



**Université de Batna 2 – Mostefa Ben Boulaïd**  
**Faculté de Technologie**  
**Département de GENIE MECANIQUE**



**Thèse**

Présentée pour l'obtention du titre de :  
**Docteur en Sciences en GENIE MECANIQUE**  
**Option : CONSTRUCTION MECANIQUE**

Sous le Thème :

**Etude- Modélisation et simulation des phénomènes  
vibratoires en fraisage de finition des plaques minces**

Présentée par :

**AZOUI CHERIFA**

**Devant le jury composé de :**

Dr. MAZOUZ Hammoudi	Prof.	Université de Batna 2 - MB	Président
Dr. BENMOHAMMED Brahim	Prof.	Université de Batna 2- MB	Rapporteur
Dr. MANAA Rabah	MCA	Université de Batna 2 - MB	Examineur
Dr. BOUCHELAGHEM A/Aziz Mahmoud	Prof.	Université Mokhtar BADJI – Annaba	Examineur
Dr. HECINI Mabrouk	Prof.	Université Mohamed KHIEDHER – Biskra	Examineur
Dr. BELLOUFI Abderrahim	MCA	Université Kasdi MERBAH - Ouargla	Examineur

**Soutenue le 20/05/2021**

## *Remerciements*

Je remercie d'abord ALLAH le tout puissant qui m'a guidé et qui m'a donné la force et la volonté pour réaliser ce travail.

Je voudrais remercier très vivement les membres du jury pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'examiner cette thèse et pour l'intérêt qu'ils ont bien voulu porter à ce travail.

Je remercie mon Directeur de thèse, Monsieur BENMOHAMMED Brahim, Professeur à l'Université Batna 2–Mostefa Ben Boulaïd, pour avoir accepté de diriger ce travail avec beaucoup de disponibilité et d'efficacité, pour m'avoir fait partager son expérience, pour les conseils et les encouragements qu'il a su me prodiguer pendant toute la durée de ce travail.

J'adresse de chaleureux remerciements à mes amies, spécialement à Fédali Saida qui m'a toujours encouragé.

Rien n'aurait été possible sans la présence et le soutien de ma famille, mes frères et mes sœurs.

## Table des matières

	<u>Pages</u>
<b>Introduction générale.....</b>	<b>1</b>
 <b>Chapitre I :</b> <b>Généralités sur l'usinage à grande vitesse (UGV) et l'utilisation en</b> <b>fraisage des parois minces</b>	
<b>I.1 Introduction.....</b>	<b>6</b>
<b>I.2 Définition de l'usinage à grande vitesse (UGV).....</b>	<b>7</b>
<b>I.3 Applications de l'usinage à grande vitesse (UGV).....</b>	<b>8</b>
<i>I.3.1 L'industrie aéronautique.....</i>	<i>9</i>
<i>I.3.2 Matrices de moulage sous haute pression.....</i>	<i>9</i>
<i>I.3.2 Matrices de forgeage .....</i>	<i>10</i>
<b>I.4 Les caractéristiques de l'usinage à grande vitesse .....</b>	<b>10</b>
<b>I.5 Avantages de l'usinage à grande vitesse (UGV).....</b>	<b>11</b>
<b>I.6 Inconvénients de l'usinage à grande vitesse.....</b>	<b>12</b>
<b>I.7 Le processus de fraisage .....</b>	<b>13</b>
<b>I. 8 Paramètres typiques du fraisage.....</b>	<b>15</b>
<b>I.9 Vibrations dans le processus de fraisage.....</b>	<b>18</b>
<i>I.9.1 vibrations libres.....</i>	<i>19</i>
<i>I.9.2 Vibrations forcées .....</i>	<i>19</i>
<i>I.9.3 Vibrations auto-excitées.....</i>	<i>20</i>
<b>I.10 Phénomène de Broutement .....</b>	<b>21</b>
<b>I.11 Usinage des Parois minces.....</b>	<b>23</b>
<b>I.12 Définition du composant à paroi mince.....</b>	<b>25</b>
<b>I.13. Les pièces monolithiques à parois minces (toile et nervure).....</b>	<b>28</b>

<i>I.13.1 Importance</i> .....	28
<i>I.13.2 Défis</i> .....	28
<b>I.14. Usinage des composants minces latéraux et de fonds des poches</b> .....	29
<i>I.14.1 Particularités et problèmes de l'usinage à grande vitesse des parois minces</i> ...	30
<i>I.14.2 Stratégies du fraisage des parois minces</i> .....	31
<b>I.15 L'usinage de finition de parois minces</b> .....	35
<i>I.15.1 Facteurs influençant la finition</i> .....	35
<i>I.15.2 Conseils pour un usinage de finition réussi</i> .....	35
<b>I.16 Problèmes rencontrés en fraisage des structures à parois minces</b> .....	37
<b>Conclusions</b> .....	37

## Chapitre II :

### Etat de l'art sur les méthodes de simulation de la stabilité du fraisage

<b>II.1 Introduction</b> .....	40
<b>II.2 La méthode d'approximation d'ordre zéro (Méthode d'Altintas et Budak)</b> ....	41
<b>II.3 La méthode du domaine temporel (DT)</b> .....	43
<b>II.4 La méthode de semi discrétisation (SD)</b> .....	45
<b>II.5 Méthode de discrétisation complète (DC)</b> .....	52
<b>III.6 Conclusions</b> .....	60

## Chapitre III :

### Modélisation du fraisage des parois minces

<b>III.1 Introduction</b> .....	62
---------------------------------	----

<b>III.2</b>	<b>Modèle à un seul degré de liberté (1 DDL)</b> .....	<b>63</b>
<i>III.2.1</i>	<i>La méthode d'approximation d'ordre zéro (AOZ)</i> .....	<i>66</i>
<i>III.2.2</i>	<i>La méthode de semi discrétisation (SD)</i> .....	<i>68</i>
<i>III.2.3</i>	<i>La méthode de discrétisation complète (DC)</i> .....	<i>70</i>
<b>III.3</b>	<b>Modèle à deux degrés de liberté (2 DDLs)</b> .....	<b>73</b>
<i>III.3.1</i>	<i>La méthode d'approximation d'ordre zéro (AOZ)</i> .....	<i>74</i>
<i>III.3.2</i>	<i>La méthode de semi discrétisation (SD)</i> .....	<i>79</i>
<i>III.3.3</i>	<i>La méthode de discrétisation complète (DC)</i> .....	<i>83</i>
<i>III.3.4</i>	<i>La méthode du domaine temporel (DT)</i> .....	<i>85</i>
<b>III.4</b>	<b>Cas de pièce-outil flexibles</b> .....	<b>91</b>
<i>III.4.1</i>	<i>Pièce- outil flexibles selon un seul axe</i> .....	<i>93</i>
<i>III.4.2</i>	<i>Pièce- outil flexibles selon deux axes X et Y</i> .....	<i>95</i>
<b>III.5</b>	<b>Conclusions</b> .....	<b>97</b>

