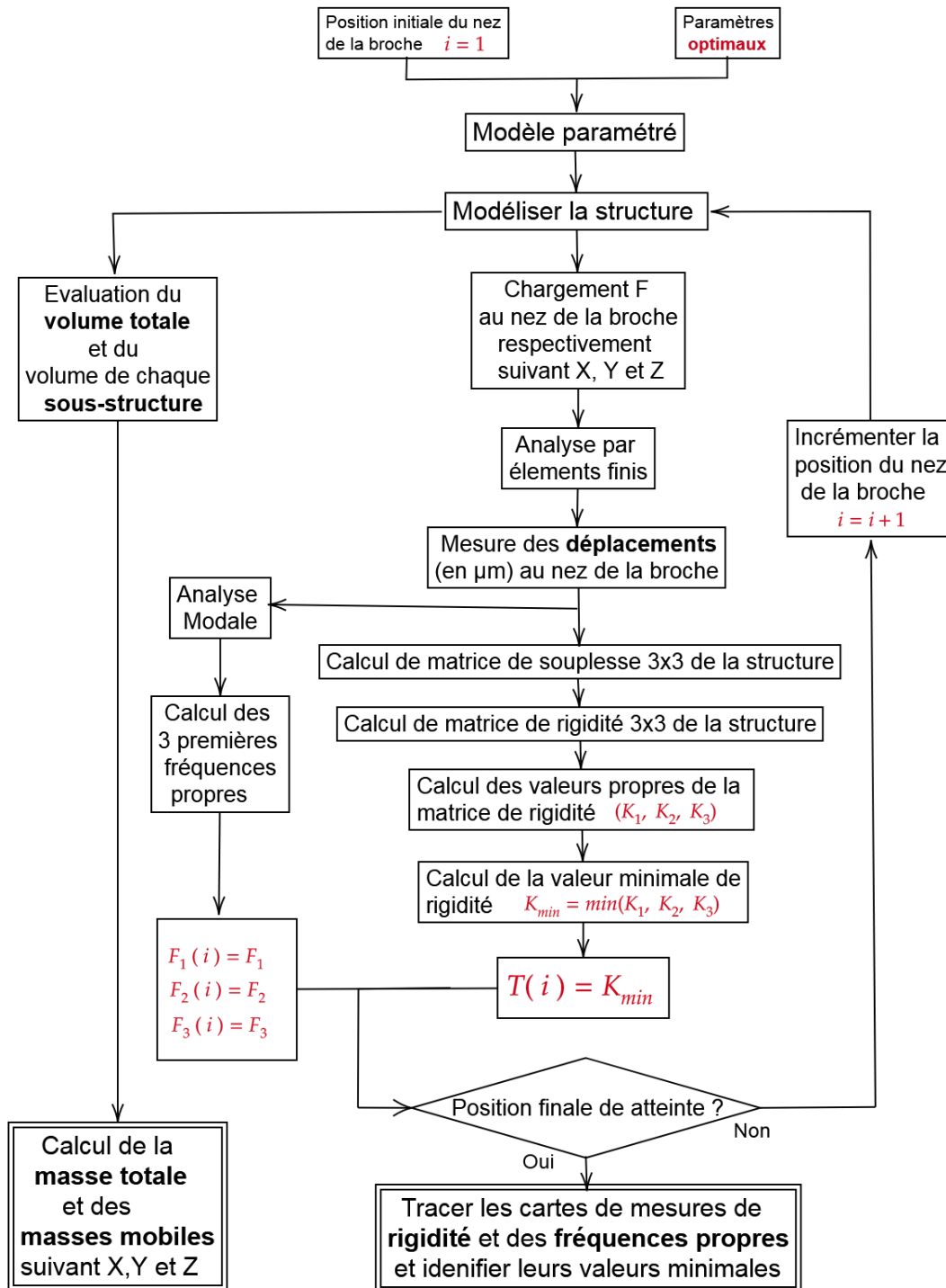


FIGURE IV.18: Processus adopté pour l'évaluation des performances des structures optimisées

IV.5.2 Analyse des résultats de la structure ouverte

La première structure étudiée est une structure de machine-outil ouverte comme le montre la figure IV.19. Le processus d'optimisation est réalisé pour 5 valeurs différentes de rigidité cible (100, 200, 300, 400 et 500 $N/\mu m$). Les dimensions optimales obtenues sont illustrées dans le tableau IV.4.

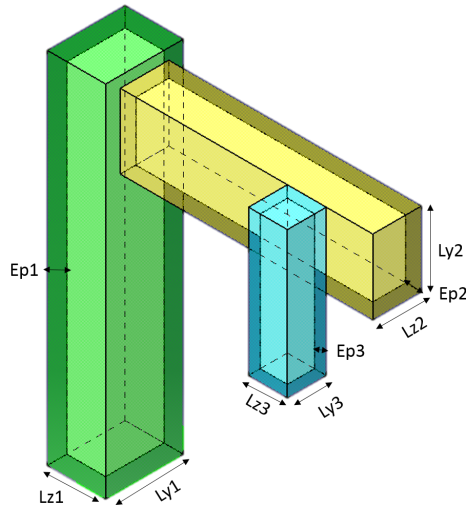


FIGURE IV.19: Structure ouverte considérée

Paramètres	L_{y1} (m)	L_{z1} (m)	E_{p1} (m)	L_{y2} (m)	L_{z2} (m)	E_{p2} (m)	L_{z3} (m)	L_{y3} (m)	E_{p3} (m)	
Minimum alloué	0,6	0,6	0,02	0,5	0,5	0,02	0,4	0,4	0,02	
Maximum alloué	1,5	1,5	0,15	1,4	1,4	0,15	1	1	0,15	
Rigidité cible	100 $N/\mu m$	1,5	1,46	0,023	1,4	1,4	0,02	0,4	0,4	0,02
	200 $N/\mu m$	1,5	1,5	0,043	1,4	1,4	0,027	0,4	0,4	0,03
	300 $N/\mu m$	1,5	1,5	0,06	1,4	1,4	0,04	0,4	0,4	0,044
	400 $N/\mu m$	1,5	1,5	0,078	1,4	1,4	0,053	0,4	0,4	0,056
	500 $N/\mu m$	1,5	1,5	0,096	1,4	1,4	0,065	0,4	0,4	0,067

TABLE IV.4: Tableau récapitulatif des dimensions optimales obtenues après l'optimisation de la structure ouverte

Le calcul de la masse totale et des différentes sous-structures constituant la machine est donné dans le tableau IV.5 suivant :

Les valeurs calculées et présentées dans le tableau IV.5 permettent de tracer l'évolution de la masse en fonction de la rigidité cible (Figure IV.20). Deux masses mobiles sont identifiées. La première est mobile suivant l'axe Z est constituée de la masse des sous-structures 2 et 3. La deuxième est mobile suivant l'axe Y et constituée de la masse de la sous-structure 3. Les masses mobiles de la structure ouverte sont alors données dans le tableau IV.6.

Sous-structure	Masse (kg)			
	S1	S2	S3	Totale
100 $N/\mu m$	4789	2490	424	7704
200 $N/\mu m$	8981	3223	646	13050
Rigidité cible 300 $N/\mu m$	12553	5050	933	18536
400 $N/\mu m$	16304	6571	1183	24059
500 $N/\mu m$	19916	8090	1427	29433

TABLE IV.5: Calcul de la masse totale et celles des différents parallélépipèdes constituant la structure ouverte.

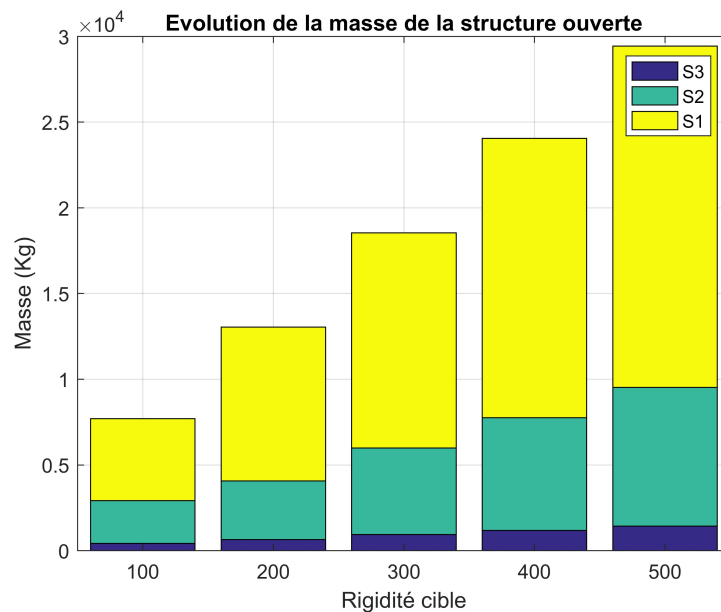


FIGURE IV.20: L'évolution de la masse totale et des masses des sous-structures en fonction de la rigidité cible

	Masse mobile (kg)		Masse totale
	Suivant Y	Suivant Z	
100 $N/\mu m$	424	2914	7704
200 $N/\mu m$	646	4069	13050
Rigidité cible 300 $N/\mu m$	933	5983	18536
400 $N/\mu m$	1183	7754	24059
500 $N/\mu m$	1427	9517	29433

TABLE IV.6: Masses mobiles et totales de la structure ouverte

L'analyse réalisée nous a permis de représenter les cartes de rigidités de la structure ouverte pour l'ensemble des rigidités cibles. La figure IV.21 montre la carte de rigidité de la machine ouverte après l'optimisation avec une rigidité cible de 500 $N/\mu m$. Cette figure est obtenue à partir des 121 mesures réalisées. L'interpolation linéaire des échantillons de rigidité mesurés permet d'estimer et tracer la carte de rigidité continue dans tout l'espace

de travail de la machine ouverte (Figure IV.22). La rigidité de la machine étudiée varie de $499.9N/\mu m$ à $3355N/\mu m$. Cependant, pour caractériser la machine, nous prenons la rigidité garantie dans l'ensemble de l'espace de travail, $K = 500N/\mu m$.

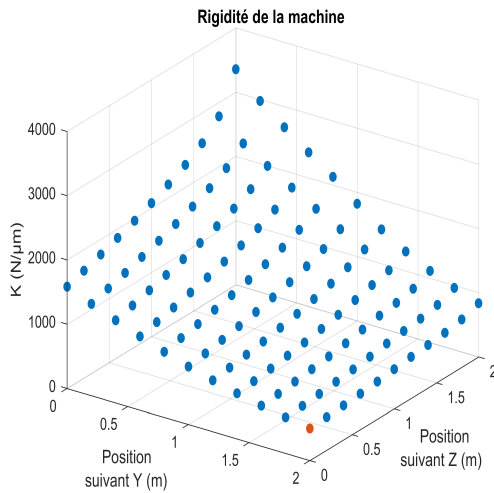


FIGURE IV.21: Carte de rigidité K mesurée

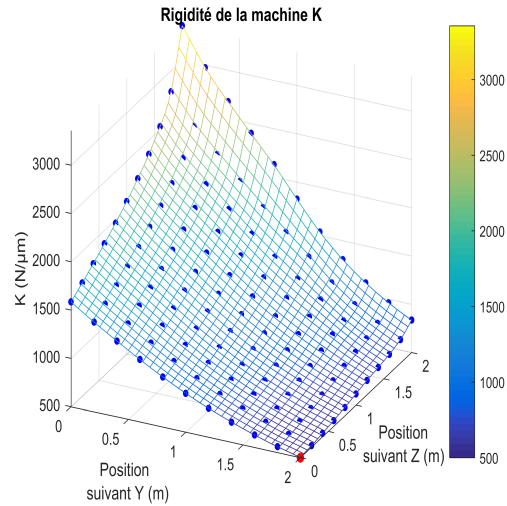


FIGURE IV.22: Carte de rigidité K interpolée

Les figures IV.23 et IV.24, représentent l'évolution de la première et de la deuxième fréquence propre en fonction de la configuration de la machine dans l'espace de travail. La valeur minimale de la 1^{ère} fréquence propre est de l'ordre de $44Hz$ et celle de la 2^{ème} fréquence propre est de l'ordre $46Hz$. Ces deux fréquences minimales sont les valeurs caractéristiques de la machine optimisée.

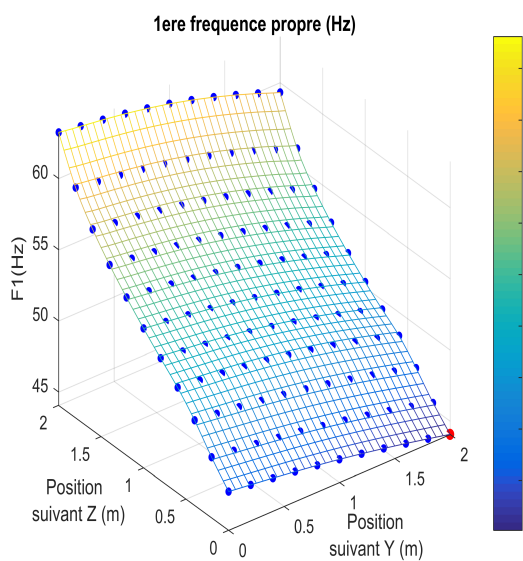


FIGURE IV.23: Évolution de la 1^{ère} fréquence propre

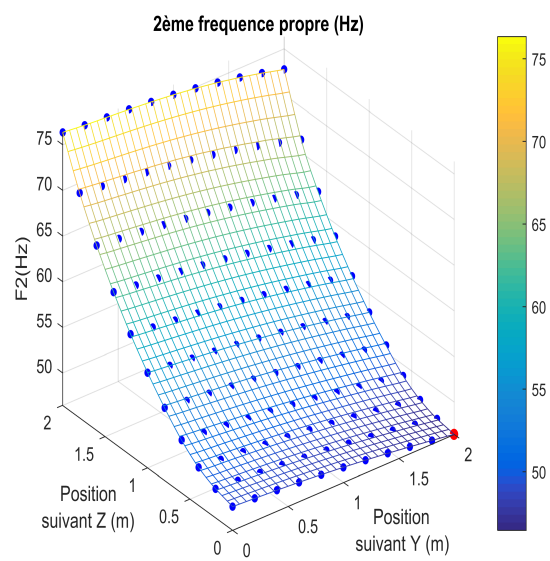


FIGURE IV.24: Évolution de la 2^{ème} fréquence propre

Indicateur de performance	Rigidité $N/\mu m$					Fréquence Propre (Hz)		Masse (kg)		
	Mesure	K_{xx}	K_{yy}	K_{zz}	K	F_1	F_2	Y	Z	Totale
Rigidité cible	100 $N/\mu m$	136,8	302,2	113,2	98,3	34,5	34,9	424	2914	7704
	200 $N/\mu m$	259,7	586,7	225,6	200	42,1	43,4	646	4069	13050
	300 $N/\mu m$	389,2	898,7	353,5	300	43	45	933	5983	18536
	400 $N/\mu m$	519,7	1213	484,4	401	43,7	46	1183	7754	24059
	500 $N/\mu m$	648,7	1535	615	499,9	44	46,4	1427	9517	29433

TABLE IV.7: Tableau récapitulatif de l'évolution des indicateurs de performances de la structure ouverte

L'évolution de la rigidité minimale K , des rigidités K_{xx} , K_{yy} et K_{zz} mesurée respectivement suivant X , Y et Z , des fréquences propres F_1 et F_2 et des masses calculées en fonction de la rigidité cible sont données dans le tableau récapitulatif IV.7. À noter que les rigidités mesurées suivant X , Y et Z sont largement supérieures aux valeurs de rigidités cibles bien que les rigidités minimales de la machine soient dans tous les cas voisines de la rigidité cible. Cela justifie notre méthode de calcul de rigidité et de comparaison par rapport à la rigidité minimale de la machine. Ce tableau IV.7 sert à la comparaison entre les structures étudiées.

IV.5.3 Analyse des résultats de la structure portique

La deuxième architecture étudiée est une structure portique de machine-outil comme le montre la figure IV.25. Le processus d'optimisation est réalisé pour 5 valeurs différentes de rigidité cible (100, 200, 300, 400 et 500 $N/\mu m$). Les dimensions optimales obtenues sont illustrées dans le tableau IV.8.

Paramètres	L_{y1} (m)	L_{z1} (m)	E_{p1} (m)	L_{y2} (m)	L_{z2} (m)	E_{p2} (m)	L_{z3} (m)	L_{z3} (m)	E_{p3} (m)	
Minimum alloué	0,6	0,6	0,02	0,5	0,5	0,02	0,4	0,4	0,02	
Maximum alloué	1,5	1,5	0,15	1,4	1,4	0,15	1	1	0,15	
Rigidité cible	100 $N/\mu m$	0,77	0,6	0,02	1,1	0,533	0,02	0,4	0,4	0,02
	200 $N/\mu m$	1,043	0,6	0,02	1,293	0,943	0,02	0,4	0,4	0,02
	300 $N/\mu m$	1,067	0,868	0,02	1,328	0,966	0,02	0,4	0,5	0,02
	400 $N/\mu m$	1,17	1,05	0,02	1,4	1,07	0,022	0,4	0,425	0,027
	500 $N/\mu m$	1,19	1,15	0,026	1,3	1,09	0,022	0,4	0,545	0,03

TABLE IV.8: Tableau récapitulatif des dimensions optimales obtenues après l'optimisation de la structure portique

Les calculs de la masse totale et des différentes sous-structures constituant la machine sont donnés dans le tableau IV.9 suivant :

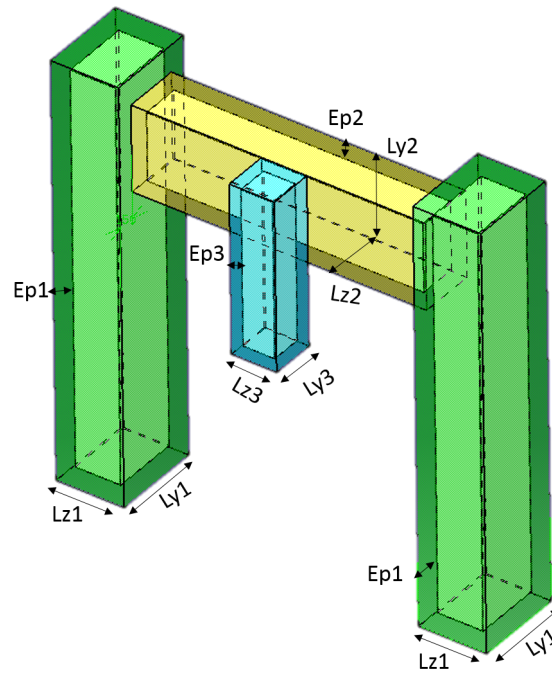


FIGURE IV.25: Structure ouverte considérée

Sous-structure	Masse (kg)			
	S1	S2	S3	Totale
100 $N/\mu m$	3451	1259	424	5134
200 $N/\mu m$	4184	1733	424	6342
Rigidité cible 300 $N/\mu m$	5046	1833	487	7365
400 $N/\mu m$	5888	2124	597	8608
500 $N/\mu m$	8162	2196	776	11135

TABLE IV.9: Calcul de la masse totale et celle des différents parallélépipèdes constituant la structure fermée.

Les valeurs calculées et présentées dans le tableau IV.9 permettent de tracer l'évolution de la masse en fonction de la rigidité cible (Figure IV.26). De même, deux masses mobiles sont identifiées. La première est mobile suivant l'axe Z et constituée de la masse des sous-structures $S2$ et $S3$. La deuxième est mobile suivant l'axe Y constituée de la masse de la sous-structure $S3$. Les masses mobiles de la structure portique sont calculées dans le tableau IV.10.

Les cartes de rigidités de la structure portique pour l'ensemble des rigidités cibles sont tracées. La figure IV.27 montre la carte de rigidité de la machine fermée après l'optimisation avec une rigidité cible de 500 $N/\mu m$. Cette figure est obtenue grâce aux mesures réalisées dans les 121 positions de l'espace de travail discrétisé. L'interpolation des échantillons de rigidité mesurés permet de tracer la carte de rigidité continue dans l'ensemble de l'espace de travail de la machine portique (Figure IV.28). La rigidité varie de 498,5 $N/\mu m$ à 948 $N/\mu m$. Cependant pour caractériser la machine nous prenons la rigidité minimale

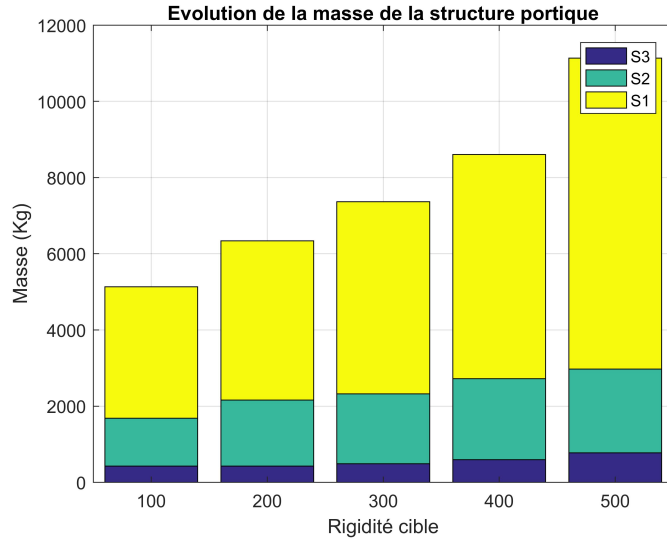


FIGURE IV.26: Évolution de la masse totale et des masses des sous-structures en fonction de la rigidité cible

	Masse mobile (kg)		Masse totale	
	Suivant Y	Suivant Z		
Rigidité cible	100 $N/\mu m$	424	1683	5134
	200 $N/\mu m$	424	2157	6342
	300 $N/\mu m$	487	2320	7365
	400 $N/\mu m$	597	2721	8608
	500 $N/\mu m$	776	2972	11135

TABLE IV.10: Masses mobiles et totales de la structure fermée

garantie dans l'ensemble de l'espace de travail, $K = 498,28 N/\mu m$.

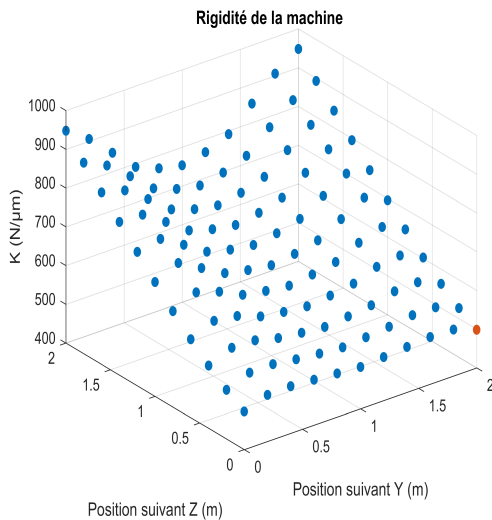


FIGURE IV.27: Mesures de la rigidité K

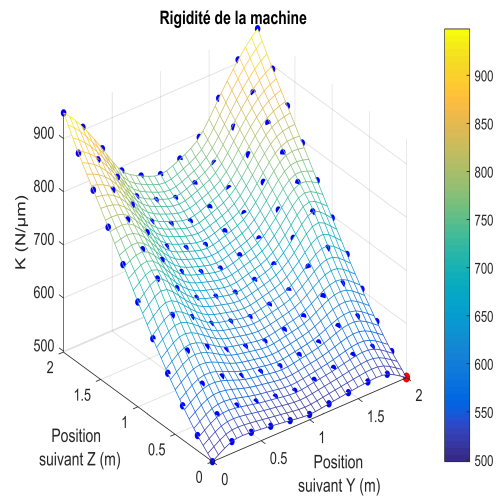


FIGURE IV.28: Carte de rigidité K interpolée

Indicateur de performance	Rigidité $N/\mu m$				Fréquence Propre (Hz)		Masse (kg)			
	Mesure	K_{xx}	K_{yy}	K_{zz}	K	F_1	F_2	Y	Z	Totale
Rigidité cible	100 $N/\mu m$	120,3	101,9	644,9	99,9	37	38,4	424	1683	5134
	200 $N/\mu m$	319,2	206,5	727,5	199,7	43,8	46	424	2157	6342
	300 $N/\mu m$	350,5	316,1	611,9	300	44,5	49	487	2320	7365
	400 $N/\mu m$	503,8	425,5	920	400,8	46	49,5	597	2721	8608
	500 $N/\mu m$	507,3	524,9	1056	498,28	50	53,8	776	2972	11135

TABLE IV.11: Tableau récapitulatif de l'évolution des indicateurs de performances de la structure portique

Les figures IV.29 et IV.30, représentent l'évolution de la première et de la deuxième fréquence propre en fonction de la configuration de la machine dans l'espace de travail. La valeur minimale de la 1^{ère} fréquence propre est de l'ordre de $50Hz$ et celle de la 2^{ème} fréquence propre est de l'ordre $53.8Hz$.