## Chapitre IV :

### Les résultats de simulation

<b>IV.1.</b>	<b>Introduction</b> .....	<b>99</b>
<b>IV.2.</b>	<b>Etude de la stabilité d'une pièce flexible</b> .....	<b>100</b>
<i>IV.2.1.</i>	<i>Modèle à un seul degré de liberté (1 DDL)</i> .....	<i>100</i>
	<i>Pièce 1</i> .....	<i>101</i>
	<i>Pièce 2</i> .....	<i>108</i>
	<i>Pièce 3</i> .....	<i>112</i>
<i>IV.2.2</i>	<i>Modèle à deux degrés de liberté (2 DDLs)</i> .....	<i>116</i>
<i>IV.2.2.1</i>	<i>Etude de l'influence de l'angle d'hélice</i> .....	<i>118</i>
	<i>a- Angle d'hélice constant</i> .....	<i>118</i>
	<i>b- Angle d'hélice variable</i> .....	<i>121</i>
<i>IV.2.2.2</i>	<i>Etude de l'influence de l'espacement des dents</i> .....	<i>122</i>

<i>V.2.2.3. Etude de l'influence de l'avance par dent.....</i>	<i>124</i>
<b>IV.3. Conclusions.....</b>	<b>126</b>
<b>Conclusion générale et perspectives .....</b>	<b>129</b>
<b>Références bibliographiques.....</b>	<b>132</b>

## Listes des figures

*Pages*

### Listes des figures du chapitre I

<b>Figure I.1.</b> Les vitesses de coupe en UGV pour différents matériaux.....	11
<b>Figure I.2.</b> Processus du fraisage.....	14
<b>Figure I.3.</b> Présentation du processus de fraisage.....	15
<b>Figure I.4.</b> Le diagramme-bloc de la dynamique du broutement.....	16
<b>Figure I.5.</b> Description du fraisage en opposition (up milling) et en avalant (down milling).....	17
<b>Figure I.6.</b> Géométrie du processus de fraisage.....	17
<b>Figure I.7.</b> Génération du copeau durant les vibrations d'un système de fraisage à 2DDLs.....	18
<b>Figure I.8.</b> Différents types de vibrations.....	18
<b>Figure I.9.</b> Détail d'une surface usinée.....	21
<b>Figure I.10.</b> Exemples des pièces à parois minces .....	24
<b>Figure I.11.</b> Présentation de l'approche descendante de la profondeur de coupe axial..	33
<b>Figure I.12.</b> Présentation de l'approche progressive de la profondeur de coupe radiale	34
<b>Figure I.13.</b> Passes d'ébauche et de finition.....	36

### Listes des figures du chapitre II

<b>Figure II.1.</b> Lobes de stabilité pour un système à 1DDL par la méthode d'AOZ.....	42
<b>Figure II.2.</b> Le tracé de lobes de stabilité et des forces de coupe par la méthode de domaine temporel (PTP).....	45
<b>Figure II.3.</b> Approximation du terme retardé.....	48
<b>Figure II.4.</b> Lobes de stabilité pour un système à 1DDL : méthodes (SD et DC).....	51
<b>Figure II.5.</b> Comparaison des lobes de stabilité pour un système à 2 DDLs pour différents taux l'engagement.....	59

### Listes des figures du chapitre III

<b>Figure III.1.</b> Exemple d'une pièce à paroi mince en fraisage en bout.....	62
<b>Figure III.2.</b> Modèle dynamique pour une paroi latérale, selon Y : (modèle à 1 ddl)...	63
<b>Figure III.3.</b> Lobes de stabilité calculés par trois Méthodes : (AOZ, SD et DC).....	71
<b>Figure III.4.</b> Parties réelle et imaginaire de la FRF.....	72
<b>Figure III.5.</b> Comparaison des deux modes de fraisage : en avalant et en opposition pour un taux d'engagement de 0.05.....	73
<b>Figure III.6.</b> Modèle dynamique du fraisage à deux degrés de liberté.....	74

<b>Figure III.7.</b> Lobes de stabilité pour un système à deux degrés de liberté obtenus par trois méthodes (SD, DC, AOZ).....	<b>85</b>
<b>Figure III.8.</b> Un exemple de graphe des forces de coupe et des lobes de stabilité.....	<b>90</b>
<b>Figure III.9.</b> Forces de coupe et vibrations dans une zone stable.....	<b>90</b>
<b>Figure. III.10.</b> Forces de coupe et vibrations dans la zone instable "hopf".....	<b>91</b>
<b>Figure III.11.</b> Forces de coupe et vibrations dans la zone instable "flip".....	<b>91</b>
<b>Figure III.12.</b> Outil/pièce flexibles selon l'axe X.....	<b>92</b>
<b>Figure III.13.</b> Outil/pièce flexibles à quatre degrés de liberté.....	<b>92</b>
<b>Figure III.14.</b> Influence du taux d'engagement sur la stabilité d'un système outil-pièce flexibles selon l'axe X par la méthode d'AOZ.....	<b>94</b>
<b>Figure III.15.</b> Parties réelle et imaginaire de la FRF pour un système outil-pièce flexibles.....	<b>94</b>
<b>Figure III.16.</b> Lobes de stabilité pour un système à quatre degrés de liberté.....	<b>95</b>
<b>Figure III.17.</b> Parties réelle et imaginaire de la FRF selon l'axe X.....	<b>96</b>
<b>Figure III.18.</b> Parties réelles et imaginaire de la FRF selon l'axe Y.....	<b>96</b>

#### **Listes des figure chapitre IV**

<b>Figure IV.1.</b> Exemple d'une pièce dans les phases d'ébauche et de finition.....	<b>100</b>
<b>Figure IV.2.</b> Présentation de la pièce 1.....	<b>101</b>
<b>Figure IV.3.</b> Lobes de stabilité pour les trois modes vibratoires : découplé et couplé.....	<b>102</b>
<b>Figure IV.4.</b> Partie réelle et imaginaire de la FRF.....	<b>103</b>
<b>Figure IV.5.</b> Influence des taux d'engagement sur les limites de stabilité.....	<b>104</b>
<b>Figure IV.6.</b> Influence des faibles profondeurs axiales sur les forces de coupe et les vibrations.....	<b>105</b>
<b>Figure IV.7.</b> Comparaison entre l'influence de grands et faibles taux d'engagements sur les limites de stabilité.....	<b>106</b>
<b>Figures IV.8.</b> Influence de faibles taux d'engagement sur les forces de coupe et les vibrations : fraisage en avalant.....	<b>107</b>
<b>Figure IV.9.</b> Influence de grands taux d'engagement sur les forces de coupe et les vibrations : fraisage en avalant.....	<b>107</b>
<b>Figure IV.10.</b> Influence du nombre de dents sur les limites de stabilité.....	<b>108</b>
<b>Figure IV.11.</b> Présentation de la pièce 2.....	<b>108</b>
<b>Figure IV.12.</b> Lobes de stabilité par les trois méthodes : AOZ, SD et DC.....	<b>109</b>
<b>Figure IV.13.</b> Partie réelle et imaginaire de la FRF (pièce 2).....	<b>110</b>
<b>Figure IV.14.</b> Forces de coupe et vibrations de la pièce 2.....	<b>110</b>
<b>Figure IV.15.</b> Lobes de stabilité pour différents modes vibratoires : méthode (SD).....	<b>111</b>
<b>Figure IV.16.</b> Influence du taux d'engagement sur les limites de stabilité.....	<b>112</b>
<b>Figure IV.17.</b> Présentation de la pièce 3.....	<b>112</b>
<b>Figure IV.18.</b> Lobes de stabilité pour la pièce 3 en alliage de Titane par la méthode d'AOZ.....	<b>113</b>
<b>Figure IV.19.</b> Parties réelle et imaginaire de la FRF pour la pièce 3 en Titane.....	<b>114</b>
<b>Figure IV.20.</b> Influence du taux d'engagement sur les limites de stabilité, cas de la pièce 3 en Titane.....	<b>114</b>
<b>Figure IV.21.</b> Influence du taux d'engagement de l'outil sur les forces de coupe et sur les vibrations pour la pièce 3 en Alliage de Titane.....	<b>115</b>



<b>Figure IV.22.</b> Influence des profondeurs axiales sur les forces de coupe et sur les vibrations : pièce 3 en Alliage de Titane.....	<b>115</b>
<b>Figure IV.23.</b> Influence du taux d'engagement sur les limites de stabilité : cas du système à 2 DDLs.....	<b>116</b>
<b>Figure IV.24.</b> Influence du nombre de dents sur les limites de stabilité : cas du système à 2 DDLs.....	<b>117</b>
<b>Figure IV.25.</b> Tracé des lobes et des forces de coupe pour un angle d'hélice=5°.....	<b>118</b>
<b>Figure IV.26.</b> Tracé des lobes et des forces de coupe pour un angle d'hélice=10°.....	<b>118</b>
<b>Figure IV.27.</b> Tracé des lobes et de forces de coupe pour un angle d'hélice=20°.....	<b>119</b>
<b>Figure IV.28.</b> Tracé des lobes et des forces de coupe pour un angle d'hélice=30°...	<b>119</b>
<b>Figure IV.29.</b> Tracé des lobes et des forces de coupe pour un angle d'hélice=35°....	<b>119</b>
<b>Figure IV.30.</b> Tracé des lobes et des forces de coupe pour un angle d'hélice=40°...	<b>120</b>
<b>Figure IV.31.</b> Influence de l'angle d'hélice sur les forces de coupe et les vibrations	<b>120</b>
<b>Figure IV.32.</b> Le tracé des lobes stabilité et des forces de coupe pour un angle d'hélice = [30° 10° 30° 10°].....	<b>121</b>
<b>Figure IV.33.</b> Le tracé des lobes stabilité et des forces de coupe pour un angle d'hélice = [30° 45° 30° 45°].....	<b>121</b>
<b>Figure IV.34.</b> Influence de l'angle d'hélice variable sur les forces de coupe et les vibrations.....	<b>122</b>
<b>Figure IV.35.</b> Exemple d'un outil avec un espacement de dents variable.....	<b>122</b>
<b>Figure IV.36.</b> Le tracé des lobes de stabilité et des forces de coupe pour un outil avec un espacement de dents = [70° 110° 70° 110°].....	<b>123</b>
<b>Figure IV.37.</b> Le tracé des lobes de stabilité et des forces de coupe pour un outil avec un espacement de dents = [83° 97° 83° 97°].....	<b>123</b>
<b>Force IV.38.</b> Influence de l'espacement entre les dents de l'outil sur les forces de coupe et les vibrations.....	<b>124</b>
<b>Figure IV.39.</b> Tracé des lobes de stabilité pour un taux d'avance par dent 0.1 mm/tour/dent.....	<b>125</b>
<b>Figure IV. 40.</b> Tracé des lobes de stabilité pour un taux d'avance par dent 0.075 mm/tour/dent.....	<b>125</b>
<b>Figure IV. 41.</b> Influence de l'avance par dent sur les forces de coupe et les vibrations	<b>126</b>

## Liste des tableaux

	<i>Pages</i>
<b>Tableau.II.1.</b> Paramètres dynamiques pour le tracé des lobes de stabilité des (figures II.1, II.2 et II.4).....	<b>51</b>
<b>Tableau II.2.</b> Caractéristiques dynamiques pour le tracé de la figure II.5.....	<b>58</b>
<b>Tableau III.1.</b> Caractéristiques dynamiques pour le tracé de la figure III.3.....	<b>71</b>
<b>Tableau III.2.</b> Caractéristiques dynamiques de la pièce à deux degrés de liberté (2 DDLs).....	<b>84</b>
<b>Tableau III.3</b> Caractéristiques dynamiques du système outil-pièce flexibles selon l'axe X.....	<b>93</b>
<b>Tableau III.4.</b> Caractéristiques dynamiques du système outil-pièce flexibles selon les axes X et Y.....	<b>95</b>
<b>Tableau IV.1.</b> Paramètres dynamiques de la pièce 1.....	<b>101</b>
<b>Tableau IV.2.</b> Paramètres dynamiques de la pièce 2.....	<b>109</b>
<b>Tableau IV.3.</b> Caractéristiques dynamiques de la pièce 3 en alliage de Titane.....	<b>113</b>

## Nomenclature

UGV : Usinage à grande vitesse

FGV : Fraisage à grande vitesse

EDR : Equation différentielle retardée

EDP : Equation différentielle partielle

DLS : Diagramme de lobes de stabilité

AOZ : Méthode d'approximation d'ordre zéro

DS : Méthode de semi discrétisation

DC : Méthode de discrétisation complète

DT : Méthode du domaine temporel

PTP : Méthode de vibrations maximales par la méthode du domaine temporel « peak to peak »