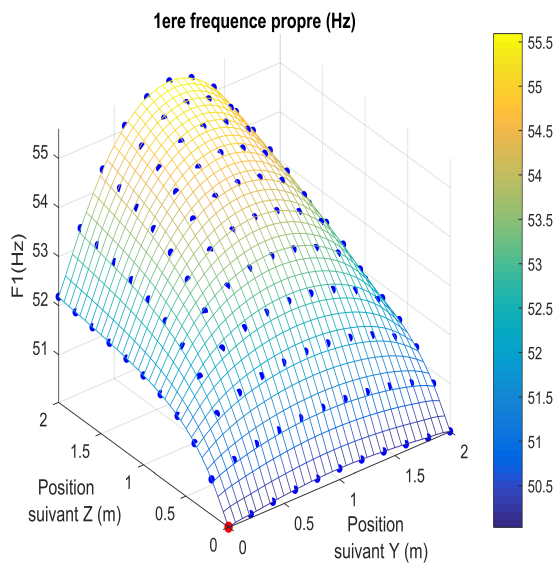


FIGURE IV.29: Évolution de la 1^{ère} fréquence propre de la structure portique

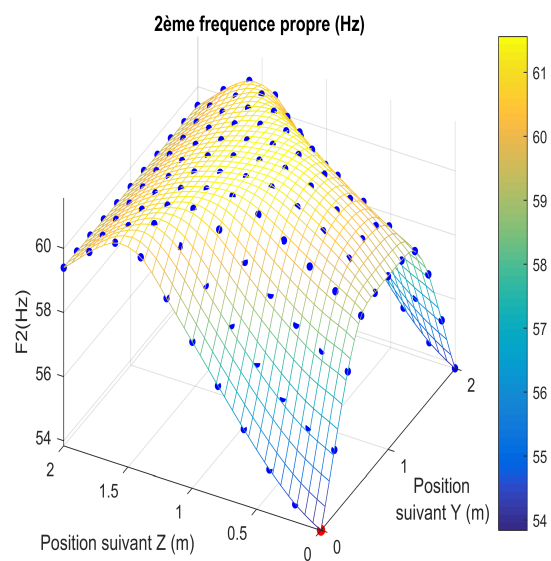


FIGURE IV.30: Évolution de la 2^{ème} fréquence propre de la structure portique

L'évolution de la rigidité minimale K , des rigidités K_{xx} , K_{yy} et K_{zz} mesurées respectivement suivant X , Y et Z , des fréquences propres F_1 et F_2 et des masses calculées en fonction de la rigidité cible sont données dans le tableau récapitulatif IV.11.

Ainsi nous obtenons les deux tableaux caractérisant les performances des deux machines étudiées. Dans la section suivante, nous présentons la comparaison des deux structures.

IV.5.4 Comparaison et sélection de l'arrangement structural approprié

Dans notre approche, les structures étudiées ont le même espace de travail et elles sont optimisées pour garantir la même rigidité au bout de l'outil. Ainsi la comparaison est réalisée par rapport à la masse totale, les masses mobiles et les fréquences propres. La comparaison peut être réalisée selon deux points de vue. En fait, nous pouvons comparer les indicateurs de performance de chacune des machines étudiées pour une rigidité cible donnée (500 $N/\mu m$ par exemple). D'autre part, nous pouvons comparer l'évolution des indicateurs de performances des architectures étudiées en fonction de la rigidité cible. Dans nos travaux, nous présentons une interprétation des deux points de vue de comparaisons.

Indicateur de performance		Rigidité $N/\mu m$	Fréquence Propre (Hz)		Masse (kg)			
Type	Rigidité cible	K	F_1	F_2	Y	Z	Totale	
Structure	Ouverte	100 $N/\mu m$	98,3	34,5	34,9	424	2914	7704
	Portique	100 $N/\mu m$	99,9	37	38,4	424	1683	5134
	Ouverte	200 $N/\mu m$	200	42,1	43,4	646	4069	13050
	Portique	200 $N/\mu m$	199,7	43,8	46	424	2157	6342
	Ouverte	300 $N/\mu m$	300	43	45	933	5983	18536
	Portique	300 $N/\mu m$	300	44,5	49	487	2320	7365
	Ouverte	400 $N/\mu m$	401	43,7	46	1183	7754	24059
	Portique	400 $N/\mu m$	400,8	46	49,5	597	2721	8608
	Ouverte	500 $N/\mu m$	499,9	44	46,4	1427	9517	29433
	Portique	500 $N/\mu m$	498,28	50	53,8	776	2972	11135

TABLE IV.12: Indicateurs de performances des deux arrangements structuraux à comparer

Le tableau IV.12 regroupe les indicateurs de performances des deux structures à comparer. L'analyse du tableau montre que pour l'ensemble des rigidités cibles considérées, la structure portique est largement plus légère que la structure ouverte. Les masses mobiles suivant Y et suivant Z sont beaucoup plus importantes dans la structure ouverte. De ce fait, la réalisation de la structure ouverte sera plus exigeante financièrement. Les fréquences propres des deux structures étudiées sont voisines. Nous présentons ensuite les courbes d'évolution de ces indicateurs de performance en fonction de la rigidité cible.

La figure IV.32 montre l'écart important de la masse totale entre la structure ouverte et portique dans tous les cas de rigidité cible. L'évolution de la masse totale en fonction de la rigidité cible est donnée par la figure IV.31. L'analyse de la courbe montre une pente d'évolution importante pour la machine ouverte ce qui n'est pas le cas pour la portique. Donc l'architecture fermée est plus appropriée pour l'usinage des matériaux durs.

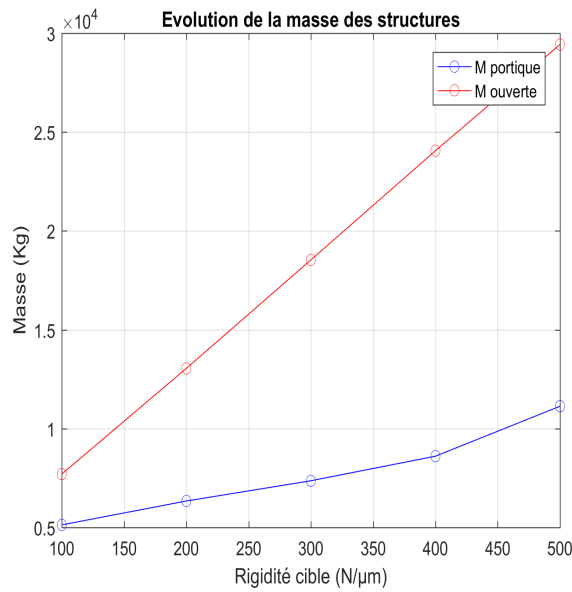


FIGURE IV.31: Évolution de la masse totale des structures en fonction de la rigidité cible

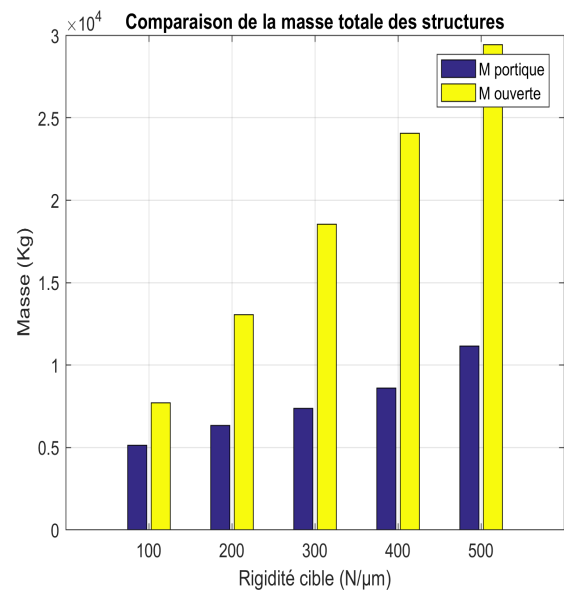


FIGURE IV.32: Masse totale des structures étudiées

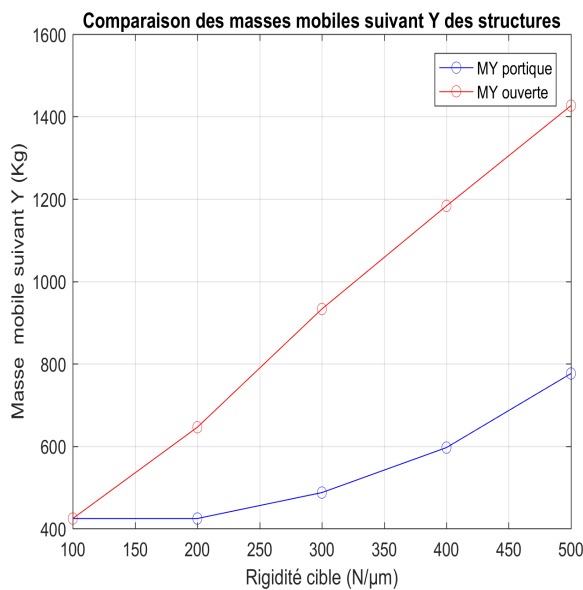


FIGURE IV.33: Évolution de la masse mobile suivant Y

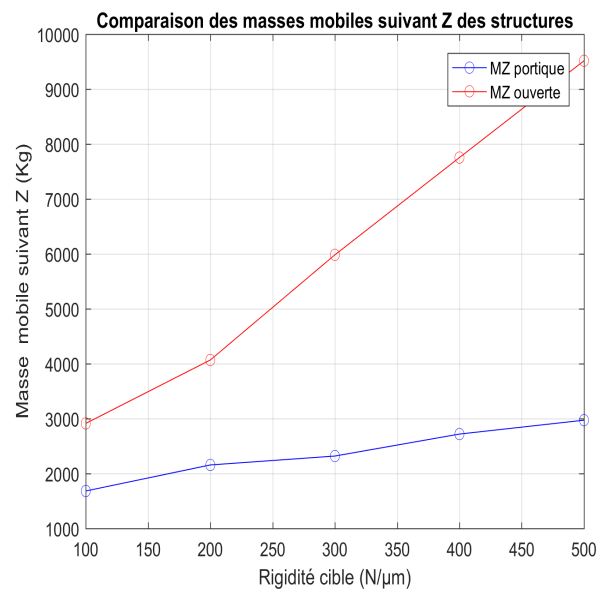


FIGURE IV.34: Évolution de la masse mobile suivant Z

Les deux figures IV.33 et IV.34 illustrent l'évolution des masses mobiles suivant Y (Figure IV.33) et Z (Figure IV.34). L'investigation de ces deux figures permet d'affirmer l'adéquation de la machine portique pour la coupe du titane. En effet, la pente d'évolution des masses mobiles de la structure ouverte suivant Y et Z est très élevée. Pour 500N/μm l'écart entre les deux architectures est important, ce qui se traduit par une exigence de moteurs beaucoup plus puissants pour la machine à structure ouverte.

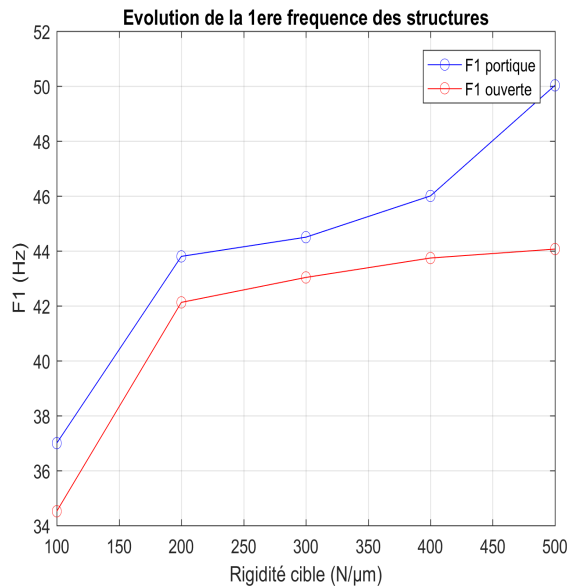


FIGURE IV.35: Évolution de la 1^{ère} fréquence propre des deux structures étudiées

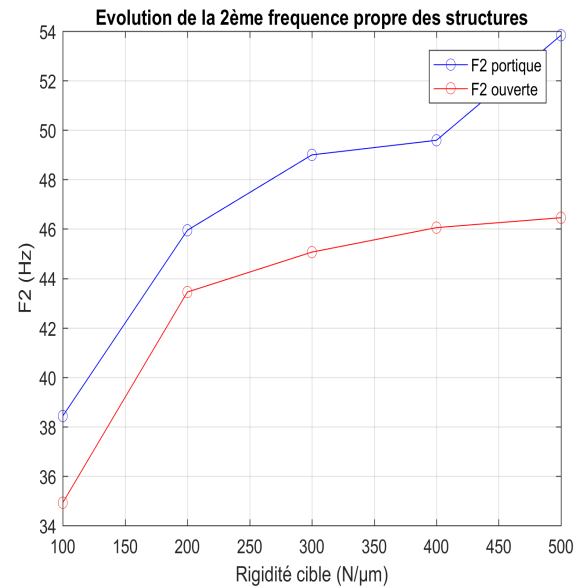


FIGURE IV.36: Évolution de la deuxième fréquence propre des deux structures étudiées

Les valeurs de fréquences propres considérées lors de la phase de comparaison sont les valeurs minimales obtenues par la configuration la plus défavorable de chacune des deux machines. Les évolutions des fréquences propres sont données dans les figures IV.35 et IV.36. L'analyse montre que les fréquences propres de la structure fermée sont un peu plus élevées que celles de l'architecture ouverte. Pour une rigidité cible de $500\text{N}/\mu\text{m}$ la 1^{ère} fréquence propre de la machine portique est de l'ordre de $50\text{Hz} \approx 3000\text{tr}/\text{min}$. Pour la coupe de titane, la fréquence de rotation de la broche est très basse de l'ordre de $200\text{tr}/\text{min} \approx 3.34\text{Hz}$ [Delolme, 2017]. Donc, avec un outil de moins de 14 dents la zone de fonctionnement est éloignée de la zone de résonance. En effet, la fréquence d'excitation de la structure correspond à la multiplication de la fréquence de rotation de l'outil par le nombre des dents de ce dernier. Donc avec un outil à 13 dents et tournant à $3,34\text{Hz}$ la fréquence d'excitation de la structure est calculée comme suit $F_e = (13) \times (3,34) = 43,4\text{Hz} < 50\text{Hz}$.

En considérant les comparaisons de la masse totale, la masse mobile suivant Y , la masse mobile suivant Z et les fréquences propres des structures étudiées, nous sélectionnons la structure portique pour la conception d'une machine-outil à haute rigidité adaptée à l'usinage exigeant de matériaux durs (Titane).

IV.5.5 Conclusion

L'application de la méthodologie développée sur deux exemples de machines-outils a permis de valider son efficacité. Par la comparaison des indicateurs de performance évalués. Nous avons pu constater que la structure fermée est plus adaptée à notre cas d'étude.

IV.6 conclusion

Dans ce chapitre, une méthodologie de sélection d'architecture de machines-outils en phase préliminaire de conception est présentée. L'approche est basée sur une optimisation paramétrique de plusieurs arrangements structuraux associés à une configuration structurale. Une modélisation par éléments finis et une réduction de modèle sont réalisées pour chacune des structures étudiées. Les paramètres de conception considérées sont les dimensions des sous-structures simplifiées avec des parallélépipèdes.

L'optimisation est réalisée par un couplage d'un algorithme Matlab d'optimisation sous-contraintes non linéaires et d'une analyse par éléments finis sous Ansys. Par conséquent, les structures optimisées sont comparées par rapport à leurs indicateurs de performances évalués par l'analyse par la MEF.

La méthodologie développée est appliquée sur deux types de machines-outils, une ouverte et une portique. La comparaison des performances de chacune a permis de sélectionner l'arrangement structural portique pour la réalisation d'une machine d'usinage adaptée aux matériaux durs en particulier le titane.

Nous présentons dans le chapitre [V](#) quelques améliorations introduites sur la présente méthodologie. Aussi, nous présentons une comparaison plus étendue des architectures de machines-outils.

Chapitre V

Analyse comparative d'architectures de machine-outil pour l'usinage du titane

« Seulement ceux qui prendront le risque d'aller trop loin découvriront jusqu'où on peut aller »

Thomas Stearns Eliot

Sommaire

V.1 Introduction	112
V.2 Modélisation des glissières des machines-outils	113
V.2.1 Méthode de modélisation de l'interface rail / patin	113
V.2.2 Comparaison du comportement avec et sans la prise en compte de la flexibilité des patins	116
V.2.3 conclusion	117
V.3 Paramétrage et optimisation des modèles de machines-outils	118
V.3.1 Paramétrage	118
V.3.2 Processus d'optimisation	122
V.3.3 conclusion	125
V.4 Application	125
V.4.1 Architectures considérées	126
V.4.2 Analyse des résultats des structures optimisées	130
V.4.3 conclusion	136
V.5 Comparaison des structures étudiées	137
V.5.1 Masse totale des structures	138
V.5.2 Masses mobiles des structures	139
V.5.3 Premières fréquences propres des structures	142
V.5.4 Sélection d'une structure adéquate	143
V.5.5 Conclusion	145
V.6 Conclusion	146

V.1 Introduction

La rigidité d'une machine-outil fait référence à la performance couplée de l'ensemble des éléments la constituant [Cheng and Huo, 2009]. Pour déterminer la rigidité statique, il est pertinent de considérer les éléments de la machine comme un certain nombre de ressorts reliés les uns aux autres en série ou en parallèle. La rigidité globale peut être ainsi calculée en fonction de la rigidité de chaque élément isolé [Stephenson and Agapiou, 2016]. Dans le chapitre IV nous avons considéré des liaisons rigides entre les sous-structures comme l'illustre la figure V.1 (a). Dans le but d'enrichir la modélisation des structures de machines-outils dans le présent chapitre, nous prenons en compte la flexibilité des liaisons présentes entre chaque 2 sous-structures successives (Figure V.1 (b)). En considérant $[K_i]$ la rigidité d'un élément structural isolé i et $[K_{L_i}]$ la rigidité d'une liaison isolée L_i , l'équation V.1, permet le calcul du déplacement au niveau de l'effecteur suite à l'application d'un effort $[F]$ au bout de l'organe terminal.

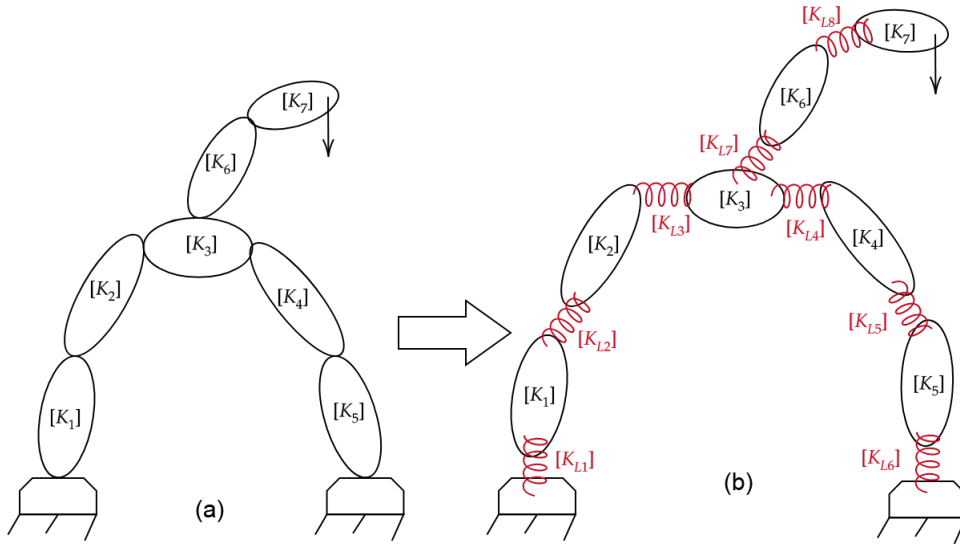


FIGURE V.1: Méthodes de modélisation d'architecture de machine-outil

$$\begin{aligned}
 [\delta] &= [F] \times \left(\underbrace{([K_{p1}] + [K_{p2}])^{-1}}_{\text{conectés en parallèle}} + [K_3]^{-1} + \underbrace{[K_{L7}]^{-1} + [K_6] + [K_{L8}]^{-1} + [K_7]^{-1}}_{\text{conectés en série}} \right) \\
 \text{avec} \quad [K_{p1}]^{-1} &= ([K_{L1}]^{-1} + [K_1]^{-1} + [K_{L2}]^{-1} + [K_2]^{-1} + [K_{L3}]^{-1}) \\
 [K_{p2}]^{-1} &= ([K_{L4}]^{-1} + [K_4]^{-1} + [K_{L5}]^{-1} + [K_5]^{-1} + [K_{L6}]^{-1})
 \end{aligned} \tag{V.1}$$

Ainsi, nous considérons la souplesse des solides constituant les sous-ensembles et des liaisons glissières présentes dans les architectures étudiées. Contrairement au chapitre IV, les sous-structures présentant un mouvement relatif ne sont plus encastées les unes aux autres. Une matrice $[6 \times 6]$ modélisant la rigidité de chaque patin reliant les deux solides formant un axe de translation de la machine-outil.

Dans ce chapitre, nous présentons tout d'abord l'enrichissement introduit sur la méthode de modélisation par rapport à notre approche développée dans le chapitre IV. Nous appliquons ensuite la méthodologie de sélection sur 8 structures différentes. Enfin, nous développons une comparaison des structures étudiées en vue d'une application à un procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane.

V.2 Modélisation des glissières des machines-outils

Les liaisons mécaniques présentent des souplesses. Leur intégration dans la modélisation de structures de machines-outils permet d'affiner les modèles. Nous présentons dans la suite de la section la méthode de modélisation de la flexibilité des liaisons employées.

V.2.1 Méthode de modélisation de l'interface rail / patin

Le guidage linéaire des machines-outils est réalisé par des rails et des patins. Les dimensions ainsi que la performance de ces derniers sont définies par le constructeur [Shneeberger, 2018]. De ce fait, nous considérons un des modèles les plus performants proposés par Shneeberger. Le guidage linéaire à rail profilé MR (à rouleaux), MRB 65 [Shneeberger, 2018].

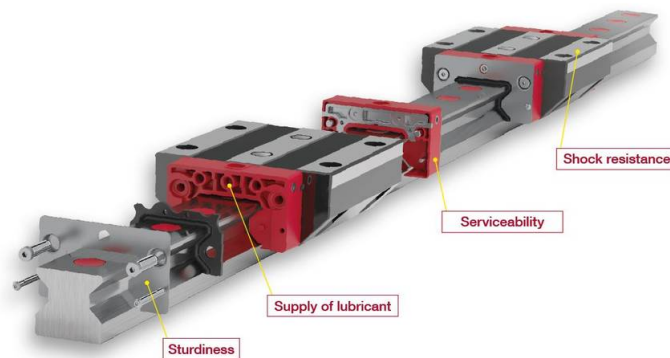


FIGURE V.2: Système de guidage linéaire à rouleaux [Shneeberger, 2018]

Les patins Shneeberger de type MRB 65 présentent différents comportements selon la nature de la charge les sollicitant (Figure V.3). Nous présentons dans les figures V.4, V.5 et V.6 l'évolution de la déformation des patins MRB 65 en fonction l'intensité de du chargement en compression, en traction et latérale.

L'analyse des courbes d'évolution des performances des patins MRB 65 permet d'identifier 3 valeurs de rigidité. Une rigidité en traction K_T , en compression K_C et une rigidité latérale K_L . Le calcul de ces valeurs de rigidités est donné dans les équations V.2, V.3 et V.4. A priori, il n'y a pas de rigidité caractéristique de patins suivant l'axe de translation, cependant afin de garder la même configuration de la structure durant l'analyse nous considérons une rigidité K_∞ (une valeur très élevée de l'ordre de $10^{10} N/\mu m$) suivant la

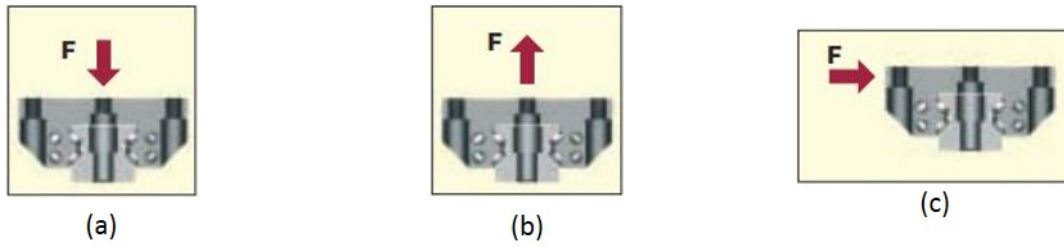


FIGURE V.3: Chargement (a) en compression (b) en traction (c) latérale du patin [Shneeberger, 2018]

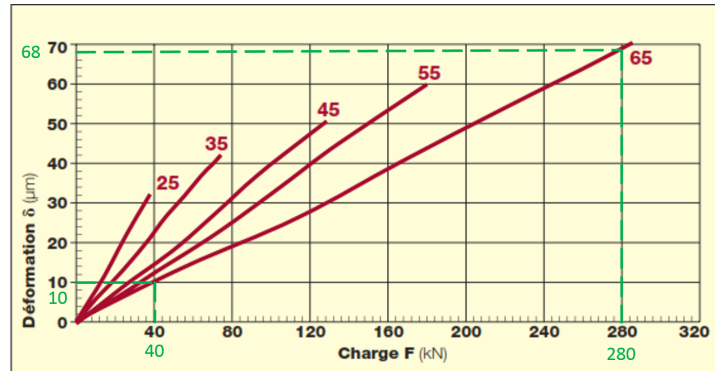


FIGURE V.4: Évolution de la déformation du patin en compression [Shneeberger, 2018]

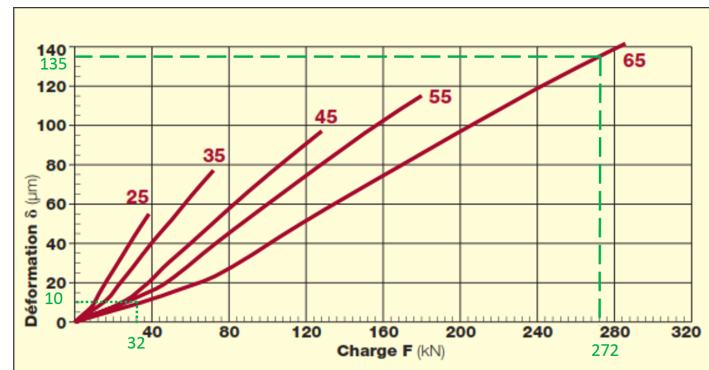


FIGURE V.5: Évolution de la déformation du patin en traction [Shneeberger, 2018]

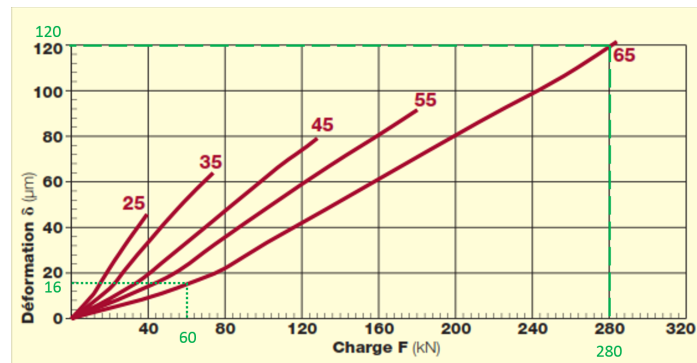


FIGURE V.6: Évolution de la déformation du patin sollicité latéralement [Shneeberger, 2018]

direction du mouvement des patins.

$$K_C = \frac{280000-40000}{68-10} = 4138 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (\text{V.2})$$

$$K_T = \frac{272000-32000}{135-10} = 1920 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (\text{V.3})$$

$$K_L = \frac{280000-60000}{120-16} = 2116 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (\text{V.4})$$

Cependant, pour modéliser le comportement traction-compression dans une matrice de rigidité d'une manière simple et afin de favoriser la convergence du processus d'optimisation envisagé, nous modélisons les rigidités en traction et en compression par la même valeur. Pour éviter d'être optimistes ou pessimistes, nous calculons donc la moyenne des deux rigidités de traction K_T et de compression K_C comme le montre l'équation V.5. Ainsi nous utilisons K_∞ , K_L et K_{TC} pour la définition de la matrice de rigidité d'un patin.

$$K_{TC} = \frac{4138+1920}{2} = 3029 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (\text{V.5})$$

Pour modéliser une liaison glissière suivant X et de normale Z , la matrice de rigidité des patins est définie comme le montre l'équation V.6.

$$K_{Patin} = \begin{bmatrix} K_\infty & \cdot & \cdot & -K_\infty & \cdot & \cdot \\ \cdot & K_L & \cdot & \cdot & -K_L & \cdot \\ \cdot & \cdot & K_{TC} & \cdot & \cdot & -K_{TC} \\ -K_\infty & \cdot & \cdot & K_\infty & \cdot & \cdot \\ \cdot & -K_L & \cdot & \cdot & K_L & \cdot \\ \cdot & \cdot & -K_{TC} & \cdot & \cdot & K_{TC} \end{bmatrix} \quad (\text{V.6})$$

De point de vue conception, nous modélisons les rails et les patins par des parallélépipèdes pleins comme illustré dans la figure V.7. Les rails sont encastés à l'élément fixe et les patins sont encastés à l'élément mobile de la liaison. Les dimensions utilisées sont celles mentionnées dans le catalogue de Shneeberger [Shneeberger, 2018]. La distance séparant les patins des rails est très petite et respecte les dimensions du constructeur. Cette distance a été amplifiée dans la figure V.7 pour visualiser les points de contact modélisés.

Le contact rail / patin est modélisé sous Ansys APDL par 4 éléments de type "matrix27" (4 matrices de rigidité) [ANSYS, 2018]. Ces éléments sont montés en parallèle. La matrice de rigidité d'un élément correspond donc au quart de la matrice modélisant la rigidité du patin. Pour une liaison glissière suivant X et de normal Z la matrice élémentaire modélisant le contact rail patins est donnée dans l'équation V.7.

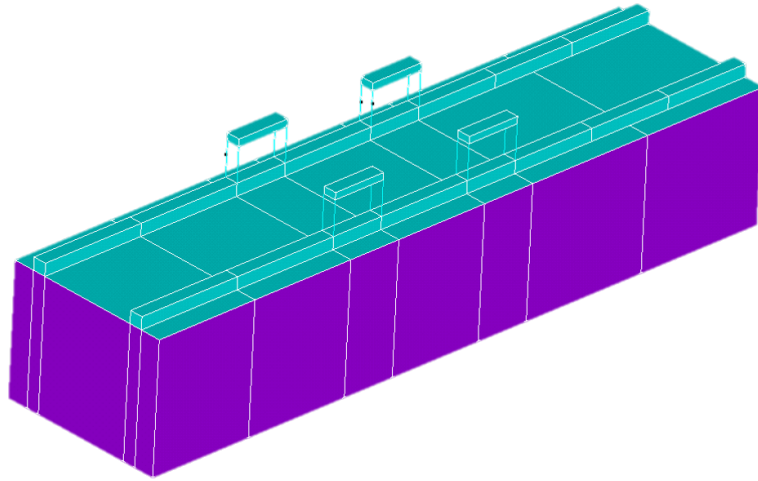


FIGURE V.7: Modélisation d'une liaison glissière avec 4 patins

$$K_{elem} = \frac{1}{4} \cdot K_{Patin} = \frac{1}{4} \cdot \begin{bmatrix} K_{\infty} & \cdot & \cdot & -K_{\infty} & \cdot & \cdot \\ \cdot & K_L & \cdot & \cdot & -K_L & \cdot \\ \cdot & \cdot & K_{TC} & \cdot & \cdot & -K_{TC} \\ -K_{\infty} & \cdot & \cdot & K_{\infty} & \cdot & \cdot \\ \cdot & -K_L & \cdot & \cdot & K_L & \cdot \\ \cdot & \cdot & -K_{TC} & \cdot & \cdot & K_{TC} \end{bmatrix} \quad (V.7)$$

Dans la partie suivante, nous analysons l'influence de prise en compte des flexibilités des liaisons.

V.2.2 Comparaison du comportement avec et sans la prise en compte de la flexibilité des patins

Afin d'étudier l'influence de la prise en compte de la souplesse des liaisons glissières présentes dans les structures de machines-outils, nous avons modélisé une structure portique de machine-outil (Figure V.8) en prenant en considération les rails et les patins et leurs rigidités. Nous avons minimisé la masse de la structure tout en respectant une rigidité cible respectivement 100, 200, 300, 400 et 500 N/μm suivant la méthode présentée dans le chapitre IV.

L'analyse de la rigidité de la structure optimisée a permis de tracer la figure V.9. La figure montre une évolution linéaire prévisible de la rigidité minimale de la structure. Dans une deuxième étape, nous considérons les mêmes dimensions de la structure optimisée, mais en considérant les patins comme encastrés sur les rails. Pour ce faire, nous utilisons la matrice de rigidité décrite dans l'équation V.8 pour modéliser la rigidité des patins.

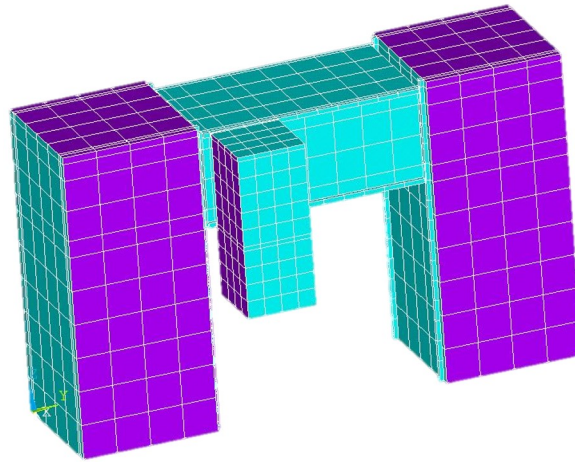


FIGURE V.8: Modèle de structure portique

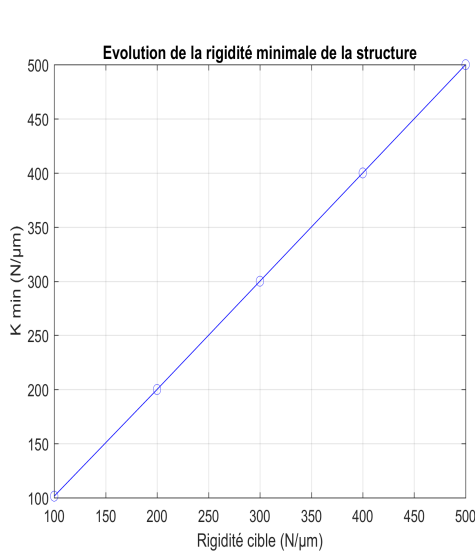


FIGURE V.9: Évolution de la rigidité des structures optimisées

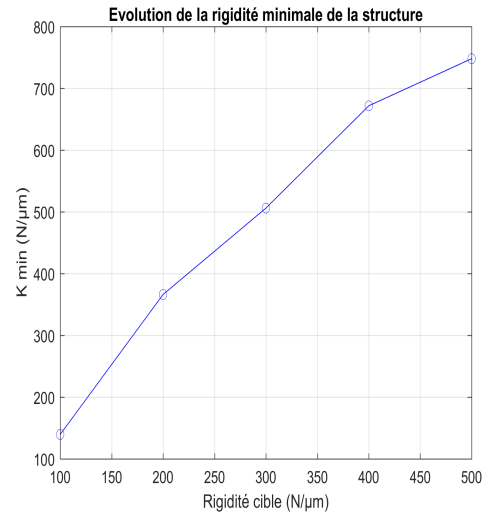


FIGURE V.10: Évolution de la rigidité des structures optimisées sans la contribution des patins

$$K_{Patin} = \begin{bmatrix} K_{\infty} & \cdot & \cdot & -K_{\infty} & \cdot & \cdot \\ \cdot & K_{\infty} & \cdot & \cdot & -K_{\infty} & \cdot \\ \cdot & \cdot & K_{\infty} & \cdot & \cdot & -K_{\infty} \\ -K_{\infty} & \cdot & \cdot & K_{\infty} & \cdot & \cdot \\ \cdot & -K_{\infty} & \cdot & \cdot & K_{\infty} & \cdot \\ \cdot & \cdot & -K_{\infty} & \cdot & \cdot & K_{\infty} \end{bmatrix}$$

Avec $K_{\infty} = 10^{10} N/\mu m$ (V.8)

Les simulations de rigidité de la structure sans considération de la rigidité des patins sont illustrées dans la figure V.10. Nous remarquons que les valeurs de rigidité sont bien supérieures aux valeurs de rigidités cibles. De plus, l'évolution de la rigidité dans la figure V.10 n'est pas linéaire ce qui montre que la contribution de la souplesse des patins n'est pas constante et elle varie en fonction des dimensions des sous-structures qui déterminent

l'écartement entre les patins. La prise en compte des flexibilités des liaisons glissières est donc importante pour mieux dimensionner les structures.

V.2.3 conclusion

Dans cette section, nous avons présenté la méthode adoptée pour la modélisation des éléments de guidages linéaires d'une machine-outil ainsi que la méthode de la prise en compte de la souplesse de ces éléments.

Avec un exemple, d'application nous avons présenté une comparaison de la rigidité mesurée sur la même structure optimisée avec et sans la prise en compte des rigidités des patins. Les résultats montrent la pertinence et la nécessité de considérer la flexibilité des liaisons pour mieux dimensionner les structures. Dans la section suivante, nous décrivons la méthode de paramétrage utilisée.

V.3 Paramétrage et optimisation des modèles de machines-outils

Dans cette section, nous présentons une discussion pour l'enrichissement du paramétrage des structures de machines-outils utilisé dans le chapitre IV. Nous étudions aussi l'impact du fait de considérer des formes plus complexes pour la réalisation des modèles réduits.

V.3.1 Paramétrage

Un premier axe d'amélioration consiste à considérer des formes trapézoïdales (4 paramètres) à la place des parallélépipèdes (3 paramètres) pour représenter chaque sous-structure de la machine-outil. Nous avons donc remplacé la première sous-structure d'une structure ouverte de machine-outil par une forme trapézoïdale comme illustrée dans les figures V.11 et V.12. Nous avons optimisé la masse de la structure ouverte et de la structure modifiée tout en respectant une rigidité cible de $500N/\mu m$.

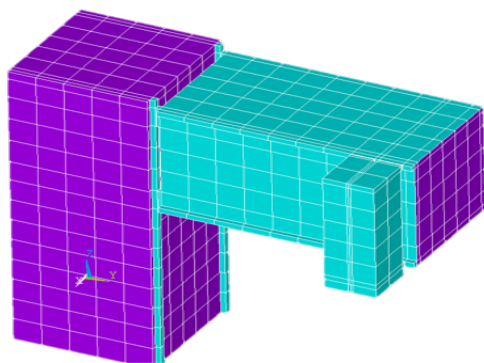


FIGURE V.11: Modèle d'une structure ouverte de machine-outil

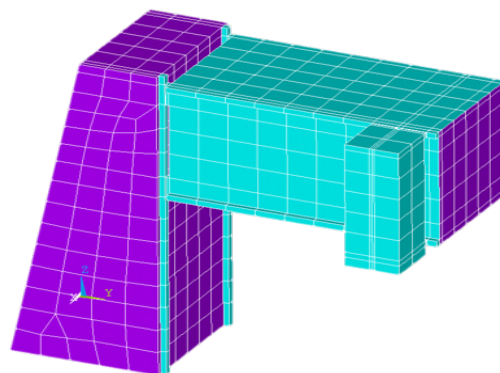


FIGURE V.12: Modèle modifié de la structure ouverte

Le modèle initial présente 9 paramètres alors que le modèle modifié présente 10. L'analyse des résultats d'optimisation du nouveau modèle permet de relever un gain de 3,8% en masse totale, un gain de 2,3% en masse mobile suivant Z et les mêmes fréquences propres par rapport au modèle initial. Considérant l'écart non significatif entre les deux modèles et étant en phase préliminaire de conception nous renonçons à ce changement de forme.

Une deuxième voie pour enrichir le paramétrage des modèles de structures consiste à paramétrer indépendamment l'épaisseur de chacune des faces d'un parallélépipède. Donc au lieu de 3 paramètres variables par sous-structure nous considérons 8. La figure V.13 illustre le paramétrage proposé pour un parallélépipède modélisant une sous-structure a . Le modèle présente donc 6 épaisseurs Ep_{a1} , Ep_{a2} , Ep_{a3} , Ep_{a4} , Ep_{a5} et Ep_{a6} désignant respectivement l'épaisseur de la face gauche, la face droite, la face de dessous, la face de dessus, la face arrière et la face avant du parallélépipède. L_{ya} et L_{za} représentent la longueur et la largeur de section. L_{xa} n'est pas un paramètre à optimiser, il est fixé par rapport aux exigences de l'espace de travail de la structure.

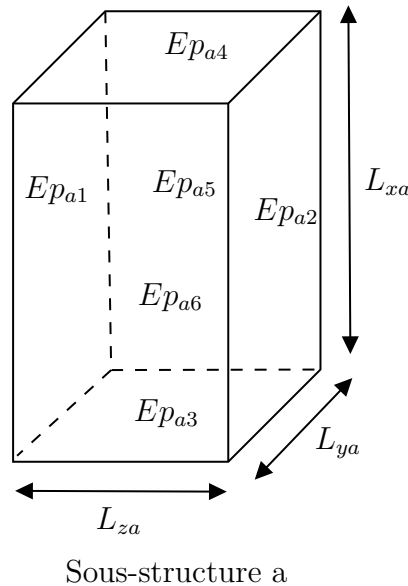


FIGURE V.13: Paramétrage de la sous-structure a

Nous considérons ce nouveau paramétrage pour la création d'un modèle de machine-outil portique présentée dans la figure V.14. Le modèle présente 3 sous-structures. Donc 24 paramètres à optimiser au total : 6 paramètres de longueurs et 18 épaisseurs. Pour analyser la pertinence du paramétrage proposé, nous avons mené une analyse de sensibilité de la rigidité et de la masse totale de la structure vis-à-vis des épaisseurs des sous-structures

Pour ce faire, nous avons fixé toutes les épaisseurs aux valeurs maximales allouées $Ep_{max} = 15cm$. Puis, nous avons optimisé la masse de la structure portique tout en respectant une contrainte de rigidité cible de $500N/\mu m$ et en considérant seulement les 6 paramètres de dimensions comme variables d'optimisation. Ensuite, nous avons analysé successivement l'évolution de la rigidité et de la masse de la structure en fonction de la baisse de chacune des 18 épaisseurs jusqu'aux valeurs minimales allouées $Ep_{min} = 2cm$.

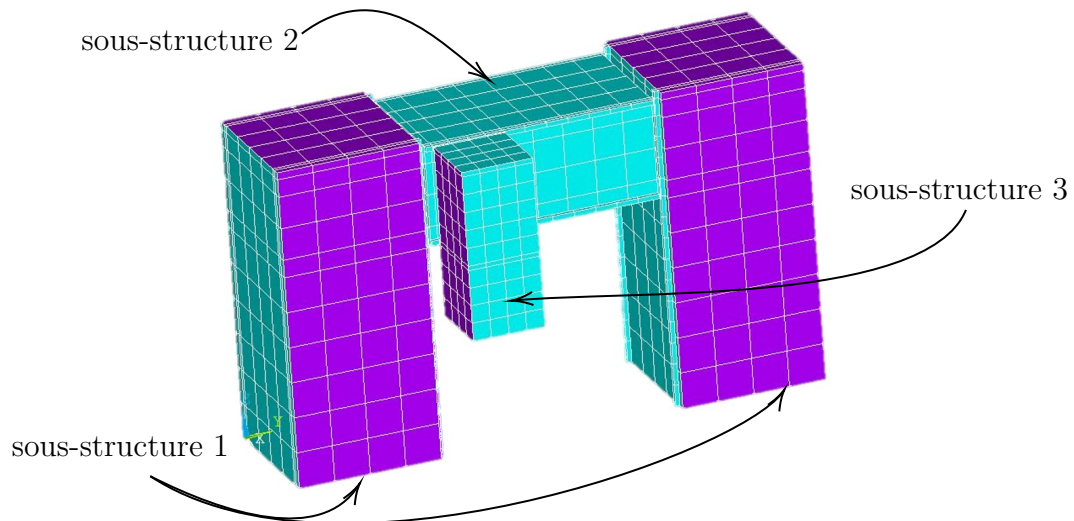


FIGURE V.14: Modèle de structure portique à 3 sous-structures

Les deux figures V.15 et V.16 présentent les résultats de l'analyse de la sensibilité de la rigidité et de la masse totale du modèle de machine-outil portique par rapport aux épaisseurs de la sous-structure $n^{\circ}3$ (Figure V.14). Les figures montrent que l'évolution n'est pas uniforme et dépend de l'épaisseur de la face concernée. L'évolution de la masse est linéaire : ce qui est prévisible et présente des courbes confondues. Cela est dû à la symétrie des faces des parallélépipèdes. Ces deux graphes nous permettent de considérer les 6 épaisseurs pour chaque parallélépipède comme influentes. L'optimisation dissociée des épaisseurs permet de trouver des structures ayant la même performance de rigidité, mais plus légères, en diminuant les valeurs des épaisseurs non pénalisantes de la rigidité.

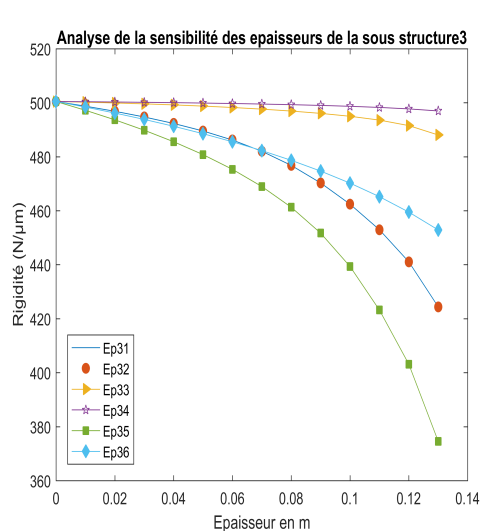


FIGURE V.15: Analyse de la sensibilité de la rigidité par rapport aux épaisseurs de la sous-structure 3

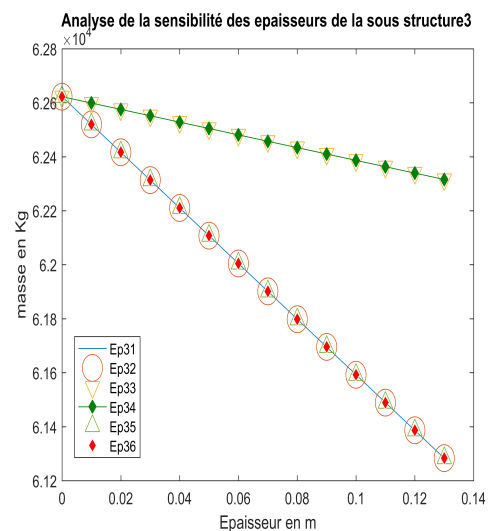


FIGURE V.16: Analyse de la sensibilité de la masse par rapport aux épaisseurs de la sous-structure 3

Pour mieux voir l'effet de la prise en compte des épaisseurs variables pour chaque sous-structure, nous comparons dans la suite les résultats d'optimisation d'une autre structure de machine-outil (Figure V.17). En effet, nous minimisons sa masse totale tout en respectant une rigidité cible de $300N/\mu m$ pour les deux cas de paramétrage (épaisseurs constante / épaisseurs variable). Nous comparons ensuite la masse totale de la structure dans chacun de ces deux cas.