DDL : Degré de liberté

$\Omega$  : Vitesse de rotation de la broche

$f_z$  : Avance par dent

$A_p$  : Profondeur de coupe axiale

$a$  : Profondeur de coupe radiale

$k_x$  : Raideur selon l'axe X

$k_y$  : Raideur selon l'axe Y

$c_x$  : Coefficient d'amortissement selon l'axe X

$c_y$  : Coefficient d'amortissement selon l'axe Y

$m_x$  : Masse modale selon l'axe X

$m_y$  : Masse modale selon l'axe Y

$\zeta_x$  : Taux d'amortissement selon l'axe X

$\zeta_y$  : Taux d'amortissement selon l'axe Y

$\omega_{nx}$  : Pulsation propre selon l'axe X

$\omega_{ny}$  : Pulsation propre selon l'axe Y

$F_t$  : Force de coupe tangentielle

$F_r$ : Force de coupe radiale

$F_r/F_n$ : Rapport des forces de coupe

$\phi_j(t)$ : L'angle que fait la dent j avec la direction normale y

$h$ : Epaisseur du coupeau

$K_c$ : Coefficient spécifique de coupe

$F$ : Force de coupe

$K_t, K_{te}$ : Coefficients de coupe tangentiels

$K_n, K_{ne}$ : Coefficients de coupe radiaux

$K_a, K_{ae}$ : Coefficient de coupe axiaux

$x$ : Déplacement selon l'axe X

$y$ : Déplacement selon l'axe Y

$A(t)$ : Matrice directionnelle

$A_0(t)$ : Composante moyenne de développement en séries de Fourier

$I$ : Matrice d'identité

$r$ : Nombre d'harmoniques de fréquence de passage d'une dent

$T$ : Période de passage des dents

$T$ : Temps de retard

$P$ : Nombre de discrétisations d'une période

$w_a$ : Coefficient de pondération ( $w_a = \frac{q \Delta t + \frac{\Delta t}{2} - \tau}{\Delta t}$ )

$w_b$ : Coefficient de pondération ( $w_b = \frac{\tau + \frac{\Delta t}{2} - q \Delta t}{\Delta t}$ )

$\Phi$ : Matrice de transition

$N$ : Nombre de dents de l'outil (fraise)

$\omega$ : Pulsation de la force

$\omega_n$ : Pulsation propre outil/pièce

$\omega_c$ : Pulsation du broutement

$r_p$ : Rapport  $\omega/\omega_n$  ou  $\omega_c/\omega_n$

$\Phi_{yy}(\omega)$ : Fonction de transfert/ fonction de réponse

FRF : Fonction de réponse

$G_{yy}(\omega)$  : Partie réelle de  $\Phi_{yy}(\omega)$

$H_{yy}(\omega)$  : Partie imaginaire de  $\Phi_{yy}(\omega)$

$\alpha_{xx}$  : Coefficient directionnel de coupe (xx)

$\alpha_{yy}$  : Coefficient directionnel de coupe (yy)

$\alpha_{xy}$  : Coefficient directionnel de coupe (xy)

$\alpha_{yx}$  : Coefficient directionnel de coupe (yx)

$\phi_{en}$  : Angle d'entrée de l'outil

$\phi_{ex}$  : Angle de sortie de l'outil

$a/D$  : Taux d'engagement de l'outil

$k_r$  : Rapport  $K_n/K_t$

$\psi$  : Phase

$l_b$  : Nombre de lobes

$K_{sxx}$  : Coefficient de force de coupe spécifique (xx)

$K_{syy}$  : Coefficient de force de coupe spécifique (yy)

$K_{sxy}$  : Coefficient de force de coupe spécifique (xy)

$K_{syx}$  : Coefficient de force de coupe spécifique (yx)

$\varepsilon$  : Différence de phase entre les modulations intérieure et extérieur.

$\Lambda$  : Valeur propre de la fonction de transfert

$\Lambda_r$  : Partie réelle de la valeur propre de la fonction de transfert

$\Lambda_i$  : Partie imaginaire de la valeur propre de la fonction de transfert

$K$  : Rapport  $\frac{\Lambda_i}{\Lambda_r}$

$n$  : Direction normale

$dt$  : Pas du temps

$d\phi$  : Incrément de l'angle de coupe

SR : Nombre de pas par révolution de l'outil

$\gamma$  : Angle d'hélice de l'outil

$\chi$  : Angle de retard entre les tranches de la profondeur axiale

## Introduction Générale

Le Fraisage à grande vitesse est une technique de fabrication couramment exploitée pour produire des pièces à haute précision à grand niveau de productivité pour l'industrie des avions, de l'automobile et l'industrie des moules et des matrices. La performance d'un processus de fabrication tel que le fraisage à grande vitesse est limité par l'apparition d'un phénomène d'instabilité appelé broutement, [1].

Le broutement est un phénomène d'instabilité dynamique qui diminue la qualité des pièces et la performance de l'outil de coupe. C'est un adversaire pour les machinistes et aussi l'un des problèmes les plus courants dans la fabrication, [2].

Le phénomène de broutement, fréquemment observé lors de l'usinage des pièces flexibles (carter, voiles minces) [3], est le facteur le plus essentiel qui limite la productivité d'usinage et la précision de la surface usinée. De telles vibrations ont une grande amplitude et entraînent souvent des dommages irréversibles sur la pièce lors de l'étape de finition. Ces vibrations apparaissent en raison de la résonance des fréquences naturelles de la pièce et des harmoniques du spectre des forces de coupe à partir des impacts de passage des dents. Si les fréquences naturelles de la pièce sont connues, on pourrait sélectionner la fréquence de rotation de l'outil, en évitant la résonance sur la phase de planification du processus, [4].

Cependant, de nos jours, en raison de la croissance rapide de la concurrence mondiale pour réduire les coûts et améliorer la précision dimensionnelle accrue des géométries monolithiques et minces exigées par l'industrie aéronautique, la recherche

s'est concentrée sur des modèles prédictifs plus précis et des méthodes d'optimisation des taux d'enlèvement de métal sans broutement, [2].

La simulation du comportement dynamique d'un système usinant conduit à la résolution d'un problème dynamique non-linéaire, [3]. Les modèles de simulation sont des équations différentielles retardés (EDR) avec un espace d'état dimensionnel. Particulièrement en fraisage, l'équation de motivation est une (EDR) avec un coefficient périodique de temps, transformé en un système dimensionnel fini. Selon la théorie de Floquet, les propriétés de stabilité sont déterminées par l'opérateur de monodromie (monodromy operator) du système [2], et l'apparition de broutement peut être visualisée dans des diagrammes de lobes de stabilité (DLS).