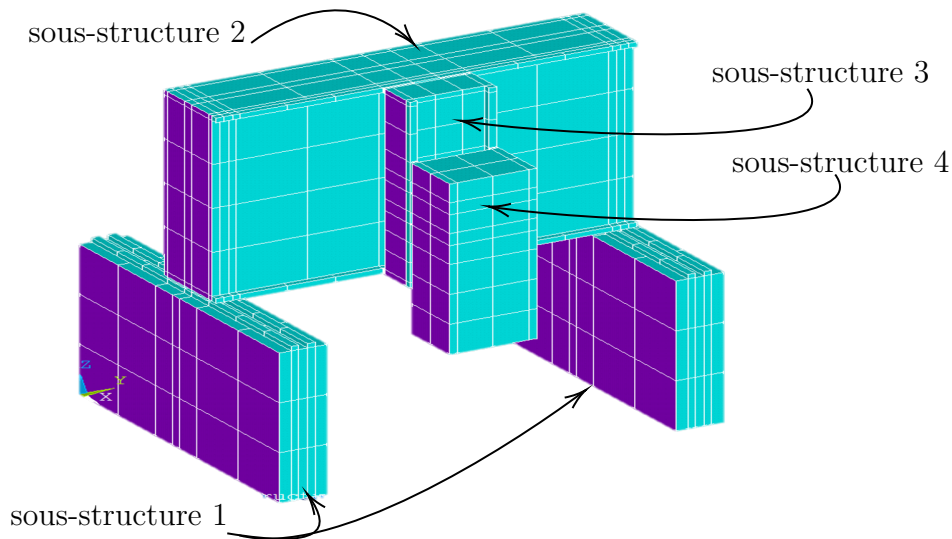


FIGURE V.17: Modèle EF de structure portique

En considérant le paramétrage initial (épaisseurs constantes) la valeur minimale de la masse totale de la structure respectant le critère de rigidité baisse de $94792,3 \text{ kg}$ à $93981,4 \text{ kg}$ comme le montre la figure V.18. La figure V.19 présente l'évolution de la masse totale de la structure durant le processus d'optimisation en considérant le nouveau paramétrage proposé. La valeur minimale de la masse atteinte dans ce cas a chuté de $94792,3 \text{ kg}$ à $89750,3 \text{ kg}$.

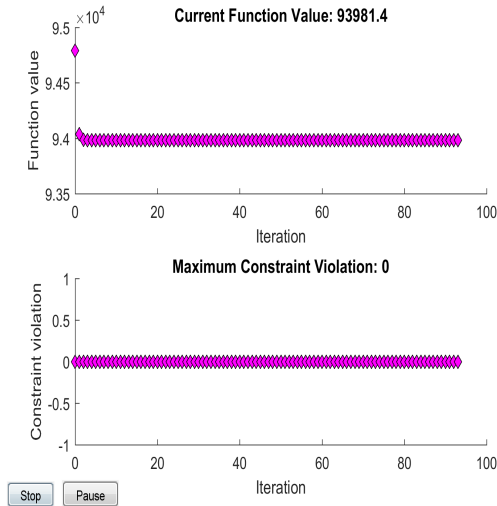


FIGURE V.18: Suivi du processus d'optimisation de la masse de la structure (épaisseurs constantes)

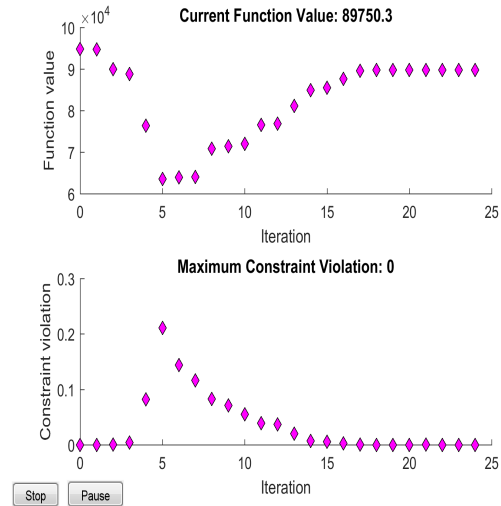


FIGURE V.19: Suivi du processus d'optimisation de la masse de la structure (épaisseurs variables)

Le processus d'optimisation avec le premier paramétrage engendre une baisse de 810 kg l'équivalent de $0,86\%$ de la masse initiale. Cependant, le même processus avec le nouveau paramétrage révèle une chute en masse de 5042 kg l'équivalent de $6,32\%$ de la masse initiale. Nous rappelons que la masse totale fait partie de nos critères de classement. Donc le paramétrage proposé permet d'affiner le classement des structures

Compte tenu des résultats de l'analyse de sensibilité réalisée et de la présente comparaison, la pertinence du nouveau paramétrage proposé est confirmée. Nous adoptons dans la suite de notre étude cette méthode de paramétrage de modèle réduit de machine-outil pour la phase de conception préliminaire.

V.3.2 Processus d'optimisation

Vu le nombre important de paramètres considérés suite au nouveau paramétrage de modèles de machines-outils, nous exécutons en deux étapes un processus d'optimisation en vue de minimiser la masse totale des structures étudiées tout en respectant une contrainte de rigidité cible prédéfinie. Durant la première étape, nous optimisons les dimensions des sous-structures (2 paramètres par sous-structure) tout en considérant les différentes épaisseurs des sous-structures constantes. Leurs valeurs correspondent à l'épaisseur maximale allouée $Ep_{max} = 15 \text{ cm}$. Si la première étape d'optimisation converge tout en respectant la contrainte de rigidité souhaitée, nous exécutons la deuxième étape. Durant cette phase, les épaisseurs des différentes sous structures représentent les variables à optimiser (6 paramètres par sous-structure). Les dimensions des parallélépipèdes sont constantes durant cette deuxième phase. Leurs dimensions correspondent aux valeurs optimales trouvées à l'issue de la première étape. Cette décomposition a pour but de garantir la rigidité cible dès la fin de la première optimisation et de raccourcir le temps de convergence de l'optimisation. Le problème s'écrit ainsi (Équation V.9) :

Première étape

$$\text{minimiser} \quad M_t = \rho \times V_t (\xi, \psi_{max})$$

$$\text{sous les contraintes} \quad K > K_{cible}$$

$$\xi_{min} \leq \xi \leq \xi_{max}$$

Deuxième étape

$$\text{minimiser} \quad M_t = \rho \times V_t (\xi_{opt}, \psi)$$

$$\text{sous les contraintes} \quad K > K_{cible}$$

$$\psi_{min} \leq \psi \leq \psi_{max} \quad (\text{V.9})$$

Avec

M_t : masse totale de la structure

ξ_{min} : dimensions minimales allouées

K : rigidité de la structure

ξ_{max} : dimensions maximales allouées

K_{cible} : rigidité cible

ξ_{opt} : vecteur des dimensions optimales

V_t : volume totale de la structure

ψ : vecteur des épaisseurs à optimiser

ρ : masse volumique

ψ_{min} : épaisseurs minimales allouées

ξ : vecteur des dimensions à optimiser

ψ_{max} : épaisseurss maximales allouées

Nous utilisons pour les deux étapes, la fonction d'optimisation sous contraintes "fmincon" proposée par Matlab. Pour le réglage du processus, nous utilisons l'algorithme "SQP", avec une tolérance de 10^{-3} pour les contraintes, une tolérance de 100 pour la fonction objectif, et une tolérance de 10^{-3} pour le pas d'incrément. L'évaluation de la fonction objectif (la masse totale) et de la contrainte (la rigidité mesurée) est réalisée par un couplage entre Matlab et Ansys APDL. Pour chaque itération, la fonction d'optimisation exécute cette évaluation. La figure V.20 présente en détail le processus adopté pour l'évaluation de la masse totale et de la rigidité de la structure étudiée.

La rigidité d'une structure de machine-outil varie en fonction de la position de l'effecteur dans l'espace de travail. De plus, la position la plus pénalisante pour le calcul de la rigidité n'est pas stable durant le processus d'optimisation du fait du changement des dimensions des sous-structures. Pour garantir la rigidité cible sur tout l'espace de travail, l'analyse par élément finis est réalisée pour un ensemble de configurations extrémales, médianes et intermédiaires de l'espace de travail à chaque itération d'optimisation. Le nombre de configurations analysées dépend de la taille de l'espace de travail et du pas de discrétisation de celui-ci. Durant l'optimisation un pas de balayage grossier de $0,5m$ est considérée pour accélérer le processus. Pour un espace de travail de $2m$ suivant X , $2m$ suivant Y et $1m$ suivant Z , 75 configurations sont évaluées.

Comme illustrée dans le diagramme de la figure V.20, la fonction d'optimisation exporte via des fichiers de couplage la position initiale i et les paramètres du modèle. Puis le processus d'évaluation de la masse totale et de la rigidité minimale de la structure est exécuté. La structure est donc modélisée avec les paramètres d'entrées dans l'environnement Ansys APDL. Celui-ci exporte le volume total de la structure permettant l'obtention de

la masse totale. Ensuite, une analyse statique pour trois cas de charge est effectuée respectivement suivant X, Y et Z . La force appliquée est répartie sur l'ensemble des nœuds de la surface modélisant le nez de la broche. Pour les 3 cas de chargement, nous mesurons les déplacements du nœud central du nez de la broche respectivement suivant X, Y et Z .

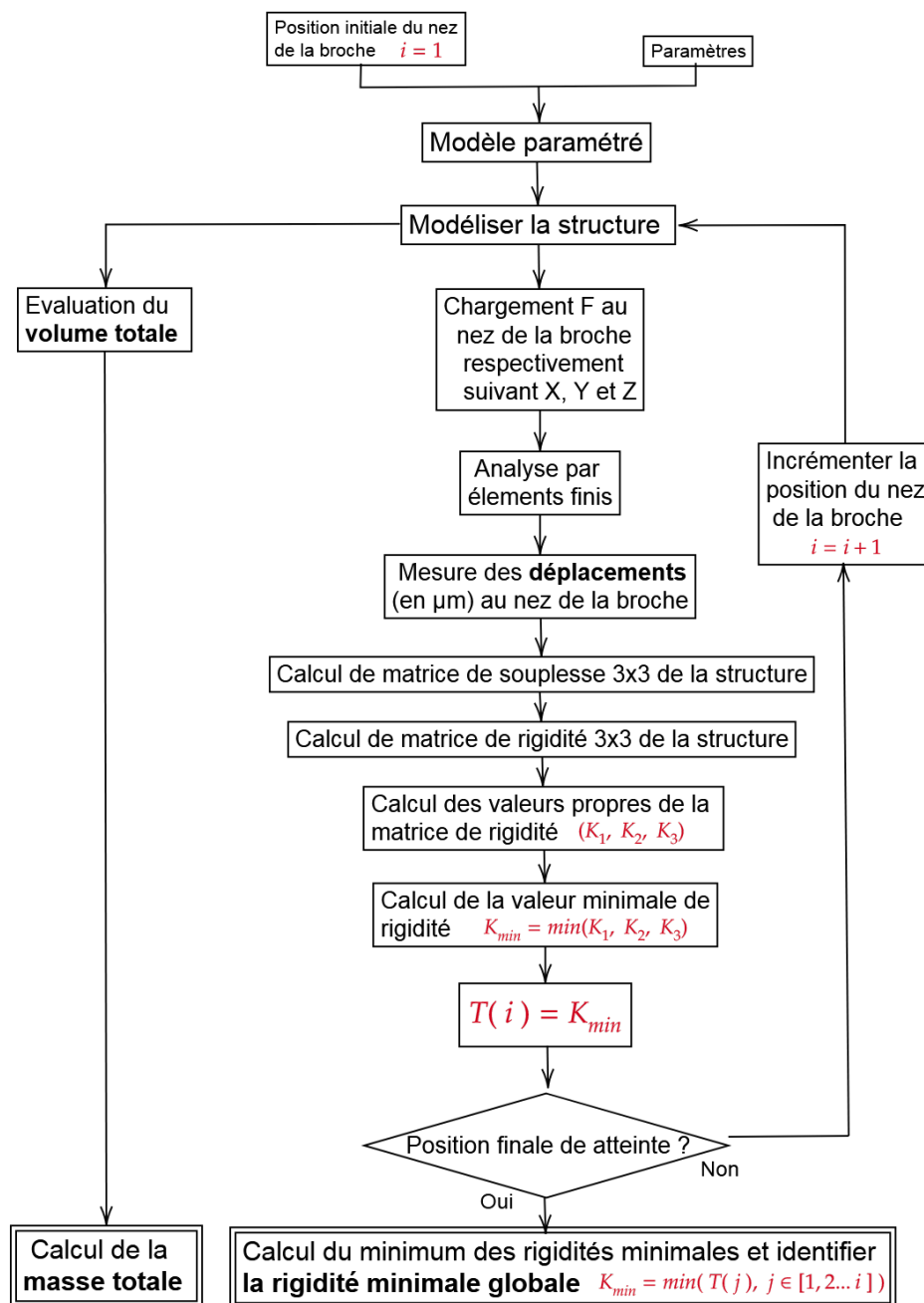


FIGURE V.20: Évaluation de la masse totale et de la rigidité de la structure étudiée

Ces 9 mesures permettent de calculer la matrice de souplesse de la structure. L'inverse de cette matrice permet de calculer la matrice de rigidité de la structure. Nous calculons les valeurs propres de la matrice de rigidité afin de déterminer les dimensions principales (K_1, K_2, K_3) de l'ellipsoïde de rigidité. La valeur minimale de la rigidité correspond au minimum de ces dimensions principales $K_{min} = \min(K_1, K_2, K_3)$. La rigidité minimale de

la configuration initiale est ainsi calculée. Nous enregistrons cette valeur dans un tableau $T(i) = K_{min}$ et nous recommençons l'analyse pour la configuration suivante $i = i + 1$ jusqu'à la position finale. Une fois l'espace de travail est balayé, la rigidité minimale globale de la structure est calculée $K = \min(T(j), j \in \{1, 2, \dots, i\})$. La masse totale et la rigidité mesurée sont retournées ensuite à la fonction d'optimisation.

Le processus d'optimisation converge à l'étape 1, mais pas pour l'étape 2. Cela est dû potentiellement au nombre important de paramètres à optimiser durant la seconde étape (6 Épaisseurs par sous-structure). De plus, le balayage de plusieurs configurations de l'espace de travail à chaque itération ralentit le processus et bloque les ordinateurs utilisés au bout de quelques heures de fonctionnement. Nous adoptons l'**hypothèse** que la position la plus pénalisante pour le calcul de la rigidité dépend fortement des dimensions des sous-structures de machines-outils et qu'elle est faiblement sensible à la variation des épaisseurs des sous-structures.

Donc, à l'issue de la première étape d'optimisation des dimensions des structures (2 paramètres par sous-structure), nous déterminons la position la plus pénalisante pour le calcul de la rigidité. Puis nous exécutons la deuxième étape d'optimisation tout en considérant l'hypothèse citée ci-dessus. Ainsi, l'évaluation de la rigidité et de la masse totale à chaque itération d'optimisation des épaisseurs est réalisée pour une seule configuration de l'espace de travail comme le montre la figure V.22. Le diagramme de la figure V.21 récapitule le processus d'optimisation utilisé.

Ainsi, le processus d'optimisation converge bien. Nous pouvons vérifier l'hypothèse adoptée si la configuration pénalisante ne change pas en évaluant la rigidité sur tout l'espace de travail avec les longueurs et les épaisseurs optimales. Nous utilisons donc cette approche d'optimisation en deux étapes pour l'étude des structures.

V.3.3 conclusion

Dans cette section, nous avons présenté des améliorations du paramétrage de modèle des structures de machines-outils. Afin d'optimiser les différentes structures étudiées, nous avons introduit quelques changements du processus d'optimisation présenté au chapitre IV.

Nous utilisons une optimisation sur 2 étapes afin d'améliorer la convergence des calculs. Nous avons adopté comme hypothèse durant la seconde phase d'optimisation que la position la plus pénalisante pour la mesure de la rigidité d'une structure de machine-outil est faiblement influencée par la variation des épaisseurs des parallélépipèdes. Cette hypothèse a permis d'alléger le nombre d'analyses par EF à chaque itération d'optimisation des épaisseurs des sous-structures. Les résultats trouvés ont permis de valider l'hypothèse considérée.

Ayant mis au point la méthode de modélisation, le paramétrage et le processus d'optimisation de modèles de machines-outils, nous présentons dans la suite les résultats d'optimisation d'un ensemble de structures pour l'identification de l'architecture la plus appropriée au procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane.

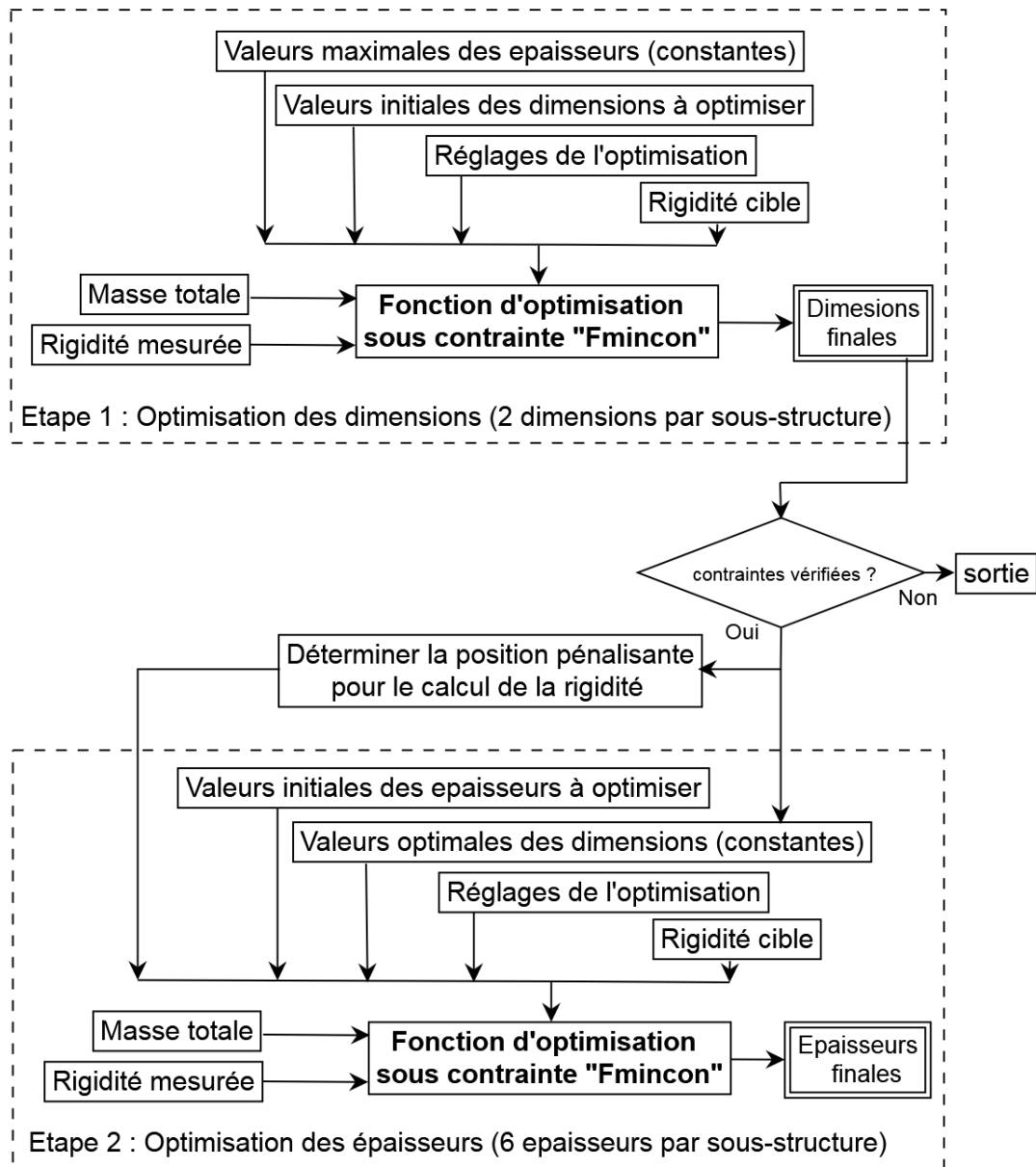


FIGURE V.21: Processus d'optimisation en 2 étapes

V.4 Application

Dans cette partie, nous appliquons le processus d'optimisation de la masse totale tout en imposant une rigidité cible sur 8 arrangements structuraux différents de machines-outils. 5 valeurs de rigidités cibles sont considérées 100, 200, 300, 400 et $500N/\mu m$. Nous analysons ensuite les performances des structures optimisées. Enfin, nous identifions la structure la plus adéquate.

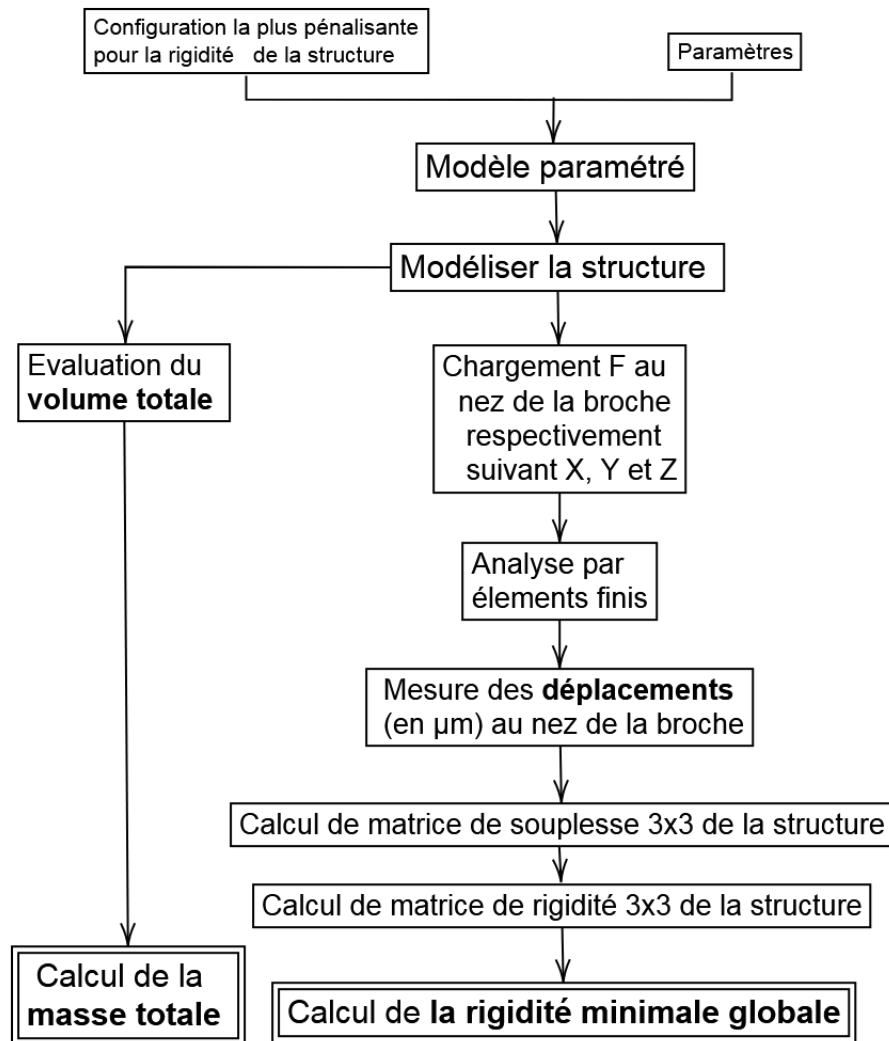


FIGURE V.22: Processus d'évaluation de la masse totale et de la rigidité de la structure étudiée pour l'étape 2 de l'optimisation

V.4.1 Architectures considérées

La comparaison réalisée dans le chapitre IV nous a permis d'éliminer une structure ouverte et de retenir une structure fermée de machine-outil. De ce fait, nous ne considérons que des structures fermées dans le présent chapitre. Deux types d'architectures sont considérées : architectures à deux axes de translations (le troisième porte la table) et architectures à 3 axes de translations que nous avons éliminées par le critère III.3.2.3 de notre étude des configurations structurales de machine-outil. Pour le premier type, l'espace de travail des machines étudiées est modélisé dans le plan "YZ" avec une course de 2 m suivant Y et 1 m suivant Z. Les machines du deuxième type présentent des espaces de travail tridimensionnel avec une course de 2 m suivant X, 2 m suivant Y et 1 m suivant Z. Les figures V.23, V.24, V.25, V.26, V.27, V.28, V.29 et V.30 montrent les arrangements structuraux étudiés dans ce chapitre.