Dans un diagramme de lobes de stabilité (DLS) la limite de stabilité du broutement entre une coupe stable (sans broutement) et une coupe instable (avec broutement) est visualisée en termes de vitesse de rotation de la broche et de la profondeur de coupe. En utilisant les informations recueillies dans un (DLS), le machiniste (l'opération sur machine-outil) peut sélectionner un point de fonctionnement sans broutement, [1].

En cas du fraisage des parois minces, la méthode proposée des lobes de stabilité ne peut pas être appliquée directement, en raison du changement dynamique pendant l'usinage. Les fréquences naturelles de la pièce changent pendant le processus d'enlèvement de la matière, ce qui réduit la masse et la raideur de la pièce usinée. Pour résoudre ce problème, il a été proposé d'étudier l'usinage des pièces par petites zones. Dans ces zones, la pièce pourrait être modélisée avec des propriétés dynamiques constantes et avec un mouvement d'un corps rigide, [5].

L'objectif de notre travail est l'étude de la stabilité du fraisage de finition des parois minces (faibles profondeurs de coupe axiales et radiales), ainsi que l'étude des forces de coupe et les vibrations afin d'obtenir les paramètres de coupe optimaux pour avoir un usinage stable qui assure la précision du procédé et la bonne qualité du produit

fini, en réduisant le broutement au maximum. Cette étude est réalisée en utilisant de différentes méthodes de simulation et de différents modèles dynamiques du système d'usinage.

Notre travail est composé de quatre chapitres, dans un premier chapitre on a présenté des généralités sur l'usinage à grande vitesse (UGV), tels que : son importance dans l'industrie moderne et ses applications, ainsi que les différents types de vibrations qui peuvent limiter son efficacité, et par la suite on s'intéresse au fraisage des parois minces, ses caractéristiques, ses défis, ses particularités et ses problèmes.

Dans le deuxième chapitre, on expose un état de l'art des différentes méthodes utilisées pour la simulation du fraisage à grandes vitesses (FGV), tels que :

- La méthode d'approximation d'ordre zéro (AOZ) ;
- La méthode de semi discrétisation (SD) ;
- La méthode de discrétisation complète (DC) ;
- La méthode du domaine fréquentiel (DT) ou (PTP).

Dans le troisième chapitre, on présente les différents modèles dynamiques du système d'usinage pour la simulation du fraisage de finition des parois minces.

Dans un premier temps on a considéré seulement la flexibilité de la pièce :

- Le modèle à un seul degré de liberté ;
- Le modèle à deux degrés de liberté ;

Et dans un deuxième temps on a considéré la flexibilité de l'outil et la pièce, en utilisant deux cas :

- Pièce-outil flexible selon une seule direction ;
- Pièce-outil flexible selon deux directions (modèle à quatre degrés de liberté).

Le quatrième chapitre est consacré à exposer les différents résultats de simulations : les cartes des lobes de stabilité, les courbes des forces de coupe et des vibrations, pour différentes géométries de pièces en utilisant les différents modèles dynamiques du système d'usinage, ainsi que les différentes méthodes de simulations



cités dans les chapitres II et III. On a aussi présenté l'étude de l'influence de différents paramètres de coupe sur les limites de stabilité, sur les forces de coupe et sur les vibrations, tels que : le taux d'engagement de l'outil ( $a/D$ ), où ( $a$ ) est la profondeur radiale et ( $D$ ) est le diamètre de l'outil, le nombre de dents ( $N$ ), l'angle d'hélice, l'espacement entre les dents de la fraise et l'avance par dent ( $f_z$ ).

**Chapitre I :**  
**Généralités sur l'usinage à grande vitesse**  
**(UGV) et l'utilisation en fraisage des parois**  
**minces**

# **Chapitre I :**

## **Généralités sur l'usinage à grande vitesse (UGV) et l'utilisation en fraisage des parois minces**

### **I.1 Introduction :**

Depuis le début de la révolution industrielle à partir de la deuxième moitié du 18<sup>ème</sup> siècle, les systèmes d'usinage et les processus de l'industrialisation ne cessent de s'améliorer. Cela conduit à des progrès technologiques importants dans de nombreux domaines tels que : l'agriculture, le textile et plus tard l'aérospatiale. La demande est devenue de plus en plus importante et précise, [6, 7].

L'usinage à grande vitesse (UGV) est défini comme une technologie moderne progressive où des vitesses de coupe élevées sont utilisées, en le comparant avec les procédés de la coupe conventionnelle. Il permet d'augmenter l'efficacité du procédé d'usinage, la précision et la qualité de la pièce usinée et en même temps diminuer le coût et le temps d'usinage.

La technologie (UGV) permet la fabrication de produits avec une excellente finition de surface, et avec une augmentation relativement faible du temps total d'usinage [7, 8], des efforts de coupe réduits, une température de coupe réduite entre l'outil et la pièce à usiner et aussi une augmentation du taux d'enlèvement de matière, [9].

Le terme usinage à grande vitesse (UGV) a été utilisé pour la première fois, lors de la réalisation des expériences d'usinage de l'aluminium, du bronze et du cuivre avec

une fraise hélicoïdale en 1931. Au cours de l'usinage des matériaux par la technologie (UGV) et en utilisant des outils de coupe durs et résistants à la chaleur, la température des copeaux usinés approche la température de fusion de la pièce, [7].

L'usinage à grande vitesse (UGV) est particulièrement appliqué aux métaux en alliages légers. Selon Schulz et Moriwaki [10], l'usinage à grande vitesse convient à la fois à l'ébauche et à la finition des métaux en alliages légers, métaux non ferreux et plastiques, et pour la finition des aciers, des fontes et des alliages difficiles à couper.

La demande d'augmentation de la productivité, avec un bon état de surface et une meilleure durée de vie d'outil, pousse continuellement les industries de fabrication à trouver des combinaisons optimales pour les machines et les outils de coupe. Des recherches approfondies sur la dynamique des structures des machines-outils et l'usinage à grande vitesse, nous ont permis de mieux comprendre les interactions entre la broche, l'outil et la pièce, [11].

## **I.2 Définition de l'usinage à grande vitesse (UGV) :**

L'usinage à grande vitesse est largement défini par l'utilisation de vitesses de rotation de broches et des taux d'avance plus élevés, pour atteindre des taux d'enlèvement de matière élevés, sans dégradation de la précision et de la qualité de la pièce. Une définition exacte de l'(UGV) englobant les vitesses de coupe et les avances est insaisissable, car il dépend fortement du type de composant à usiner. On ne peut définir l'usinage à grande vitesse (UGV) qu'en termes relatifs ; en le comparant aux performances régulièrement obtenues via des méthodes conventionnelles et des centres d'usinage standards, [12].