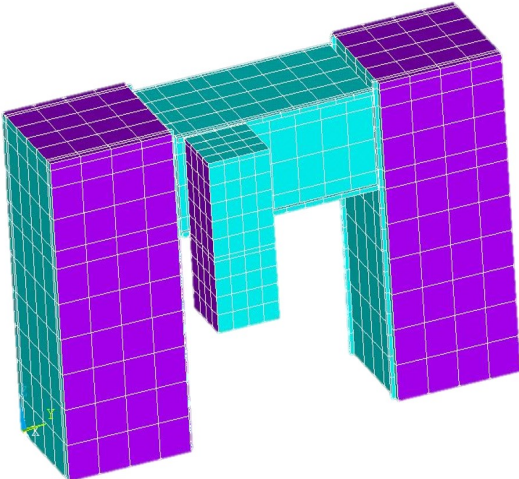


FIGURE V.23: Structure N° 1

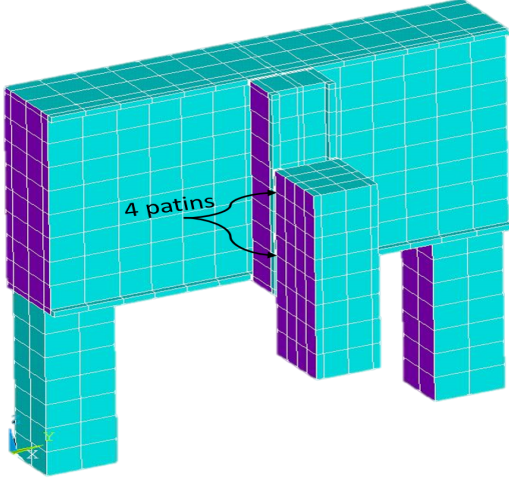


FIGURE V.24: Structure N° 2

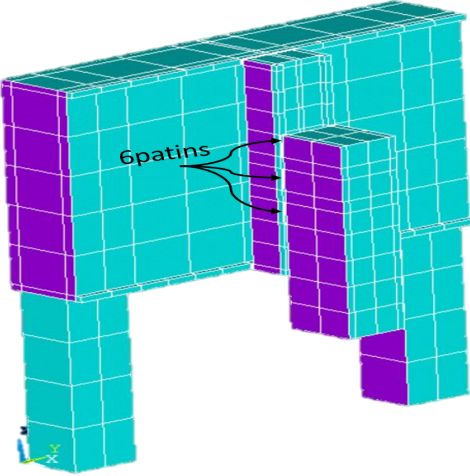


FIGURE V.25: Structure N° 3

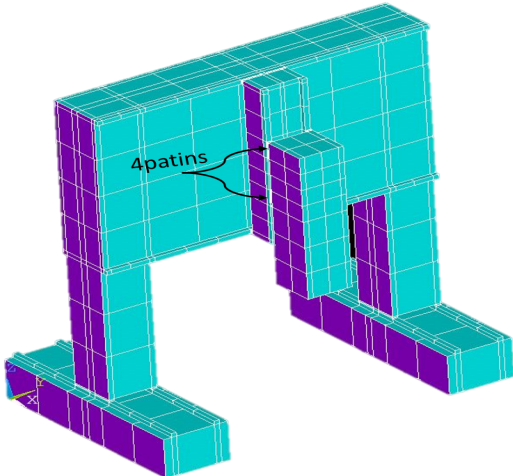


FIGURE V.26: Structure N° 4

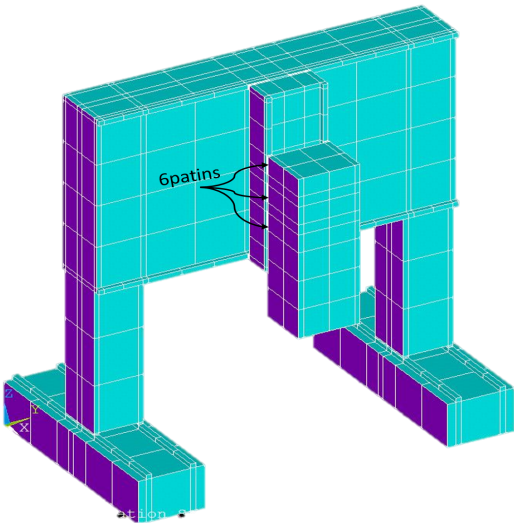


FIGURE V.27: Structure N° 5

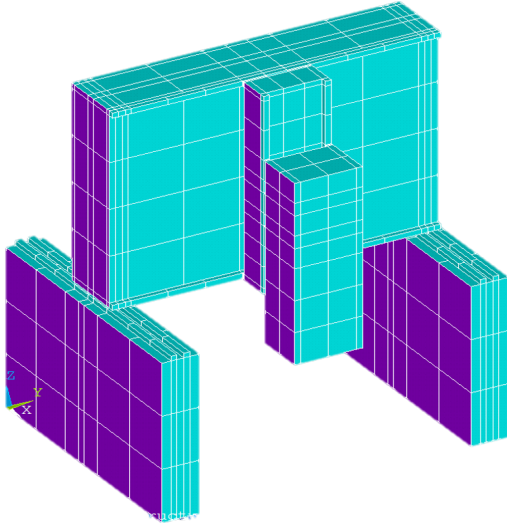


FIGURE V.28: Structure N° 6

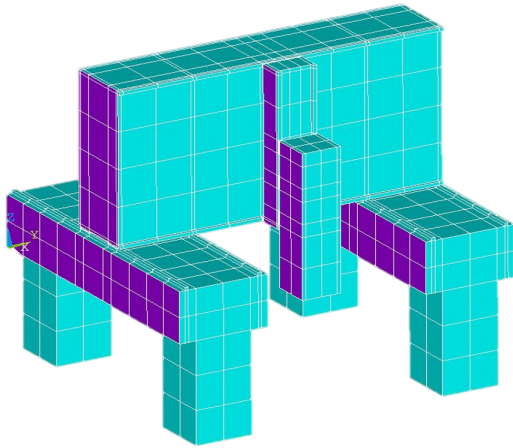


FIGURE V.29: Structure N° 7

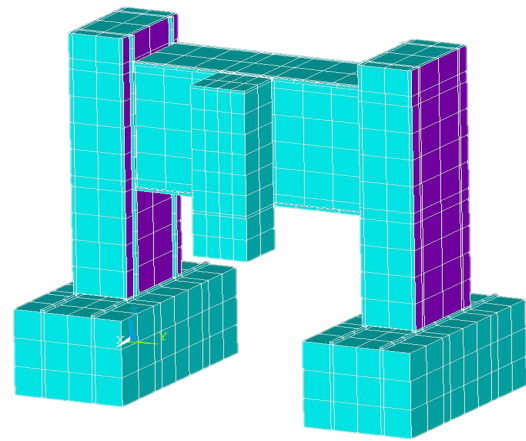


FIGURE V.30: Structure N° 8

Les structures 1, 2 et 3 ne présentent pas un axe de translation suivant X . Nous supposons que les tables de ces structures sont équipées de ce mouvement. A priori, les structures 2, 3 et 4, 5 sont les mêmes. Cependant, la glissière régissant le déplacement suivant Z est réalisée par 6 patins pour les structures 3 et 5 contre 4 patins pour 2 et 4. Ce choix de conception est fait pour étudier l'influence du nombre de patins sur les performances des machines.

Les structures sont conçues afin d'assurer une course de 2 m suivant l'axe X , une course de 2 m suivant Y et une course de 1 m suivant Z . Les modèles sont conçus de manière à garantir cet espace de travail indépendamment des variations des dimensions des sous-structures. Le matériau utilisé est l'acier. Nous utilisons l'élément de maillage coque "Shell181" pour les parallélépipèdes et l'élément volumique "Solid185" pour les rails et les patins [ANSYS, 2018].



FIGURE V.31: Centre d'usinage Flexiax V (Fives) [Fives, 2018]

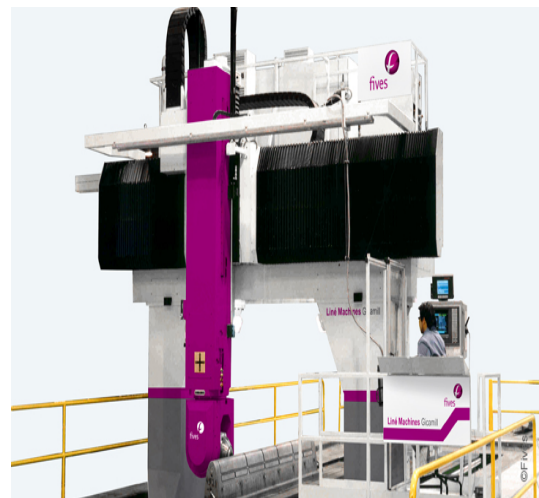


FIGURE V.32: Centre de fraisage Gicamill (Fives) [Fives, 2018]



FIGURE V.33: Machine V-Star (Fives) [Fives, 2018]

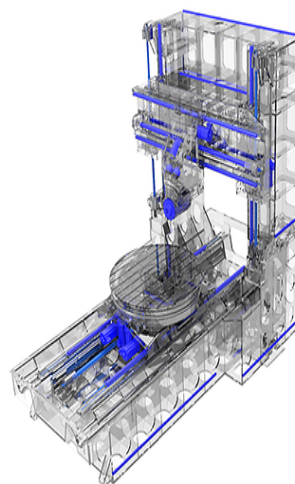


FIGURE V.34: Centre d'usinage DMC 210 U (DMG Mori) [DMG-Mori, 2018]

Parmi ces structures, plusieurs sont exploitées en industrie comme le montre les figures V.31 à V.34. La machine présentée dans la figure V.31 correspond aux structures $N^{\circ} 2$ et $N^{\circ} 3$. La machine de la figure V.32 correspond aux structures $N^{\circ} 4$ et $N^{\circ} 5$. Les deux figures V.33 et V.34 correspondent respectivement aux structures $N^{\circ} 6$ et $N^{\circ} 8$.

Dans la section suivante, nous présentons l'analyse des performances des structures étudiées.

V.4.2 Analyse des résultats des structures optimisées

Pour la comparaison des différentes architectures considérées dans nos travaux, nous évaluons leurs performances. Pour ce faire, nous définissons un pas d'incrément de $0,25\text{ m}$ respectivement pour la position suivant l'axe X , la position suivant l'axe Y et la position suivant l'axe Z du nœud modélisant le nez de la broche dans chaque structure. Pour les structures modélisées avec un espace de travail de 2 m suivant Y et 1 m suivant Z , $9 \times 5 = 45$ configurations sont étudiées. Pour les structures modélisées avec un espace de travail de 2 m suivant X , 2 m suivant Y et 1 m suivant Z , $9 \times 9 \times 5 = 405$ configurations sont étudiées.

La position initiale considérée et le pas d'incrément définie garantissent le balayage des configurations extrémales, médianes et intermédiaires de l'espace de travail. Cette évaluation permet de calculer la masse totale et les masses mobiles suivant les axes X , Y et Z et de tracer les cartes de rigidité et de fréquences propres. La figure V.39 illustre cette phase d'évaluation des performances. Les figures V.35 à V.38 montrent des exemples de cartes de simulations de rigidité et de la première fréquence propre de la structure $N^{\circ} 4$ optimisée pour une contrainte de rigidité de $400\text{ N}/\mu\text{m}$.

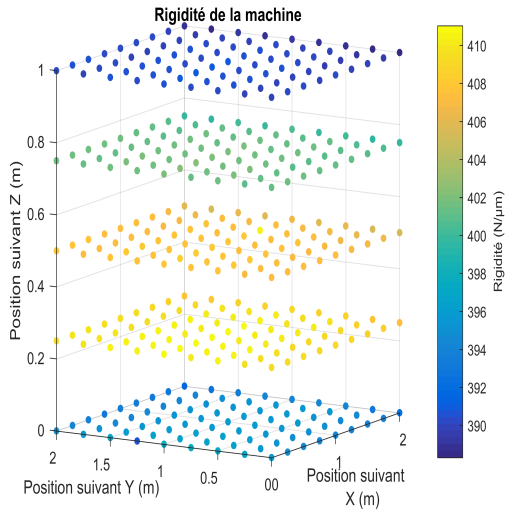


FIGURE V.35: Carte de mesures de rigidité de la structure $N^{\circ} 4$ optimisée pour $400N/\mu m$

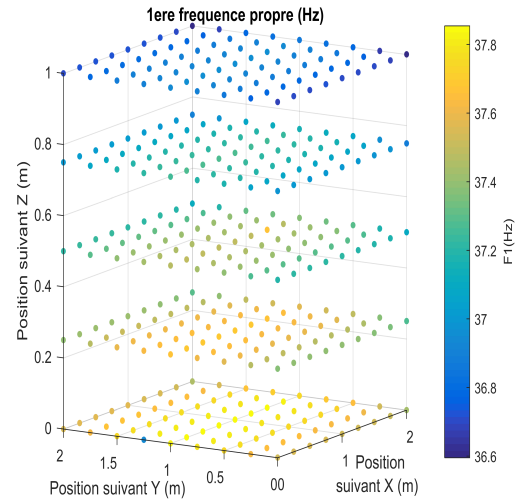


FIGURE V.36: Carte de mesures de la 1^{ère} fréquence propre de la structure $N^{\circ} 4$ optimisée pour $400N/\mu m$

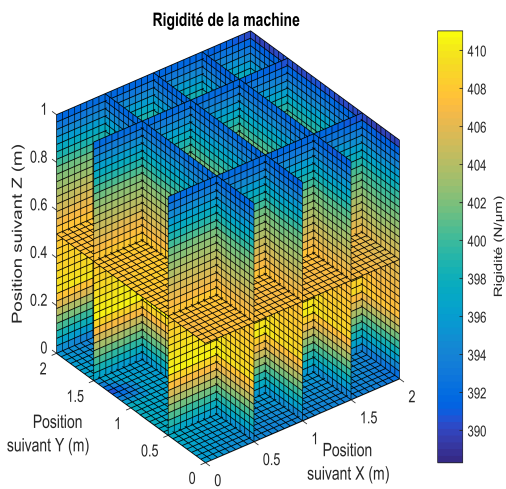


FIGURE V.37: Carte interpolée de mesures de rigidité de la structure $N^{\circ} 4$ optimisée pour $400N/\mu m$

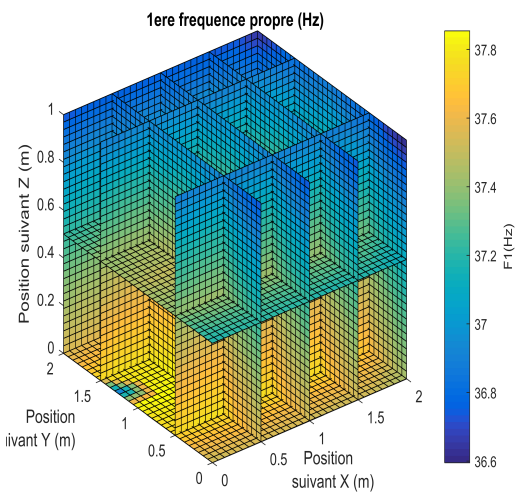


FIGURE V.38: Carte interpolée de mesures de la 1^{ère} fréquence propre de la structure $N^{\circ} 4$ optimisée pour $400N/\mu m$

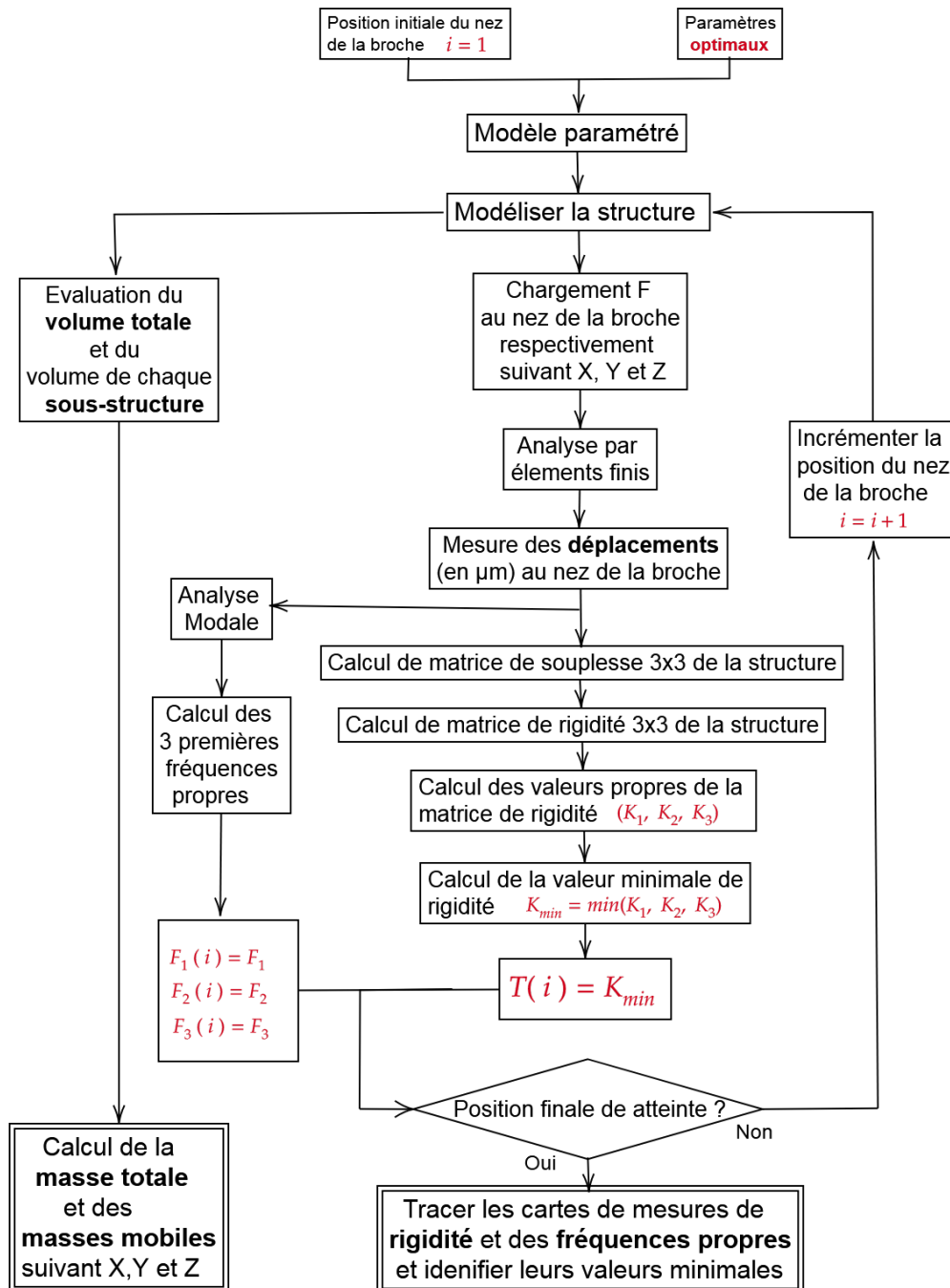


FIGURE V.39: Processus d'évaluation des performances des structures optimisées

Dans la suite, nous présentons en détail que les résultats de la structure N°3 afin d'illustrer le travail réalisé

V.4.2.1 Analyse des résultats de la structure 3

L'arrangement structural N°3 représente une architecture fermée de machine-outil. Son modèle paramétré comporte 4 sous-structures comme le montre la figure V.40. Les longueurs des parallélépipèdes L_{x1} , L_{x2} , L_{x3} et L_{x4} sont fixées par rapport aux exigences de l'espace de travail. Les dimensions des sections des parallélépipèdes sont regroupées

dans le vecteur ξ de l'équation V.10.

Comme illustré dans les équations V.10, ξ regroupe les 7 longueurs à optimiser durant une première étape où nous considérons ψ le vecteur regroupant les 24 épaisseurs des faces des parallélépipèdes de la structure comme un vecteur constant. Les épaisseurs considérées correspondent aux valeurs maximales allouées. ξ_{min} et ξ_{max} présentés dans l'équation V.10 désignent les valeurs minimales et maximales allouées durant le processus d'optimisation. Dans ce modèle nous considérons que $L_{z4} = L_{z3}$.

$$\begin{aligned}
 \xi &= [L_{y1}, L_{z1}, L_{y2}, L_{z2}, L_{y3}, L_{z3}, L_{y4}] \\
 \psi &= \psi_{max} = [15, \dots, 15] \text{ (cm)} \\
 \xi_{min} &= [0.6, 0.6, 2.4, 0.7, 0.55, 0.55, 0.3] \text{ (m)} \\
 \xi_{max} &= [1.5, 1.5, 3.2, 2, 1, 1, 0.6] \text{ (m)} \\
 dim(\xi) &= 7 \\
 dim(\psi) &= 24
 \end{aligned} \tag{V.10}$$

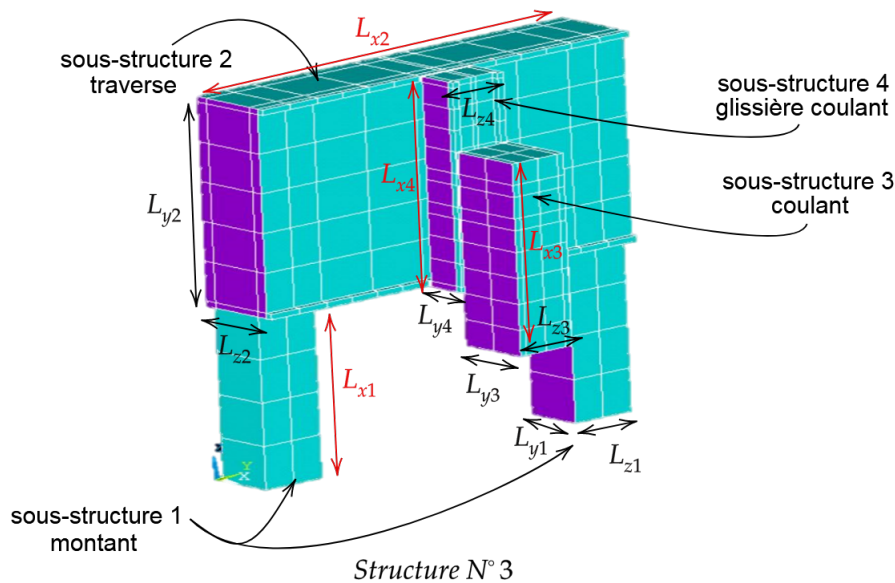


FIGURE V.40: Modèle de structure portique

La première étape d'optimisation est exécutée pour 5 cas de rigidité cible 100, 200, 300, 400 et $500N/\mu m$. À l'issue de cette première étape, nous déterminons les positions les plus défavorables pour le calcul de la rigidité et les dimensions optimales trouvées pour chaque cas de rigidité cible. Ces positions pénalisantes et ces dimensions sont déterminées comme suit :

- Pour $500N/\mu m$: $[Y = 1m, Z = 1m]$, $\xi_{500} = [1, 1; 0, 6; 3, 2; 1, 2; 0, 65; 1; 0, 52](m)$

- **Pour** $400N/\mu m$: $[Y = 1m, Z = 1m]$, $\xi_{400} = [0, 9; 0, 6; 3, 1; 1; 0, 6; 0.9; 0, 5](m)$
- **Pour** $300N/\mu m$: $[Y = 0.75m, Z = 1m]$, $\xi_{300} = [0, 6; 0, 6; 2, 8; 0, 7; 0, 63; 0.65; 0, 38](m)$
- **Pour** $200N/\mu m$: $[Y = 1m, Z = 1m]$, $\xi_{200} = \xi_{min}$
- **Pour** $100N/\mu m$: $[Y = 0.75m, Z = 1m]$, $\xi_{100} = \xi_{min}$

La deuxième étape de minimisation de la masse totale tout en respectant la rigidité cible est exécutée pour les 5 valeurs de rigidités cibles. Cette étape prend en compte les longueurs optimales ($\xi_{500}, \xi_{400}, \xi_{300}, \xi_{200}$ et ξ_{100}) et les positions pénalisantes identifiées à l'issue de la première étape. Le but de cette seconde phase est d'optimiser l'épaisseur de chaque face des parallélépipèdes modélisant les sous-structures. Les équations V.11 montrent les épaisseurs à optimiser ψ , les longueurs considérées ξ_j $j \in \{500, 400, 300, 200, 100\}$ les valeurs minimales ψ_{min} et maximales ψ_{max} allouées et la dimension de ce vecteur ψ .

$$\begin{aligned}
\psi &= [Ep_{11}, \dots Ep_{16}, Ep_{21}, \dots Ep_{26}, Ep_{31}, \dots Ep_{36}, Ep_{41}, \dots Ep_{46}] \\
\xi &= \xi_i, \quad i \in \{100, 200, 300, 400, 500\} \\
\psi_{min} &= [2, \dots, 2] \text{ (cm)} \\
\psi_{max} &= [15, \dots, 15] \text{ (cm)} \\
dim(\psi) &= 24 \\
dim(\xi) &= 7
\end{aligned} \tag{V.11}$$

L'optimisation converge pour l'ensemble des cas de rigidités cibles considérées. La masse totale et les masses mobiles de la structure optimisée sont illustrées dans le tableau V.1.

	Masse mobile (kg)		Masse totale	
	Suivant Y	Suivant Z		
Rigidité cible	100 $N/\mu m$	5188	2737	14766
	200 $N/\mu m$	11120	5996	37361
	300 $N/\mu m$	15583	8285	54954
	400 $N/\mu m$	21375	10987	63695
	500 $N/\mu m$	25939	13171	94998

TABLE V.1: Masses mobiles et totale de la structure N°3

La figure V.41 et V.42 présente l'évolution de la masse totale et des masses mobiles en fonction de la rigidité cible. L'évolution des masses mobiles est quasi-linéaire

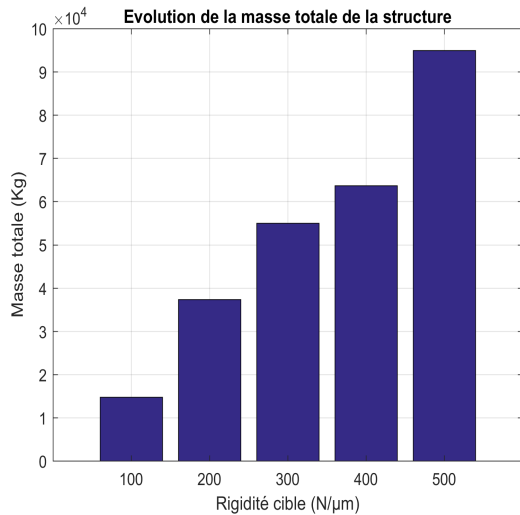


FIGURE V.41: Évolution de la masse totale

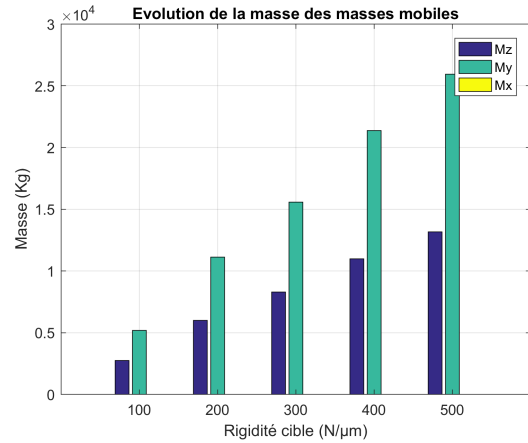


FIGURE V.42: Évolution des masses mobiles My et Mz respectivement suivant Y et Z

Les deux figures V.43 et V.44 présentent les cartes de rigidité de la structure optimisée respectivement pour $200N/\mu m$ et $500N/\mu m$. Nous remarquons que la rigidité souhaitée pour chacun des deux cas est satisfaite dans l'ensemble de l'espace de travail de la structure. Le point rouge représenté dans les deux figures désigne la mesure minimale de rigidité.

La position pénalisante pour la mesure de la rigidité reste la même dans le cas d'une rigidité cible de $200N/\mu m$, $[Y = 1m, Z = 1m]$ mais varie légèrement dans le cas de rigidité cible de $500N/\mu m$ et passe de $[Y = 1m, Z = 1m]$ à $[Y = 0m, Z = 1m]$. Cependant, la carte de la figure V.44 montre que ces deux positions présentent une rigidité quasiment identique. De plus, la contrainte de rigidité souhaitée est vérifiée dans l'ensemble de l'espace de travail. Ce constat confirme davantage la validité de notre hypothèse simplificatrice prise durant la deuxième étape du processus d'optimisation.

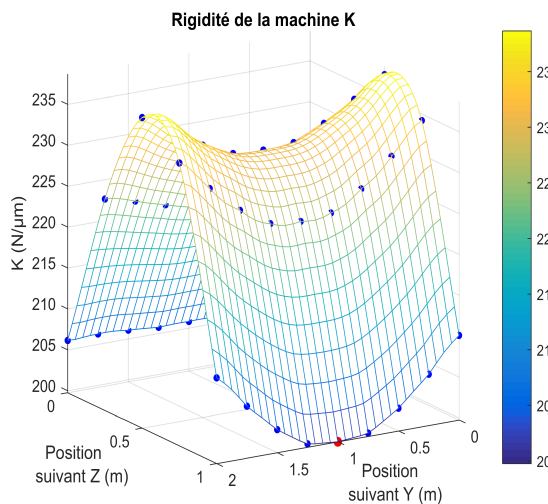


FIGURE V.43: Carte de rigidité interpolée pour une rigidité cible de $200N/\mu m$

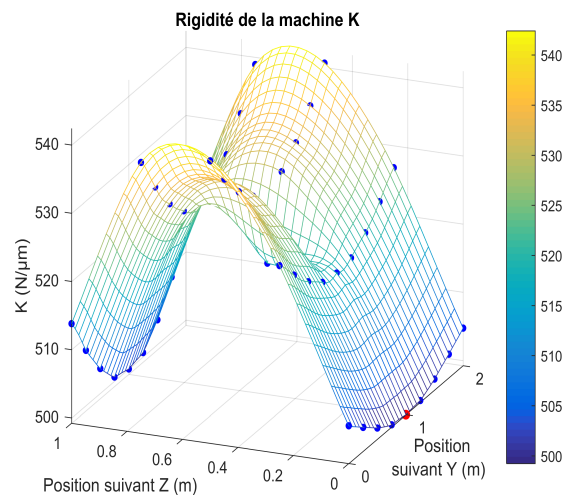


FIGURE V.44: Carte de rigidité interpolée pour une rigidité cible de $500N/\mu m$

Les cartes des trois premières fréquences propres de la structure $N^{\circ} 3$ sont données dans les figures V.45 à V.47. La valeur minimale de la 1^{ère} fréquence propre est de l'ordre de $44Hz \approx 2640tr/min$. La vitesse de coupe utilisée pour la coupe du titane est de l'ordre de $200tr/min$. La fréquence de fonctionnement est donc éloignée de la zone de résonance. Cela reste valide pour l'utilisation d'un outil avec un nombre de dents inférieur à 14.

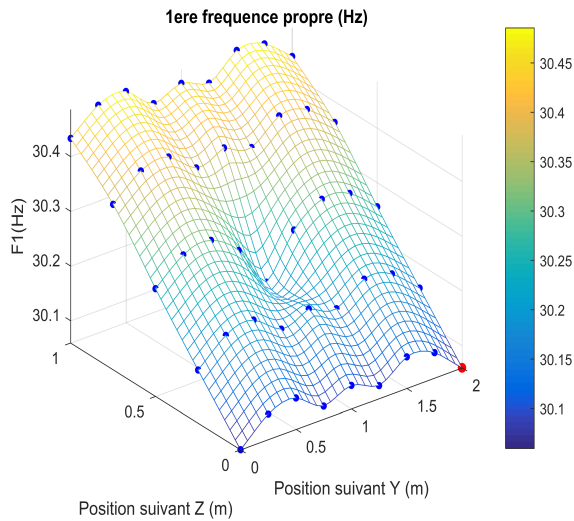


FIGURE V.45: Carte interpolée de la 1^{ère} fréquence propre pour une rigidité cible de $500N/\mu m$

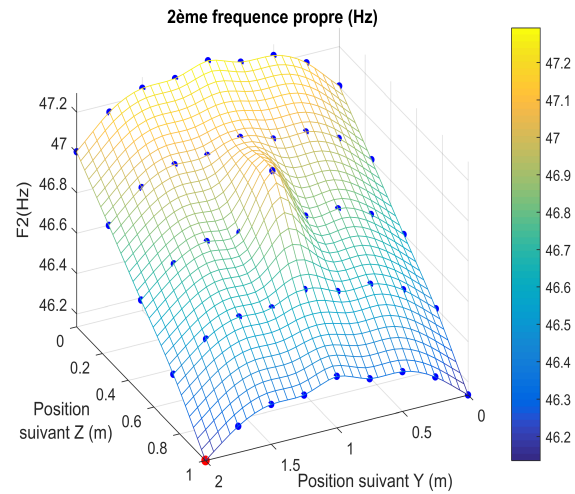


FIGURE V.46: Carte interpolée de la 2^{ème} fréquence propre pour une rigidité cible de $500N/\mu m$

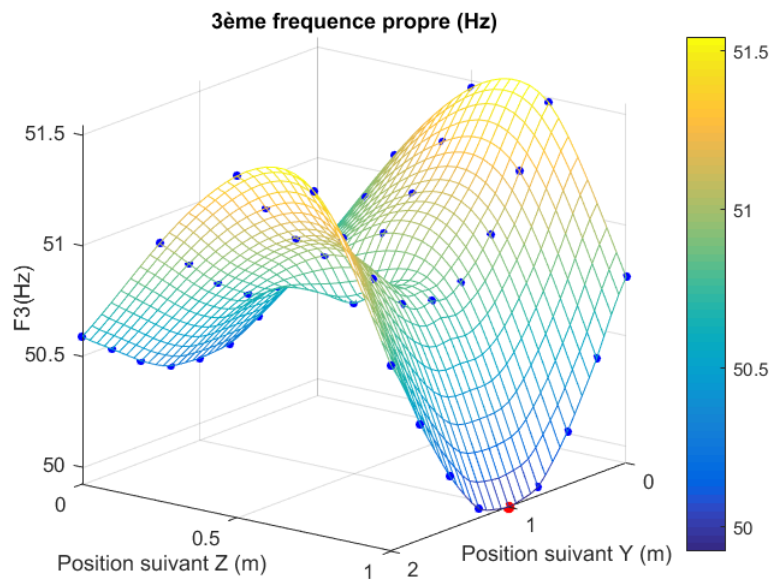


FIGURE V.47: Carte interpolée de la 3^{ème} fréquence propre pour une rigidité cible de $500N/\mu m$

V.4.3 conclusion

Dans cette section, nous avons présenté les huit arrangements structuraux considérés dans notre étude. Nous avons réussi à appliquer les 2 étapes d'optimisations sur l'ensemble des structures considérées et pour les différents cas de rigidité cible. Le processus adopté pour l'évaluation des indicateurs de performance des différentes structures est décrit.

Nous avons détaillé les résultats de l'application de l'approche développée sur la structure 3. l'analyse des résultats trouvés valide notre méthodologie proposée. Dans la section suivante, nous présentons la comparaison des indicateurs de performances des huit structures étudiées.

V.5 Comparaison des structures étudiées

L'évaluation des indicateurs des performances des structures optimisées pour chacun des 5 cas de rigidités cibles considérées 100, 200, 300, 400 et $500N/\mu m$ et l'analyse de ces résultats permet de comparer les différentes architectures considérées.

Les structures considérées ont été optimisées de manière à assurer les mêmes valeurs de rigidités cibles. En considérant le procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane envisagé, nous présentons une comparaison des structures pour le cas de rigidité cible de $500N/\mu m$. Cependant, les processus d'optimisations des structures 4, 5, 6 et 7 ne convergent pas sous la contrainte de rigidité minimale de $500N/\mu m$ comme le montre la figure V.48. De ce fait, les structures 4, 5, 6 et 7 sont éliminées d'office pour du classement des structures pour une rigidité de $500N/\mu m$.

Pour le classement des structures, nous évaluons pour chacune d'elles les indicateurs de performances suivants :

- La masse totale
- La masse mobile suivant X, Y et Z
- La 1^{ère} fréquence propre

Nous présentons dans la suite de cette section l'évolution de chacun de ces indicateurs de performances en fonctions de la rigidité cible. Nous présentons le classement des différents arrangements structuraux étudiés. Enfin, nous déclarons l'architecture la plus appropriée à l'usinage des matériaux durs en particulier les alliages de titane.

V.5.1 Masse totale des structures

La figure V.49 illustre l'évolution de la masse totale de chacune des structures étudiées en fonction de la rigidité cible.

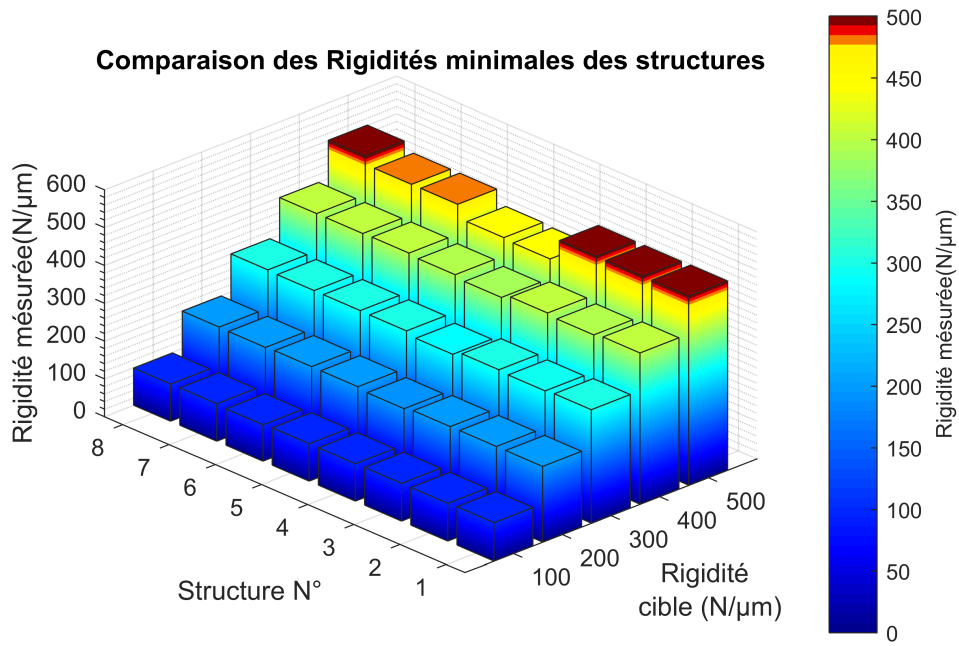


FIGURE V.48: Évolution des rigidités minimales mesurées en fonction de la rigidité cible

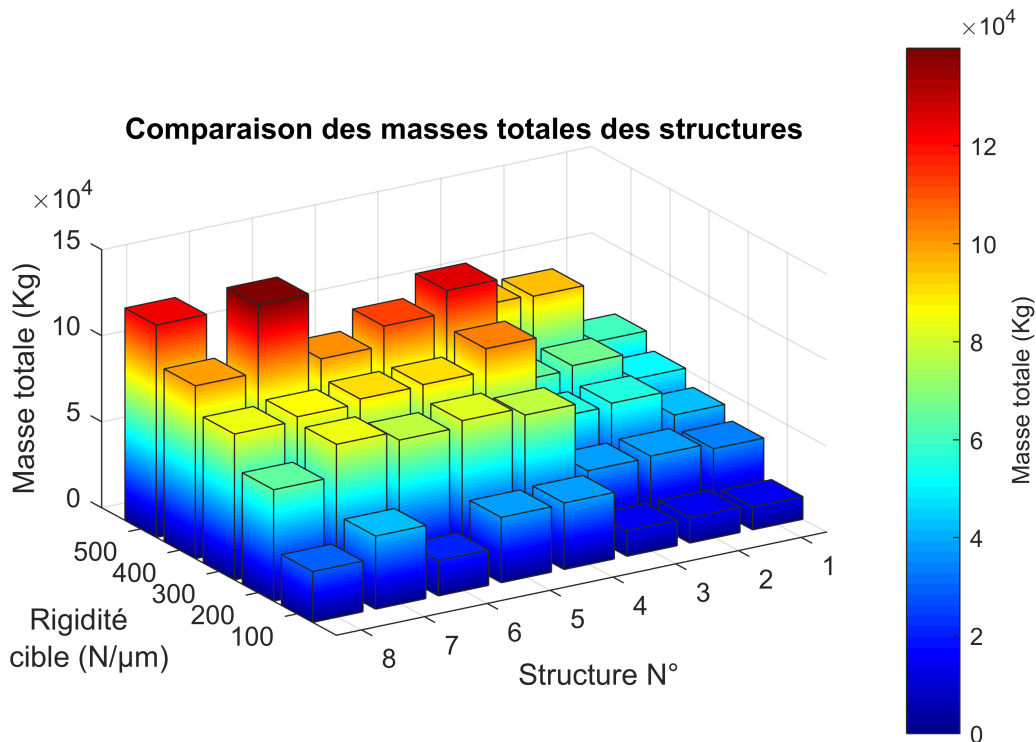


FIGURE V.49: Évolution de la masse totale des structures étudiées en fonction de la rigidité cible

Nous réalisons un tri des structures selon leurs masses totales dans des classes d'équivalences. Nous considérons que deux structures sont équivalentes si leurs masses ne sont pas différentes de plus de 5%. Le tableau V.2 présente le classement des structures étudiées. Les structures N° 1,2 et 3 sont en tête du classement.

Structure N°	1	2	3	4	5	6	7	8
Masse totale ($10^3 kg$)	60	94.1	94.9	.-	.-	.-	.-	123.4
Classement	1	2	2	.-	.-	.-	.-	3

TABLE V.2: Classement des structures étudiées selon leurs masses totales pour une rigidité cible de $500N/\mu m$

V.5.2 Masses mobiles des structures

Nous comparons successivement les masses mobiles suivant les axes X , Y et Z . Nous réalisons un tri en classes d'équivalences tout en considérant une tolérance de 5% pour définir une classe d'équivalence

V.5.2.1 Masse mobile suivant X

La figure V.50 présente l'évolution des masses mobiles suivant X des structures étudiées en fonction de la rigidité cible. Pour les structures 1, 2 et 3 où nous ne modélisons pas la table supposée mobile suivant X . Cependant, l'espace de travail envisagé est de l'ordre de $2m$ suivant X , $2m$ suivant Y et de $1m$ suivant Z . Une pièce en titane dont les dimensions sont $2m \times 2m \times 1m$ pèsera aux alentours de 18 tonnes. Considérant que la masse de la table à vide est de l'ordre de 10 tonnes, la masse mobile suivant l'axe X sera de l'ordre de 28* tonnes. De ce fait, nous classons les structures 1, 2 et 3 à la même classe d'équivalence 1 admettant ainsi que leurs masses mobiles suivant X sont inférieures aux masses mobiles suivant X des autres structures qui est de l'ordre de 105 tonnes pour la structure 8.

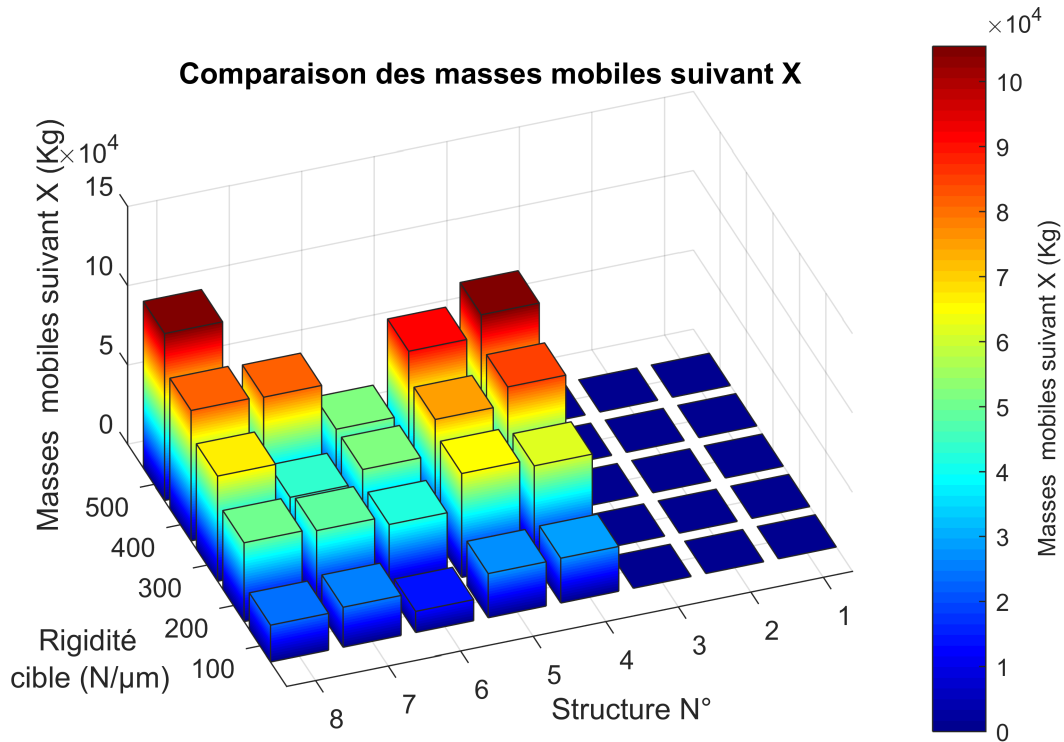


FIGURE V.50: Évolution de la masse mobile suivant X des structures étudiées en fonction de la rigidité cible

Le Tri des structures étudiées selon leurs masses mobiles suivant X est donné dans le tableau V.3.

Structure N°	1	2	3	4	5	6	7	8
Masses mobiles suivant X ($10^3 kg$)	28*	28*	28*	-.	-.	-.	-.	105
Classement	1	1	1	-.	-.	-.	-.	2

TABLE V.3: Classement des structures étudiées selon leurs masses mobiles suivant X pour une rigidité cible de $500N \mu m$

V.5.2.2 Masse mobile suivant Y

La figure V.51 présente l'évolution des masses mobiles suivant Y des structures étudiées en fonction de la rigidité cible. Il est clair que les structures 1 et 8 sont les plus performantes pour ce critère.

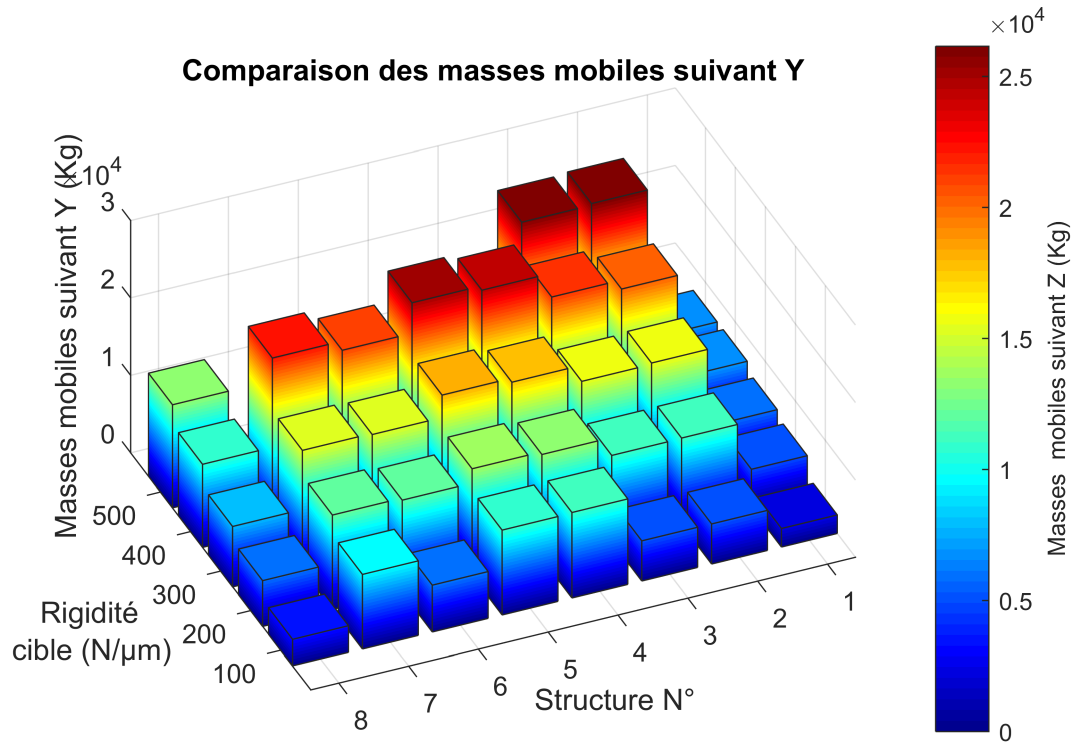


FIGURE V.51: Évolution de la masse mobile suivant Y des structures étudiées en fonction de la rigidité cible

La comparaison de ces masses dans le cas d'une rigidité cible de $500N/\mu m$ est illustrée dans le tableau V.4.

Structure N°	1	2	3	4	5	6	7	8
Masses mobiles suivant Y ($10^3 kg$)	6,9	26,15	25,94	--	--	--	--	13,3
Classement	1	3	3	--	--	--	--	2

TABLE V.4: Classement des structures étudiées selon leurs masses mobiles suivant Y pour une rigidité cible de $500N \mu m$

V.5.2.3 Masse mobile suivant Z

La figure V.52 présente l'évolution des masses mobiles suivant Y des structures étudiées en fonction de la rigidité cible. Il est clair que les structures 1 et 8 sont en bas du classement. Cela est dû au fait que la translation suivant Z est régie par la traverse et le coulant de ces deux structures portiques.