En règle générale, nous nous attendons à des taux d'avance et des vitesses de coupe supérieurs d'au moins de 50% de ceux utilisés conventionnellement.

La définition de l'usinage à grande vitesse (UGV) est liée à l'augmentation de la vitesse de coupe, de la vitesse de rotation de la broche, du taux d'avance, en fonction de du matériau de la pièce et de l'outil de coupe utilisé.

L'usinage à grande vitesse (UGV) se réfère généralement au fraisage en bout ou au fraisage en bout sphérique à des vitesses de rotation élevées (10000-100000 tr / min). Le terme «fraisage à grande vitesse» (FGV) est généralement utilisé pour décrire les outils de petit diamètre à des vitesses de rotation élevées ( $\geq 10000$  tr / min).

L'usinage à grande vitesse (UGV) est défini comme un usinage utilisant des vitesses de rotation de broche moyennes supérieures à 1047 rad / s (10000 tr / min), ce qui peut générer des vitesses de coupe à la surface des pièces supérieures à 6 m / s.

La définition de l'usinage à grande vitesse (UGV) est basée sur le type de matériau de la pièce à usiner. Par exemple, une vitesse de coupe de 500 m / min est considérée comme un usinage à grande vitesse pour la coupe d'acier allié, alors que cette vitesse est considérée comme classique pour la coupe d'aluminium, [13].

Le fraisage à grande vitesse (FGV) avec des outils en aciers (généralement de dureté 0,30 HRC) est devenu possible avec l'avènement de nouveaux outils de coupe. Cependant, le fraisage à haute vitesse de coupe entraîne une température et une contrainte élevées aux interfaces copeau-outil et pièce-outil, ce qui entraîne une usure plus rapide de l'outil, une distorsion de la surface de la pièce et une augmentation du coût de l'outillage, [12, 13].

### **I.3 Applications de l'usinage à grande vitesse (UGV) :**

L'usinage à grande vitesse (UGV) est principalement utilisé dans trois secteurs industriels en raison de leurs exigences spécifiques :

- La première catégorie est l'industrie qui traite l'usinage de l'aluminium pour produire des composants automobiles, de petites pièces d'ordinateur ou des appareils médicaux. Cette industrie a besoin d'un enlèvement rapide de matériau, car le processus technologique implique de nombreuses opérations d'usinage.
- La seconde catégorie est l'industrie aéronautique qui concerne l'usinage de pièces longues en aluminium, souvent à parois minces.
- Le troisième secteur industriel est celui des moules d'injection sous haute pression, qui nécessite de traiter la finition des matériaux durs. Dans cette catégorie, il est important d'usiner à grande vitesse et de conserver une grande précision. Dans cette industrie, l'UGV est utilisé pour l'usinage de pièces telles que : (matrices de moulage sous haute pression et les matrices de forgeage).

### ***1.3.1 L'industrie aéronautique :***

L'usinage à grande vitesse (UGV) est de plus en plus utilisé pour usiner des profils complexes dans le but de réduire les délais.

L'usinage des pièces aéronautiques et de composants de moteurs d'avion à parois minces dans l'UGV est toujours sujet au broutement non linéaire, car la géométrie change brusquement et l'accélération devient hors les limites de la machine-outil.

Le besoin toujours croissant de productivité et de qualité a fait du broutement un domaine de recherche important depuis les années 1960, [7].

### ***1.3.2 Matrices de moulage sous haute pression :***

C'est un domaine où l'UGV peut être utilisé de manière productive, car la plupart des matrices de moulage sont en aciers et vont être usinés avec des outils qui ont une taille modérée ou petite.

### ***1.3.2 Matrices de forgeage :***

La plupart des matrices de forgeage conviennent pour l'UGV en raison de leurs formes complexes. La surface est très dure et souvent sujette aux fissures. Les moules d'injection et les moules de soufflage conviennent également pour l'UGV, en raison de leurs petites tailles. Ce qui rend l'exécution de toutes les opérations en une seule configuration économique.

La modélisation et le prototypage des matrices et des moules est l'un des premiers domaines de l'UGV. Les matériaux faciles à usiner, tels que les matériaux non ferreux, par exemple : l'aluminium est utilisé. Les vitesses de rotation de la broche sont souvent aussi élevées : 15000 - 50000 [tr / min] et les avances sont également très élevées, [14].

### **1.4 Les caractéristiques de l'usinage à grande vitesse :**

L'usinage à grande vitesse (UGV) est une opération d'enlèvement de matière à des vitesses de coupe élevées. Ces grandes vitesses engendrent un phénomène de coupe spécifique.

Il est aujourd'hui possible d'usiner des pièces mécaniques sur de larges plages de vitesses de coupe. Selon le matériau utilisé, ces plages varient, mais il est toujours possible de distinguer trois zones de vitesses de coupe distinctes, (figure I.1).

- une zone de vitesses de coupe correspondant à « l'Usinage Conventionnel »,
- une zone de vitesses de coupe inexploitable, parfois surnommée « Vallée de la mort », où les conditions de coupe sont dégradées (usure rapide de l'outil, mauvais état de surface...),
- une zone de vitesses de coupe correspondant à « l'Usinage à Grande Vitesse : UGV ».

Par exemple, pour l'acier, l'usinage conventionnel correspond aux vitesses de coupe comprises entre 30 et 200 m/min, et l'UGV aux vitesses de coupe comprises entre 500 et

2000 m/min. Ces valeurs dépendent du matériau, et également de l'opération effectuée (fraisage, tournage...). La figure I.1 donne quelques ordres de grandeurs pour ces vitesses de coupe, [15].

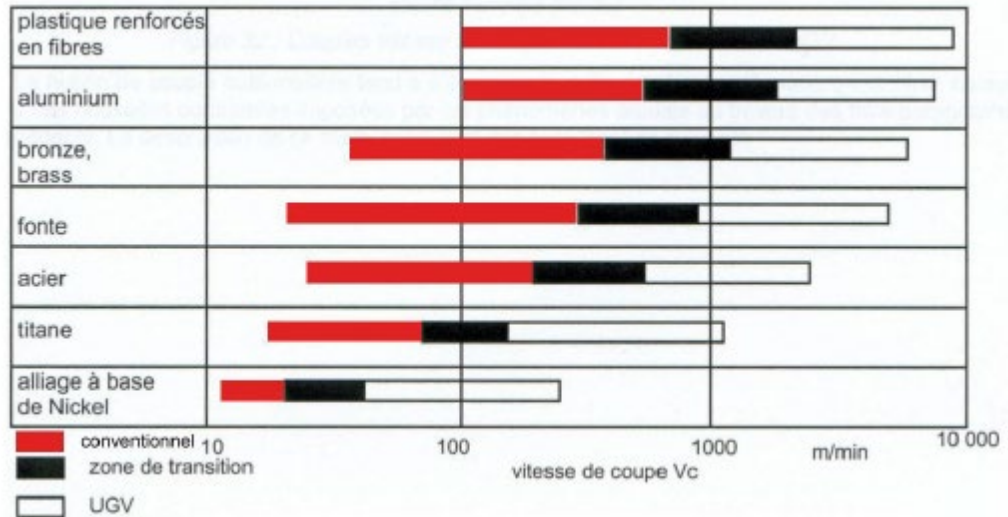


Figure I.1. Les vitesses de coupe en UGV pour différents matériaux, [15].