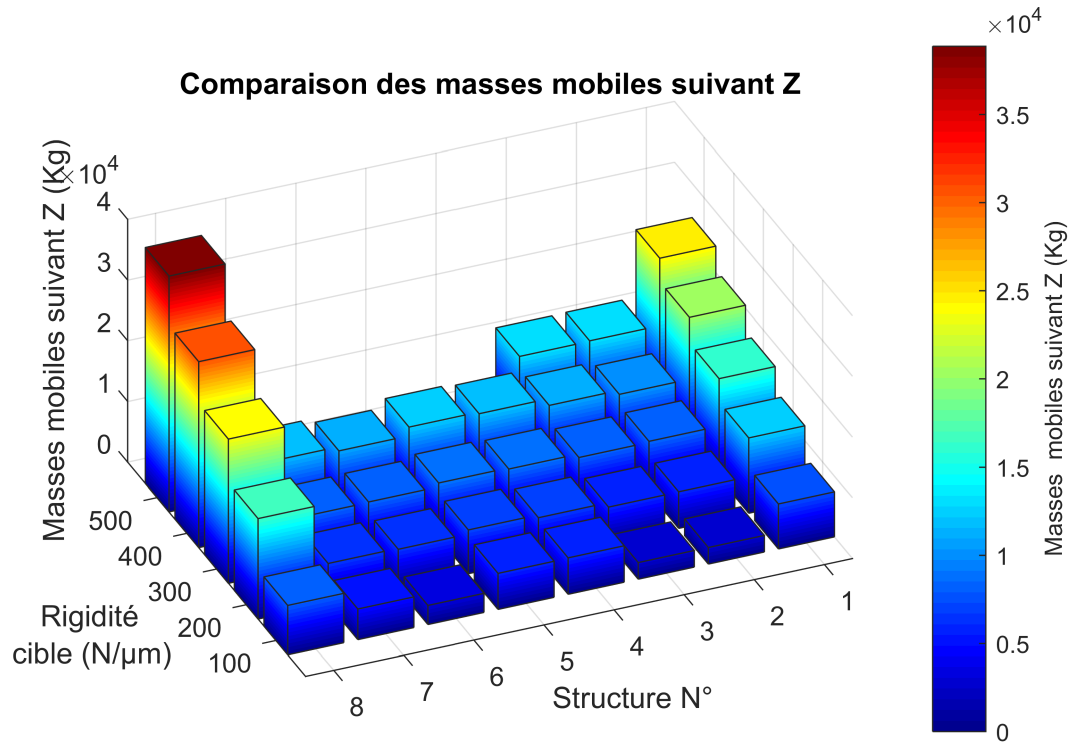


FIGURE V.52: Évolution de la masse mobile suivant X des structures étudiées en fonction de la rigidité cible

Le tri des masses mobiles suivant Z des huit structures analysées dans le cas d'une rigidité cible de $500N/\mu m$ est illustré dans le tableau V.4.

Structure N°	1	2	3	4	5	6	7	8
Masses mobiles suivant Z ($10^3 kg$)	24,4	13,3	13,7	--	--	--	--	38,9
Classement	2	1	1	--	--	--	--	3

TABLE V.5: Classement des structures étudiées selon leurs masses mobiles suivant Y pour une rigidité cible de $500N/\mu m$

V.5.3 Premières fréquences propres des structures

La figure V.52 présente l'évolution de la première fréquence propre des structures étudiées en fonction de la rigidité cible. Nous considérons une tolérance de 10% pour définir nos classes d'équivalences, car nous n'avons pas défini de contrainte sur cet indicateur durant le processus d'optimisation. Le tableau V.6 présente le classement.

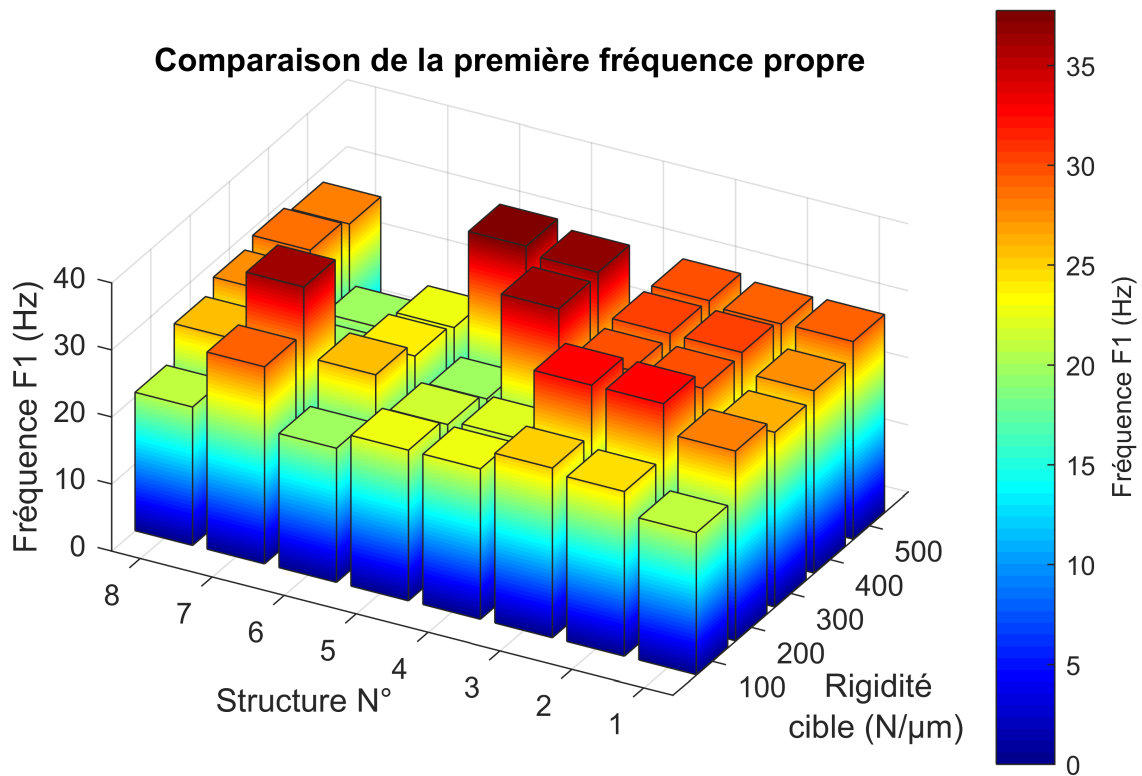


FIGURE V.53: Évolution de la 1^{ère} fréquence propre des structures étudiées en fonction de la rigidité cible

Structure N°	1	2	3	4	5	6	7	8
1 ^{ère} Fréquence propre (Hz)	29,5	29,3	30	--	--	--	--	27,7
Classement	1	1	1	--	--	--	--	1

TABLE V.6: Classement des structures étudiées selon leurs premières fréquences propres pour une rigidité cible de $500N/\mu m$

V.5.4 Sélection d'une structure adéquate

Le choix de l'arrangement structural le plus approprié est réalisé en considérant l'ensemble des 5 classements réalisés. En effet, nous calculons la somme des classements obtenus par chacune des structures. L'architecture la plus adéquate présente la somme la plus faible. La figure V.54 rappelle les structures étudiées et leurs numéros correspondants.

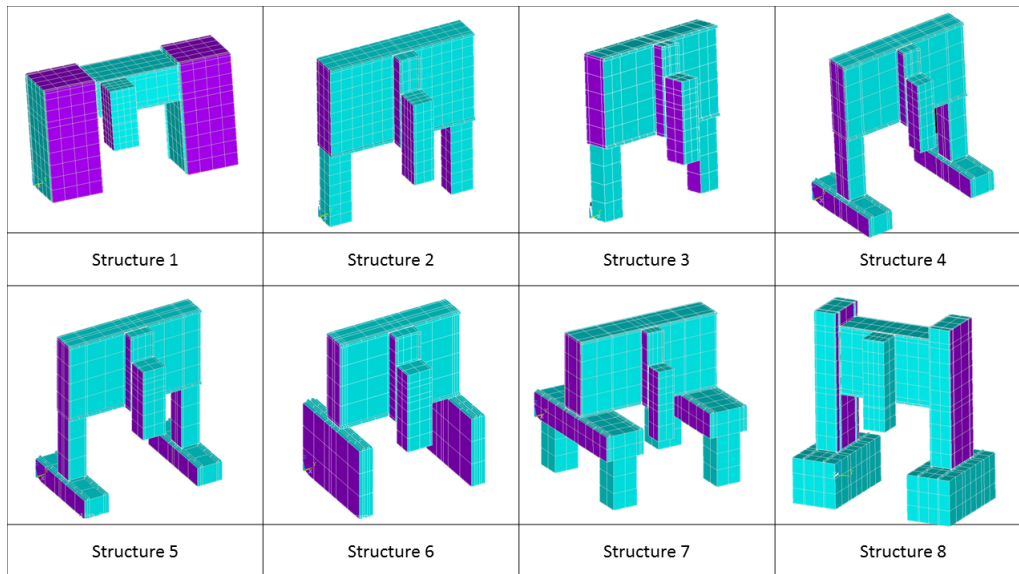


FIGURE V.54: Arrangements structuraux étudiés

Le tableau V.7 récapitule les classements réalisés et donne le classement final des structures considérées dans le cadre de nos travaux. En analysant le classement, nous relevons que les structures 1 puis 2 et 3 sont les plus appropriées pour des procédés exigeants comme l'usinage des pièces aéronautiques en titane.

Structure N°	1	2	3	4	5	6	7	8
Masse totale ($10^3 kg$)	60	94.1	94.9	--	--	--	--	123.4
Classement	1	2	2	--	--	--	--	3
Masse mobile suivant X ($10^3 kg$)	28*	28*	28*	--	--	--	--	105
Classement	1	1	1	--	--	--	--	2
Masse mobile suivant Y ($10^3 kg$)	6,9	26,15	25,94	--	--	--	--	13,3
Classement	1	3	3	--	--	--	--	2
Masse mobile suivant Z ($10^3 kg$)	24,4	13,3	13,7	--	--	--	--	38,9
Classement	2	1	1	--	--	--	--	3
1 ^{ère} Fréquence propre (Hz)	29,5	29,3	30	--	--	--	--	27,7
Classement	1	1	1	--	--	--	--	1
Somme des classements	6	8	8	--	--	--	--	11
Classement final	1	2	2	--	--	--	--	3

TABLE V.7: Classement des structures étudiées pour une rigidité cible de $500N/\mu m$

Ainsi, nous éliminons 5 arrangements structuraux parmi 8 par l'application de notre méthodologie dès la phase préliminaire de conception. Les structures retenues sont donc 1, 2 et 3. La différence entre les deux structures 2 et 3 réside dans le nombre des patins

assurant la liaison de translation suivant Z (4 patins pour la structure 2 et 6 pour la structure 3). L'écart entre les deux structures 2 et 3 n'est pas significatif. Une modélisation plus complexe des patins peut être envisagée dans les perspectives de ce travail.

Le classement des structures varie légèrement en fonction de la rigidité cible comme le montre les tableaux V.8, V.9, V.10 et V.11. Cependant les structures retenues 1, 2 et 3 sont toujours les plus performantes.

Structure N°	1	2	3	4	5	6	7	8
Somme des classements	9	9	10	18	16	13	19	15
Classement final	1	1	2	6	5	3	7	4

TABLE V.8: Classement des structures étudiées pour une rigidité cible de $400N/\mu m$

Structure N°	1	2	3	4	5	6	7	8
Somme des classements	7	9	9	16	12	12	14	15
Classement final	1	2	2	5	5	3	3	4

TABLE V.9: Classement des structures étudiées pour une rigidité cible de $300N/\mu m$

Structure N°	1	2	3	4	5	6	7	8
Somme des classements	10	9	9	19	21	15	14	16
Classement final	2	1	1	6	7	4	3	5

TABLE V.10: Classement des structures étudiées pour une rigidité cible de $200N/\mu m$

Structure N°	1	2	3	4	5	6	7	8
Somme des classements	10	9	9	22	22	13	19	17
Classement final	2	1	1	6	6	3	5	4

TABLE V.11: Classement des structures étudiées pour une rigidité cible de $100N/\mu m$

V.5.5 Conclusion

Dans cette partie du chapitre, nous avons défini des critères de performances pour les structures étudiées. La comparaison de ces indicateurs nous a permis de réaliser le classement des architectures. En faisant la somme de ces classements, nous avons identifié un classement final des 8 structures considérées.

Trois structures performantes peuvent être identifiées. Ce résultat permet de valider le critère III.3.2.3 présenté dans le chapitre III portant sur la synthèse des configurations structurales des machines-outils. En effet, pour l'usinage des pièces aéronautiques de taille moyenne il vaut mieux dissocier les deux axes régissant les grands déplacements. Ce critère se traduit par l'attribution de l'axe X à la structure et l'axe Y à la table ou inversement. Et par la suite, nous confirmons davantage la pertinence des critères de performance qualitatifs considérés dans notre première méthodologie de sélection de configurations structurales de machines-outils.

V.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté des améliorations importantes sur notre méthodologie de sélection d'architectures de machines-outils en phase préliminaire de conception. En effet, nous modélisons les liaisons glissières présentes dans les structures étudiées. Le fait de considérer les souplesses des liaisons est pertinent et permet de mieux dimensionner les structures. L'amélioration concerne aussi le paramétrage des modèles et le processus d'optimisation. Nous considérons 6 épaisseurs à optimiser au lieu d'une seule pour chaque parallélépipède. Ce paramétrage permet un gain significatif en masse. De ce fait, nous pouvons déterminer les faces les plus sollicitées et celles les moins sollicitées. Ainsi un changement de forme peut être envisageable.

Vu le nombre important des paramètres et le nombre très élevé d'exécutions d'analyse par éléments finis, nous avons introduit dans ce chapitre la notion d'optimisation par étape. En effet, nous avons pris une hypothèse que la position la plus pénalisante pour le calcul de la rigidité d'une structure de machine-outil dépend fortement des dimensions des parallélépipèdes modélisant les sous-structures, mais non pas des épaisseurs de ces derniers. Nous optimisons donc dans une première étape les dimensions des sous-structures puis les épaisseurs. Cette hypothèse est vérifiée ensuite par les exemples traités. Le temps nécessaire à l'optimisation a été réduit significativement.

L'application de la méthodologie présentée nous a permis d'évaluer et de comparer les performances des structures étudiées. En classant les arrangements structuraux considérés selon leurs performances selon des classes d'équivalences, nous avons identifié trois structures parmi huit potentiellement adaptées au procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane.

La phase de conception préliminaire peut être encore améliorée en considérant la première fréquence propre des structures étudiées introduites dans le processus d'optimisation. Minimiser la masse des structures étudiées tout en respectant une contrainte de rigidité cible et une deuxième contrainte de fréquence propre cible pourrait affiner la comparaison. D'autre part, un processus de maximisation de la première fréquence propre des structures sous une contrainte de masses mobiles limite et de seuil de rigidité peut être envisagé aussi. Par l'exportation des modèles étudiés à des environnements de simulation (Adams par exemple), nous pouvons réaliser des simulations de fonctionnement des machines modélisées dans la phase de conception préliminaire.

Conclusion générale et Perspectives

Ces travaux de recherche portent sur le développement de méthodologies de conception de machines-outils adaptées au procédé d'usinage des pièces aéronautiques de taille moyenne en titane.

Nous avons mené une étude bibliographique sur les particularités du procédé d'usinage des alliages de titane qui a permis de mettre en évidence les principales limitations par rapport aux autres matériaux. En effet, l'usinage du titane se caractérise par des efforts de coupe élevés, des températures importantes pouvant atteindre les 1000°C à l'interface outil / pièce et de faibles vitesses de coupes à la broche. Les fortes sollicitations mécaniques couplées à des faibles fréquences de rotation de la broche peuvent exciter les modes vibratoires de la structure de la machine. Or, les machines-outils doivent permettre de réaliser un usinage respectant des contraintes de qualité et de productivité. Ainsi, pour que les machines-outils soient appropriées au procédé d'usinage envisagé, il faut prendre en compte les exigences du procédé d'usinage envisagé dès la phase préliminaire de conception.

Dans cette optique, un état de l'art sur les méthodes de conception de machines-outils a permis d'étudier les éléments structuraux d'une machine ainsi que leurs configurations structurales. Ensuite, nous avons étudié les indicateurs des performances et les approches de conception des machines-outils. En fait, la majorité des méthodologies s'intéresse à analyser et à améliorer les performances des anciens modèles de machines-outils. Ces méthodes comptent sur l'expérience et l'intuition des concepteurs pour le choix de la configuration structurale et de l'architecture de la machine à concevoir. Cependant, l'expérience et l'intuition ne garantissent pas que le choix effectué soit optimal. Ainsi pour concevoir une machine-outil à haute rigidité adaptée à l'usinage des pièces aéronautiques, il faut déterminer la configuration structurale et l'arrangement structural associé les plus appropriés dès la phase préliminaire de conception.

La configuration structurale d'une machine-outil caractérise l'agencement de ses axes de translation et de rotation pour le positionnement et l'orientation relatifs de la pièce et de l'outil. Un arrangement structural désigne la solution mécanique adoptée pour la mise en œuvre d'une configuration structurale. Pour cela, deux axes de recherches ont été explorés dans cette thèse. Le premier porte sur le développement d'une méthodologie de synthèse de configurations structurales. Le deuxième concerne la mise en place d'une nouvelle approche de sélection d'architectures de machines-outils dès la phase préliminaire de conception.

En fonction du nombre d'axes N_a que dispose la machine, un code à $N_a + 1$ composantes peut être attribué à chacune de ses configurations structurales possibles. Ces

composantes sont les axes de translation "X, Y ou Z", les axes de rotation "A, B, ou C" tournant respectivement autour de "X, Y et Z", et la partie fixe de la machine : le bâti "O". Ainsi, l'ensemble des codes de configurations structurales peut être généré. La détermination de la configuration structurale la plus appropriée pour une machine-outil est basée sur des indicateurs de performances que nous avons élaborés. Pour évaluer ces indicateurs, nous avons mis en place cinq critères de performances discriminants, évaluant d'une manière qualitative les performances de chaque configuration structurale.

L'application de cette méthodologie de synthèse de configurations structurales pour la conception d'une machine-outil à 5 axes, a permis d'étudier 2160 configurations possibles et d'en sélectionner 32 configurations adéquates pour des procédés d'usinage exigeants comme l'usinage des pièces aéronautiques en titane. L'élimination de plus de 98,5% des solutions en phase préliminaire de conception est un résultat remarquable qui se traduit par un gain énorme en temps d'analyse et d'étude lors des phases avancées de la conception.

Toutefois, le même code de configuration structurale peut être associé à plusieurs arrangements structuraux de machines-outils. L'approche de conception que nous avons proposée consiste à l'analyse quantitative des performances d'architectures ayant un même niveau de rigidité au nez de la broche, mais dont on a optimisé les masses. Cette analyse permet d'identifier les arrangements structuraux adéquats au procédé d'usinage envisagé.

Pour déterminer l'architecture mécanique la plus adaptée à notre besoin d'usinage des pièces aéronautiques en titane, nous avons donc développé une nouvelle approche de sélection d'architecture de machine-outil en phase préliminaire de conception. Pour définir cette approche, chaque typologie de machine est ainsi modélisée par plusieurs sous-structures de forme simplifiée : parallélépipède creux encastré les uns aux autres via leurs surfaces communes. Puis, un processus d'optimisation de la masse totale sous une contrainte de rigidité cible est réalisé par un couplage d'une analyse MEF avec une fonction d'optimisation Matlab. La comparaison de ces valeurs mesurées a permis de classer les structures étudiées et d'en dégager les plus pertinentes pour le procédé d'usinage envisagé.

Des améliorations de cette méthodologie ont été proposées. Nous avons pris en compte les flexibilités des patins assurant les mouvements de translation dans les structures étudiées. Le processus d'optimisation a été affiné en considérant les différentes épaisseurs des faces des parallélépipèdes comme paramètres à optimiser. La pertinence de ces changements a été validée. Nous avons appliqué la méthodologie sur huit arrangements structuraux différents. Le classement des architectures considérées a permis d'identifier trois structures appropriées pour l'usinage des pièces aéronautiques en titane.

L'originalité de ces travaux porte sur le développement de méthodologies de conception préliminaire de machines-outils avec deux points de vue : qualitatif et quantitatif. Nous cherchons à orienter le concepteur de machine-outil dans le choix de la configuration structurale et de l'arrangement structural les mieux appropriés au procédé d'usinage envisagé dès la phase préliminaire de conception.

Les résultats apportés dans cette thèse peuvent être approfondis davantage. En ce qui concerne la méthodologie de sélection des architectures de machines-outils, nous pouvons

étudier des flexibilités des éléments d'entraînement (vis à bille) sur la rigidité des structures. De même pour la modélisation des liaisons de rotation présentes dans la machine. Ainsi, nous pouvons encore affiner la modélisation des machines-outils. De plus, une optimisation de la forme des sous-structures peut être envisageable. En effet, en analysant les différentes épaisseurs des structures optimisées nous pouvons envisager des changements des formes modélisant les sous-structures. Ainsi une optimisation topologique peut être réalisée en phase préliminaire de conception.

Concernant la modélisation des flexibilités des liaisons, une étude approfondie de l'influence du nombre des patins et de leurs dispositions pourrait être envisagée afin d'enrichir la conception préliminaire des machines-outils. Une analyse des performances des structures modélisées durant leurs fonctionnements (mouvements) peut être faite. Par exemple, l'exportation des modèles réalisés vers un environnement de simulation (ADAMS), permettra de modéliser les liaisons et d'introduire les équations instantanées de l'effort de coupe et des mouvements des sous-ensembles de la machine. Cela permettra de réaliser une étude de la machine lors de son fonctionnement dès la phase préliminaire de conception.

Concernant le processus d'optimisation, d'autres formalisations du problème peuvent être adoptées. La définition d'une deuxième contrainte pour définir un seuil pour la première fréquence propre permettrait de rendre le processus plus sévère. D'autre part, maximiser la première fréquence propre de la structure sous une contrainte de rigidité cible sans ou avec une contrainte sur la masse peut être envisageable pour affiner davantage la sélection des arrangements structuraux de machines-outils.

Ainsi, ces travaux de thèse permettent d'appréhender et d'améliorer le processus de conception de machines-outils. La particularité de ces travaux est que la méthodologie de conception déployée traite la phase préliminaire de la conception des machines-outils afin de garantir un choix optimal pour la configuration structurale et pour l'arrangement structural de la future machine. Alors ces travaux participent à l'évolution des méthodologies de conception des nouvelles machines d'usinage.

Ces travaux de thèse ont ouvert plusieurs voies d'amélioration et de recherche qui permettent de guider la conception de nouvelles générations de machines-outils.

Bibliographie

- [GSM, 2018] (2018). Gs m30r serial.
- [Abdel-Aal et al., 2009] Abdel-Aal, H., Nouari, M., and El Mansori, M. (2009). Influence of thermal conductivity on wear when machining titanium alloys. Tribology International, 42(2) :359–372.
- [Abele and Fröhlich, 2008] Abele, E. and Fröhlich, B. (2008). High speed milling of titanium alloys. Advances in Production Engineering & Management, 3(3) :131–140.
- [AFNOR, 1995] AFNOR (1995). Nomenclature des axes et des mouvements pour la commande numérique des machines (z68-020/projet).
- [Altintas et al., 2005] Altintas, Y., Brecher, C., Weck, M., and Witt, S. (2005). Virtual machine tool. CIRP Annals-manufacturing technology, 54(2) :115–138.
- [Altintas and Cao, 2005] Altintas, Y. and Cao, Y. (2005). Virtual design and optimization of machine tool spindles. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 54(1) :379–382.
- [Ansoategui et al., 2017] Ansoategui, I., Campa, F. J., López, C., and Díez, M. (2017). Influence of the machine tool compliance on the dynamic performance of the servo drives. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 90(9-12) :2849–2861.
- [ANSYS, 2018] ANSYS, I. (2018). Mechanical apdl modeling and meshing guide. <https://www.ansys.com/>.
- [Barlier, 1993] Barlier, C. (1993). Mémotech génie mécanique.
- [Bianchi et al., 1996] Bianchi, G., Paolucci, F., Van den Braembussche, P., Van Brussel, H., and Jovane, F. (1996). Towards virtual engineering in machine tool design. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 45(1) :381–384.
- [Bohez, 2002] Bohez, E. L. (2002). Five-axis milling machine tool kinematic chain design and analysis. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 42(4) :505–520.
- [Bonnemains, 2009] Bonnemains, T. (2009). Etude du comportement mécanique des machines outils à structure parallèle en usinage grande vitesse. PhD thesis, Université Blaise Pascal-Clermont-Ferrand II.
- [Bouzgarrou, 2001] Bouzgarrou, B. C. (2001). Conception et modélisation d'une machine-outil architecture hybride pour l'UTGV. PhD thesis, Institut Français de Mécanique Avancée et Université Blaise Pascal.
- [Brian E and Froes, 2002] Brian E, H. and Froes, F. S. (2002). Lowering the cost of titanium. The AMPTIAC Quarterly, Volume 6, Number 2.
- [Cao and Altintas, 2007] Cao, Y. and Altintas, Y. (2007). Modeling of spindle-bearing and machine tool systems for virtual simulation of milling operations. International Journal of machine tools and manufacture, 47(9) :1342–1350.

-
- [Čekić et al., 2013] Čekić, A., Begić-Hajdarević, Đ., and Kulenović, M. (2013). Effect of the cutting parameters on cutting forces in high speed face milling. Tehnički vjesnik, 20(5) :775–780.
- [Chanal, 2006] Chanal, H. (2006). Etude de l’emploi des machines outils à structure parallèle en usinage. PhD thesis, Université Blaise Pascal-Clermont-Ferrand II.
- [Chanal et al., 2006] Chanal, H., Duc, E., and Ray, P. (2006). A study of the impact of machine tool structure on machining processes. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 46(2) :98–106.
- [Chandgude and Patil, 2014] Chandgude, S. and Patil, S. (2014). Evaluation of structural geometry for mini milling machine by boolean-algebra technique. 5th International & 26th All India Manufacturing Technology, Design and Research Conference (AIMTDR 2014) December 12th–14th, 2014, IIT Guwahati, Assam, India.
- [Chen, 2001] Chen, F. (2001). On the structural configuration synthesis and geometry of machining centres. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science, 215(6) :641–652.
- [Cheng and Huo, 2009] Cheng, K. and Huo, D. (2009). Basic concepts and theory. In Machining Dynamics, pages 7–20. Springer.
- [CMW, 2005] CMW (2005). Mécanique de précision ugv : hexapode cmw. CD Rom distribué au salon de la machine outil, Lyon.
- [Combres, 1999] Combres, Y. (1999). Propriétés du titane et de ses alliages. Techniques de l’ingénieur. Matériaux métalliques, (M557) :M557–1.
- [Company, 2000] Company, O. (2000). Machines-outils rapides rapides à structure parallèle. Méthodologie de conception, applications et nouveaux concepts. PhD thesis, UNIVERSITE MONTPELLIER II.
- [Coroni and Croitoru, 2014] Coroni, D.-A. and Croitoru, S.-M. (2014). Prediction of cutting forces at 2d titanium machining. Procedia Engineering, 69 :81–89.
- [Danhaive and Mueller, 2015] Danhaive, R. A. and Mueller, C. T. (2015). Combining parametric modeling and interactive optimization for high-performance and creative structural design. In Proceedings of IASS Annual Symposia, volume 2015, pages 1–11. International Association for Shell and Spatial Structures (IASS).
- [de Lacalle and Lamikiz, 2009] de Lacalle, L. N. L. and Lamikiz, A. (2009). Machine tools for removal processes : A general view. In Machine Tools for High Performance Machining, pages 1–45. Springer.
- [Delolme, 2017] Delolme, L. (2017). Optimisation multicritères de gammes d’usinages. PhD thesis, Clermont Auvergne.
- [Deneffle, 2017] Deneffle, R. (2017). Définition d’une méthodologie d’allègement de structures sous contrainte de rigidité fonctionnelle, cas d’une machine-outil. PhD thesis, Clermont Auvergne.
- [DesignTech, 2018] DesignTech (2018). Modélisation paramétrique.
- [DMG-Mori, 2018] DMG-Mori (2018). Centre d’usinage dmc 210 u. <https://fr.dmgmori.com/produits/machines/fraisage/fraisage-5-axes/dmc-portal/dmc-210-u>. disponible sur internet le 19/10/2018.
- [Duc, 2006] Duc, E. (2006). Intégration géométrique du processus de fabrication des pièces usinées. PhD thesis.
-

-
- [Duc and Hascoët, 2010] Duc, E. and Hascoët, J.-Y. (2010). Usinage à grande vitesse : Technologies, modélisations et trajectoires, chapter 1 Analyse structurelle d'une machine d'usinage, pages 7–11. Dunod.
- [Duc and Lefur, 1997] Duc, E. and Lefur, E. (1997). MACHINES-OUTILS À COMMANDE NUMÉRIQUE : STRUCTURE, MODÉLISATION ET RÉGLAGE. PhD thesis, ENS Cachan.
- [EMC-FRANCE, 2018] EMC-FRANCE (2018). Centre d'usinage par fraisage tournage rectification 6 axes edel rotamill.
- [Ezugwu et al., 2003] Ezugwu, E., Bonney, J., and Yamane, Y. (2003). An overview of the machinability of aeroengine alloys. Journal of materials processing technology, 134(2) :233–253.
- [Ezugwu and Wang, 1997] Ezugwu, E. and Wang, Z. (1997). Titanium alloys and their machinability—a review. Journal of materials processing technology, 68(3) :262–274.
- [Fives, 2018] Fives (2018). Centres d'usinage. <https://metal-cutting-composites.fivesgroup.com/fr/produits/fraisage/centres-dusinage/centres-dusinage-horizontal-4-axes/centres-dusinage-horizontal-4-axes.html>. disponible sur internet le 19/10/2018.
- [French et al., 1985] French, M. J., Gravdahl, J., and French, M. (1985). Conceptual design for engineers. Springer.
- [Gauchia et al., 2010] Gauchia, A., Diaz, V., Boada, M., and Boada, B. (2010). Torsional stiffness and weight optimization of a real bus structure. International Journal of Automotive Technology, 11(1) :41–47.
- [Geldart et al., 2003] Geldart, M., Webb, P., Larsson, H., Backstrom, M., Gindy, N., and Rask, K. (2003). A direct comparison of the machining performance of a variacx 5 axis parallel kinetic machining centre with conventional 3 and 5 axis machine tools. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 43(11) :1107–1116.
- [Gely, 2017] Gely, B. (2017). Modélisation du comportement dynamique d'un plancher vibrant : interaction avec le milieu granulaire. PhD thesis, Université Blaise Pascal / SIGMA Clermont.
- [Ghani et al., 2013] Ghani, J. A., Haron, C. H. C., Hamdan, S. H., Said, A. Y. M., and Tomadi, S. H. (2013). Failure mode analysis of carbide cutting tools used for machining titanium alloy. Ceramics International, 39(4) :4449–4456.
- [Giudicelli, 2008] Giudicelli, C. (2008). Organisation Qualité en production aéronautique. AFNOR.
- [Graham and Slocum, 2005] Graham, M. and Slocum, A. (2005). Product development by deterministic design. In 1st Annual CDIO Conference, Queen's University.
- [Graham et al., 2007] Graham, M., Slocum, A., and Sanchez, R. M. (2007). Teaching high school students and college freshmen product development by deterministic design with prep. Journal of Mechanical Design, 129(7) :677–681.
- [Graham, 2006] Graham, M. M. (2006). Teaching product development by deterministic design. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology.
- [Halila et al., 2017] Halila, F., Fauvin, V., and Polmard, A. (2017). Algorithmes d'optimisation topologique pour l'allègement des poutres en pmh de la caisse-en-blanc en utilisant un couplage entre matlab et ansys. In M1-Mini-symposium Recherche et Industrie : La recherche en Mécanique dans les secteurs du transport. AFM, Association Française de Mécanique.
-

-
- [Heisel et al., 2011] Heisel, U., Pasternak, S., Storchak, M., and Solopova, O. (2011). Optimal configurations of the machine tool structure by means of neural networks. Production Engineering, 5(2) :219–226.
- [Henriques, 2009] Henriques, V. A. (2009). Titanium production for aerospace applications. Journal of aerospace technology and management, 1(1) :7–17.
- [Henriques et al., 2005] Henriques, V. A. R., Campos, P. P. d., Cairo, C. A. A., and Bressiani, J. C. (2005). Production of titanium alloys for advanced aerospace systems by powder metallurgy. Materials Research, 8(4) :443–446.
- [Hung et al., 2011] Hung, J.-P., Lai, Y.-L., Lin, C.-Y., and Lo, T.-L. (2011). Modeling the machining stability of a vertical milling machine under the influence of the preloaded linear guide. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 51(9) :731–739.
- [Inagaki et al., 2014] Inagaki, I., Takechi, T., Shirai, Y., and Ariyasu, N. (2014). Application and features of titanium for the aerospace industry. Nippon Steel & Sumitomo Metal Technical Report, 106 :22–27.
- [Ishizawa et al., 1991] Ishizawa, H., Yamada, M., Tanaka, D., and Kishinami, T. (1991). Form shaping function model of 5-axis machine tools. In 5th Sapporo International Computer Graphics Symposium, pages 1–6.
- [ISO, 1994] ISO (1994). ISO 5725-1 : 1994 : Accuracy (Trueness and Precision) of Measurement Methods and Results-Part 1 : General Principles and Definitions. International Organization for Standardization Geneva, Switzerland.
- [JCGM, 2008] JCGM (2008). International vocabulary of metrology—basic and general concepts and associated terms (vim)(vocabulaire international de métrologie—concepts fondamentaux et généraux et termes associés (vim)).
- [Kim and Sarma, 2002] Kim, T. and Sarma, S. E. (2002). Toolpath generation along directions of maximum kinematic performance; a first cut at machine-optimal paths. Computer-Aided Design, 34(6) :453–468.
- [Knuth, 2018] Knuth, M. T. (2018). Cnc lathe by knuth machine tools.
- [Koenigsberger and Tlustý, 2016] Koenigsberger, F. and Tlustý, J. (2016). Machine tool structures. Elsevier.
- [Kono et al., 2010a] Kono, D., Lorenzer, T., Weikert, S., and Wegener, K. (2010a). Comparison of rigid body mechanics and finite element method for machine tool evaluation.
- [Kono et al., 2010b] Kono, D., Lorenzer, T., Weikert, S., and Wegener, K. (2010b). Evaluation of modelling approaches for machine tool design. Precision Engineering, 34(3) :399–407.
- [Krishnaraj et al., 2014] Krishnaraj, V., Samsudeensadham, S., Sindhumathi, R., and Kuppan, P. (2014). A study on high speed end milling of titanium alloy. Procedia Engineering, 97 :251–257.
- [Kroll et al., 2011] Kroll, L., Blau, P., Wabner, M., Frieß, U., Eulitz, J., and Klärner, M. (2011). Lightweight components for energy-efficient machine tools. CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 4(2) :148–160.
- [Lajili et al., 2017] Lajili, M., Chanal, H., Bouzgarrou, C., and Duc, E. (2017). Méthodologie de choix d’une architecture de machine-outil 5 axes pour l’usinage du titane. S8-Usine du Futur : conception intégrée et fabrication avancée.
-

-
- [Lajili et al., 2018] Lajili, M., Chanal, H., Bouzgarrou, C., and Duc, E. (2018). A new approach for machine-tool architecture selection at preliminary design stage. In Springer, editor, Advances on Mechanics, Design Engineering and Manufacturing II, volume Lecture Notes in Mechanical Engineering series.
- [Lauroz, 2001] Lauroz, R. (2001). Modélisation du comportement en rigidité statique et établissement de règles de conception des machines outg. These de Doctorat, Institut Français de Mécanique Avancée et Université Blaise Pascal.
- [Li et al., 2012] Li, B., Hong, J., Wang, Z., Wu, W., and Chen, Y. (2012). Optimal design of machine tool bed by load bearing topology identification with weight distribution criterion. Procedia CIRP, 3 :626–631.
- [Li et al., 2001] Li, H., Liu, K., and Li, X. (2001). A new method for determining the undeformed chip thickness in milling. Journal of Materials Processing Technology, 113(1-3) :378–384.
- [Maglie, 2012] Maglie, P. (2012). Parallelization of Design and Simulation : Virtual Machine Tools in Real Product Development. PhD thesis, ETH Zurich.
- [Maj and Bianchi, 2005] Maj, R. and Bianchi, G. (2005). Mechatronic analysis of machine tools. In 9th SAMTECH Users Conference, pages 2–3.
- [Marinov, 2006] Marinov, V. (2006). Manufacturing technology. Cutting Temperature, 74.
- [Mekid, 2008] Mekid, S. (2008). 4 design strategies and machine key-components. Introduction to Precision Machine Design and Error Assessment, page 129.
- [Merlet, 1997] Merlet, J.-P. (1997). Les robots parallèles. Hermes.
- [Mori et al., 2008] Mori, M., Piner, Z. I., Ding, K., and Hansel, A. (2008). Virtual evaluation for machine tool design. In ASME 2008 9th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, pages 489–493. American Society of Mechanical Engineers.
- [Moussaoui, 2013] Moussaoui, K. (2013). Influence de l’usinage sur la durée de vie en fatigue de pièces aéronautiques en alliage de titane. PhD thesis, Université de Toulouse, Université Toulouse III-Paul Sabatier.
- [Niknam et al., 2014] Niknam, S. A., Khettabi, R., and Songmene, V. (2014). Machinability and machining of titanium alloys : a review. In Machining of titanium alloys, pages 1–30. Springer.
- [Nouari and Makich, 2014] Nouari, M. and Makich, H. (2014). On the physics of machining titanium alloys : interactions between cutting parameters, microstructure and tool wear. Metals, 4(3) :335–358.
- [Nowak and Jastrzębski, 2012] Nowak, M. and Jastrzębski, D. (2012). Selection of kinematic structure for portable machine tool. Advances in Manufacturing Science and Technology, 36(1) :33–45.
- [Olarra et al., 2009] Olarra, A., Uriarte, L., and de Argandoña, I. R. (2009). New developments in drives and tables. In Machine Tools for High Performance Machining, pages 129–158. Springer.
- [Pateloup, 2011] Pateloup, S. (2011). Modélisations et aptitudes à l’emploi des machines-outils à structure parallèle : vers une optimisation dirigée du processus. PhD thesis, Université Blaise Pascal-Clermont-Ferrand II.
-

-
- [Patil Manish and Mishra, 2015] Patil Manish, S. and Mishra, H. (2015). Selection of layout structure geometry for mini milling machine by using boolean-algebra method. International Engineering Research Journal Page No 912-916.
- [Peters et al., 2003] Peters, M., Kumpfert, J., Ward, C. H., and Leyens, C. (2003). Titanium alloys for aerospace applications. Advanced Engineering Materials, 5(6) :419–427.
- [Ponche, 2013] Ponche, R. (2013). Méthodologie de conception pour la fabrication additive, application à la projection de poudres. PhD thesis, Ecole Centrale de Nantes (ECN).
- [Pons et al., 2003] Pons, J., Rodriguez, H., Fernandez, J., Villegas, M., and Seco, F. (2003). Parametrical optimisation of ultrasonic motors. Sensors and Actuators A : Physical, 107(2) :169–182.
- [Portman et al., 2015] Portman, V., Chapsky, V., Shneor, Y., and Ayalon, E. (2015). Machine stiffness rating : Characterization and evaluation in design stage. Procedia CIRP, 36 :111–116.
- [Pramanik and Littlefair, 2015] Pramanik, A. and Littlefair, G. (2015). Machining of titanium alloy (ti-6al-4v)—theory to application. Machining science and technology, 19(1) :1–49.
- [Pritschow et al., 2002] Pritschow, G., Eppler, C., and Garber, T. (2002). Influence of the dynamic stiffness on the accuracy of pkm. In Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pages 313–333.
- [Rivin, 1999] Rivin, E. (1999). Stiffness and damping in mechanical design. CRC Press.
- [Sandvik, 2018a] Sandvik (2018a). Matières à usiner, la force de coupe spécifique. [En ligne ; Page disponible le 22-mars-2018].
- [Sandvik, 2018b] Sandvik (2018b). Structures aéronautiques, solutions d’usinage de pièces complètes. [En ligne ; Page disponible le 19-mars-2018].
- [Schneeberger, 2018] Schneeberger (2018). guidages linéaires schneeberger. <https://www.schneeberger.com/fr/fr/>.
- [Shneeberger, 2018] Shneeberger (2018). High-performance profiled guideways. www.schneeberger.com. disponible en ligne le 15/10/2018.
- [Slavković et al., 2015] Slavković, R., Veg, A., Dučić, N., Slavković, N., Baralić, J., and Miličević, I. (2015). Rigid body dynamics in optimization of the machine tool vibroisolation. Technical gazette, 22(1).
- [Stephenson and Agapiou, 2016] Stephenson, D. A. and Agapiou, J. S. (2016). Metal cutting theory and practice. CRC press.
- [Suh, 2001] Suh, H. (2001). Axiomatic Design : advances and applications MIT-Pappalardo series in Mechanical Engineering. Oxford University Press, USA Google Scholar.
- [Suh, 1990] Suh, N. P. (1990). The principles of design. Number 6. Oxford University Press on Demand.
- [Suh, 1998] Suh, N. P. (1998). Axiomatic design theory for systems. Research in engineering design, 10(4) :189–209.
- [Szwengier et al., 2012] Szwengier, G., Jastrzębski, D., Pawełko, P., and Majda, P. (2012). The selection of milling machine geometric-kinematic structure-preliminary selection of structure variants. Archives of Mechanical Technology and Automation, 32(1) :65–76.
-

-
- [Taguchi et al., 2005] Taguchi, G., Chowdhury, S., Wu, Y., et al. (2005). Taguchi's quality engineering handbook, volume 1736. Wiley Online Library.
- [Taisuke, 2004] Taisuke, H. (2004). Quality management systems—process validation guidance. The Global Harmonization Task Force, 2 :1–34.
- [Tapia, 2016] Tapia, J. G. (2016). Modélisation et identification géométrique de robots utilisés pour des opérations d'usinage. PhD thesis, Université Blaise Pascal-Clermont-Ferrand II.
- [Taylor, 1998] Taylor, W. A. (1998). Methods and tools for process validation. Applied Statistics for Engineers and Quality in the FDA Regulated Industries.
- [titane.asso, 2018] titane.asso (2018). Association française du titane. <https://www.titane.asso.fr/>. article disponible en ligne le 28/10/2018.
- [Tlusty et al., 2000] Tlusty, J., Ziegert, J. C., and Ridgeway, S. (2000). A comparison of stiffness characteristics of serial and parallel machine tools. Journal of Manufacturing Processes, 2(1) :67.
- [Tournier et al., 2010] Tournier, C. et al. (2010). Usinage à grande vitesse. Dundon, Paris, France.
- [TRICEPT, 2003] TRICEPT, S. (2003). Compagny presentation 03 :03,. CD Rom distribué à l'EMO, Milan.
- [Tutunea-Fatan and Feng, 2004] Tutunea-Fatan, O. R. and Feng, H.-Y. (2004). Configuration analysis of five-axis machine tools using a generic kinematic model. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 44(11) :1235–1243.
- [Vigneau, 1999] Vigneau, J. (1999). Usinage des matériaux aéronautiques à faible usinabilité. Ed. Techniques Ingénieur.
- [Vragov, 1978] Vragov, J. (1978). Analiz komponovok metallorežuščih stankov. Osnovy komponentiki, Moskva, Mašinostroenie.
- [Wagner, 2011] Wagner, V. (2011). Amélioration de la productivité en usinage d'un titane réfractaire : le Ti5553. PhD thesis, INPT.
- [Xie et al., 2009] Xie, C., Zhang, W., and He, X. (2009). Kinematic analysis and post-processing algorithm research for 5-axis cnc machine tools with a universal head. In Industrial Engineering and Engineering Management, 2009. IEEM 2009. IEEE International Conference on, pages 2309–2313. IEEE.
- [Xydias et al., 2005] Xydias, N., Tsi, D., Gurevich, V., Krichever, M., and Kao, I. (2005). Dynamic taguchi methods and parameter design as applied in barcode scanning and scanners. Concurrent Engineering, 13(1) :69–80.
- [Ye et al., 2017] Ye, B., Xiao, W., Mao, K., and Li, B. (2017). Hybrid analytic-experimental modeling for machine tool structural dynamics. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 90(5-8) :1679–1691.
- [Zaeh et al., 2004] Zaeh, M., Oertli, T., and Milberg, J. (2004). Finite element modelling of ball screw feed drive systems. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 53(1) :289–292.
- [Zatarain et al., 1998] Zatarain, M., Lejardi, E., Egana, F., and Bueno, R. (1998). Modular synthesis of machine tools. Cirp Annals, 47(1) :333–336.
- [Zhou et al., 2016] Zhou, L., Li, J., Li, F., Meng, Q., Li, J., and Xu, X. (2016). Energy consumption model and energy efficiency of machine tools : a comprehensive literature review. Journal of Cleaner Production, 112 :3721–3734.
-

- [Zirn, 2008] Zirn, O. (2008). Machine tool analysis–modelling, simulation and control of machine tool manipulators. A Habilitation Thesis, ETH Zürich.
- [Zulaika et al., 2011] Zulaika, J., Campa, F., and De Lacalle, L. L. (2011). An integrated process–machine approach for designing productive and lightweight milling machines. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 51(7-8) :591–604.

Méthodologies de conception préliminaire de machines-outils : application à l'usinage des pièces aéronautiques en titane

Résumé :

Les exigences de productivité et de qualité dans l'industrie aéronautique imposent d'avoir des machines-outils optimisées en termes de précision, de cinématique et de dynamique. L'objectif des travaux de recherche menés est de proposer de nouvelles méthodologies de conception de machines-outils à haute rigidité pour l'usinage des pièces aéronautiques en titane. Dans un premier temps, la problématique du choix de la configuration structurale la plus adéquate au procédé d'usinage envisagé est traitée en proposant une méthode de synthèse et de sélection basée sur des critères qualitatifs. L'analyse des performances des différentes configurations structurales relatives aux critères qualitatifs adoptés permet de les classer. Les résultats obtenus ont permis d'aboutir à un ensemble restreint de configurations structurales de machines-outils adéquates au procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane. Pour compléter cette méthode, il est alors nécessaire de développer une approche d'analyse quantitative des arrangements structuraux relatifs à chaque configuration structurale. Dans un second temps, une nouvelle approche de sélection des arrangements structuraux de machines-outils est développée. Cette approche consiste tout d'abord à élaborer des modèles réduits des structures de machines-outils considérées. Ensuite, nous mettons en œuvre une optimisation paramétrique en vue de minimiser la masse totale des structures mécaniques de ces machines tout en respectant une contrainte de rigidité cible. Cette optimisation est réalisée par un couplage entre MATLAB et ANSYS APDL. Enfin, le classement des arrangements structuraux selon leurs performances met en évidence ceux les plus appropriés au procédé d'usinage des pièces aéronautiques en titane. Alors ces travaux participent à l'évolution des méthodologies de conception des nouvelles machines d'usinage.

Mots-clés : machine-outil, usinage du titane, configuration structurale, arrangement structural, haute rigidité, optimisation paramétrique, couplage analyse MEF - optimisation.

Preliminary design methodologies for machine tools : Application for the machining of titanium aeronautical parts

Abstract :

Productivity and quality requirements in the aerospace industry require optimized machine tools in terms of precision, kinematics and dynamics. The objective of this thesis is to propose new methodologies for the design of highly stiffened machine tools for machining titanium aeronautical parts. First, the issue of choosing the most appropriate structural configuration for the machining process is handled by proposing a synthesis and selection method based on qualitative criteria. The performance analysis of the different structural configurations relative to the adopted qualitative criteria makes it possible to classify them. The results obtained have led to a limited set of structural configurations of machine tools suitable for the process of machining titanium aeronautical parts. To complete this method, it is then necessary to develop an approach for quantitative analysis of the structural arrangements corresponding for each structural configuration. In a second step, a new approach for the selection of structural arrangements of machine tools is developed. This approach consists firstly in developing reduced models of considered machine tool structures. Then, we implement a parametric optimization in order to minimize the total mass of the mechanical structures of these machines while under the constraint of a target stiffness. This optimization is achieved by coupling MATLAB and ANSYS APDL. Finally, the classification of structural arrangements according to their performance highlights those most appropriate for the process of machining titanium aeronautical parts. This work contributes to the evolution of design methodologies for new machining machines.

Keywords : machine-tool, titanium machining, structural configuration, structural arrangement, high Stiffness, parametric optimization, MEF analysis – optimization coupling.