### I.5 Avantages de l'usinage à grande vitesse (UGV) :

L'usinage à haute performance se caractérise par des vitesses de rotation de broche élevées, de l'ordre de 15000 tr/min et plus, ainsi que par de grandes vitesses d'avance. Par conséquent, l'outillage (outils de coupe et porte-outil) doit d'être balancé dynamiquement pour minimiser les vibrations. L'utilisation récente des centres d'usinage à grande vitesse permet d'obtenir des gains significatifs comparativement à l'usinage conventionnel.

Mentionnons quelques avantages de cette nouvelle technologie :

- Une productivité accrue et un taux d'enlèvement de matière élevé.
- Un meilleur fini de surface.
- Une réduction des efforts de coupe.
- Une possibilité d'usiner des pièces à parois minces avec précision.



- la possibilité d'usiner des sections à parois minces, ce qui offre la possibilité de fabriquer des composants monolithiques au lieu de sous-ensembles en tôle, [10].
- Qualité du produit égale ou meilleure par rapport au fraisage traditionnel :
  - meilleure finition de surface ;
  - amélioration de la précision des formes et des dimensions, notamment lors de l'usinage de toiles minces en raison de la charge de copeaux réduite.
- Une réduction du temps d'usinage. L'UGV (jusqu'à 50%) consiste à prendre des profondeurs de coupe plus légères et des avances par dent plus faibles, en comparaison à l'usinage conventionnel. Ces paramètres permettent d'augmenter la vitesse d'avance de l'outil, et ainsi de réduire le temps d'usinage, [9, 10].
- De plus, les pièces sont d'une meilleure précision, car la flexion de l'outil est négligeable.
- La précision des dimensions s'améliore grâce à une meilleure stabilité thermique de la pièce lors de l'usinage à grande vitesse.
- Les efforts de coupe dans l'usinage à grande vitesse seront moins importants en raison de l'augmentation de la température à l'interface de la pièce à usiner et la facilité de formation de copeaux, [9]. Il est ainsi possible d'obtenir un taux d'enlèvement de matière plus élevé, [16].

### **I.6 Inconvénients de l'usinage à grande vitesse :**

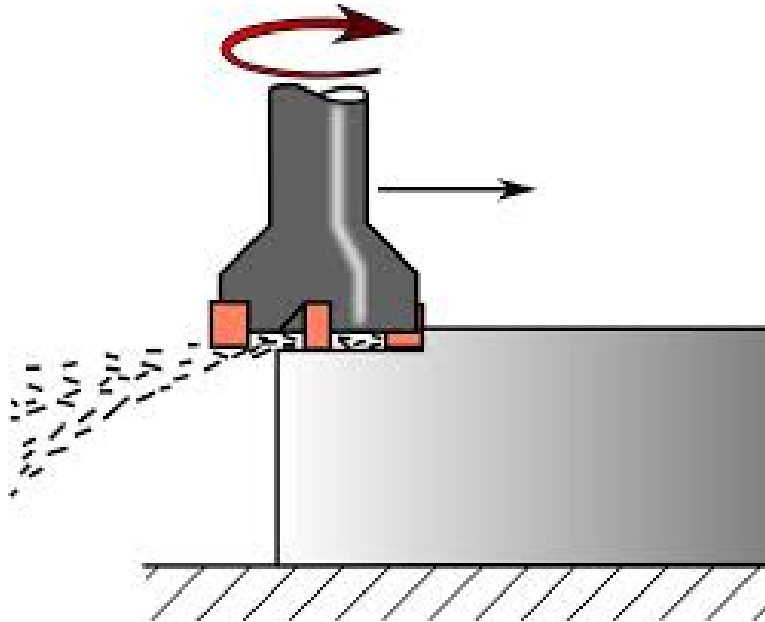
Les inconvénients de l'usinage à grande vitesse sont beaucoup moins abordés dans la littérature. Les principaux inconvénients et limitations sont indiqués ci-dessous :

- Le processus d'usinage à grande vitesse est coûteux. Les coûts de la machinerie, des contrôleurs, des broches et de l'outillage sont plus élevés ;
- Les exigences imposées à ces composants sont plus strictes que pour l'usinage traditionnel, par exemple rigidité élevée et capacité à atteindre des accélérations élevées, [10].
- Les réparations et l'entretien sont coûteux ;
- si le temps est la raison d'utiliser l'UGV en décomposant la machine, il y aurait un retard dans la production.

- Consomme plus d'énergie.
- Des dispositifs de sécurité automatiques sont nécessaires, [9].
- L'usure de l'outil est élevée (en fonction du matériau de la pièce) : Lors de l'usinage de matériaux difficiles à usiner, par exemple : titane, cela limite la vitesse de coupe.
- la nécessité de modifier les parcours d'outils et les techniques d'usinage par rapport aux pratiques d'usinage traditionnelles.
- La planification du processus (FGV) est souvent beaucoup plus laborieuse que pour le fraisage traditionnel. De grandes quantités de code NC doivent être générées.
- La moindre stabilité de l'usinage lors de la fabrication de composants à parois minces est due à la faible rigidité de la pièce, ce qui rend le broutement plus probable et ainsi plus désastreux, [10].

### **I.7 Le processus de fraisage :**

Le fraisage est l'une des techniques d'enlèvement de matière les plus connues, où le matériau est enlevé d'une pièce à l'aide d'un outil rotatif. L'outil rotatif peut être simple ou outil multi-flûtes pour produire des copeaux en un seul cycle. Dans le processus de fraisage, généralement la fraise est montée sur une broche rotative pour enlever le matériau de l'extrémité libre de la pièce, qui est habituellement serrée sur la table est déplacée linéairement vers la coupe, (figure I.2). Le processus peut être classé en fraisage en avalant ou en opposition, en fonction du sens de rotation de la fraise par rapport à la direction d'avance, [17].



**Figure I.2.** Processus du fraisage.

Le fraisage est considéré comme un processus très complexe, non seulement parce qu'il peut éliminer la partie indésirable du matériau efficacement, mais aussi parce qu'il peut créer presque toutes sortes de contours de surface lisse. Cependant, le fraisage est un processus d'usinage très compliqué : c'est un processus de coupe discontinu avec des charges et des forces de coupe variables. De plus, la géométrie de l'outil en fraisage est complexe : le long des arêtes de la fraise, les angles de dépouille et les jeux varient en fonction de la distance par rapport à la pointe de la fraise.

De plus, l'épaisseur des copeaux et les forces de coupe varient dans l'axe des hélices de la fraise au fur et à mesure de la modification des angles de l'hélice et du pas. Par conséquent, l'analyse du processus de broutement et la performance des outils de fraisage est toujours un gros défi, [17].

Dans le processus de fraisage, le matériau est enlevé de la pièce à usiner par une combinaison de la rotation d'une fraise et du mouvement horizontal de cette fraise dans la direction d'avance ( $x$ ) dans la pièce à usiner. La figure I.3 (a) présente un aperçu schématique en trois dimensions du processus de fraisage, [1].

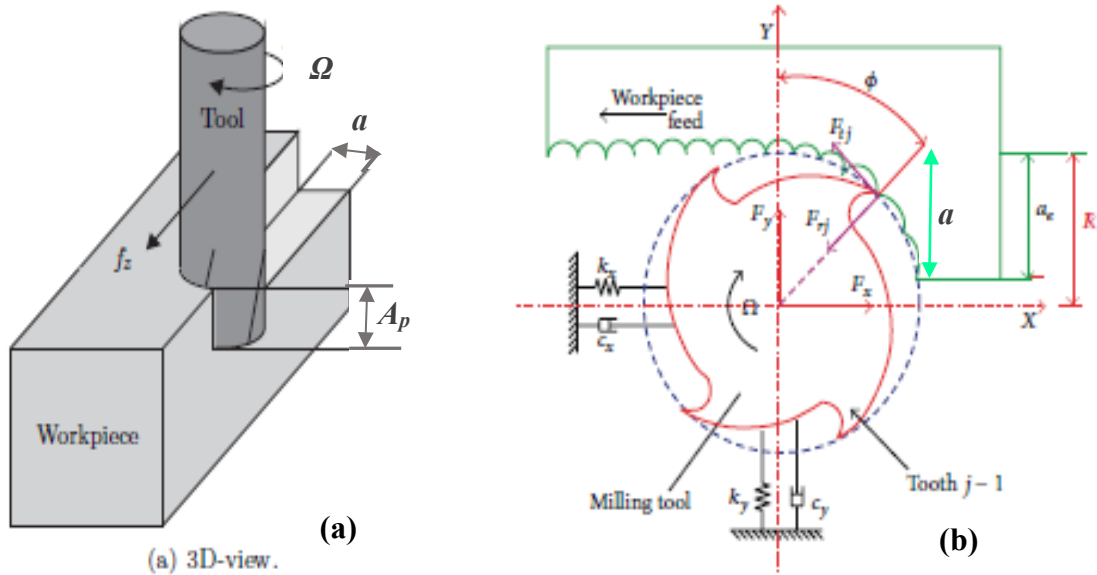


Figure I.3. Présentation du processus de fraisage, [1, 18].

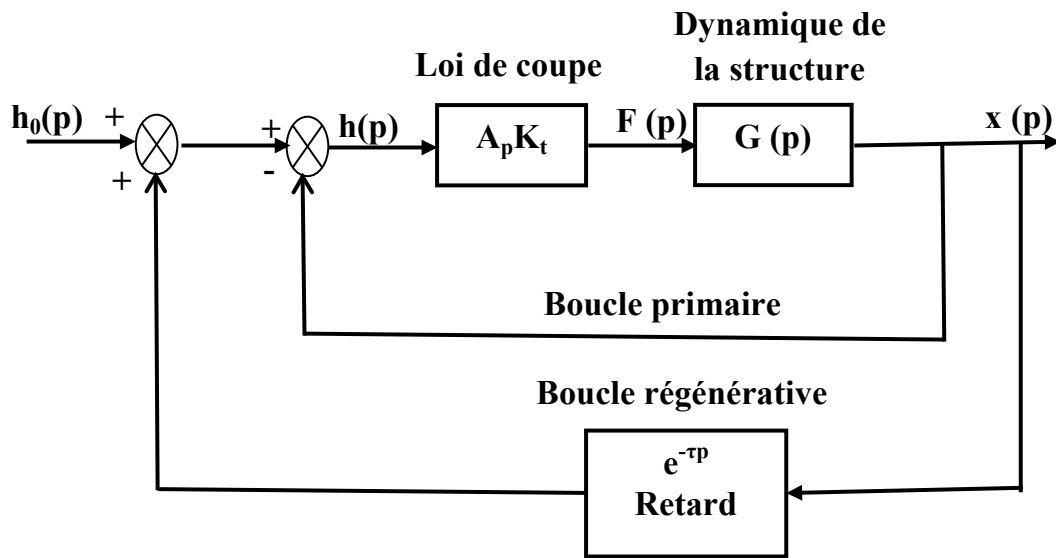
### I. 8 Paramètres typiques du fraisage :

La vitesse de rotation  $\Omega$  de la broche, l'avance par dent  $f_z$ , la profondeur de coupe axiale  $A_p$  et la profondeur de coupe radiale  $a$  qui caractérisant le processus de fraisage sont illustrées sur (la figure I.3.a.) Ici, l'avance par dent fait référence à l'épaisseur du matériau qui est enlevé par une dent de la fraise. Contrairement au processus de tournage, l'épaisseur de copeau n'est pas constante dans le processus de fraisage, mais c'est une fonction périodique du temps. Ceci résulte de la combinaison du mouvement dans le sens de l'avance et de la rotation de la fraise.

La figure (I.3.b) présente une représentation schématique du processus de fraisage, où on suppose que la dynamique de la fraise peut être caractérisée par un seul mode de vibration selon chaque axe X ou Y. Dans un tel cas, la combinaison porte-outil, broche-outil est modélisée comme un système masse-ressort-amortisseur à deux degrés de liberté dans les directions X et Y avec les rigidités de ressort  $k_x$  et  $k_y$  et les coefficients d'amortissement  $c_x$  et  $c_y$ , respectivement. En général, la dynamique de la broche sera plus complexe. Les forces de coupe tangentielle et radiales sur l'outil sont désignées

respectivement par  $F_t$  et  $F_r$ . L'angle que fait la dent  $j$  avec la direction normale  $y$  est décrit par  $\phi_j(t)$ , [1].

Un schéma de principe du processus de fraisage en régime dynamique est donné sur la figure I.4.

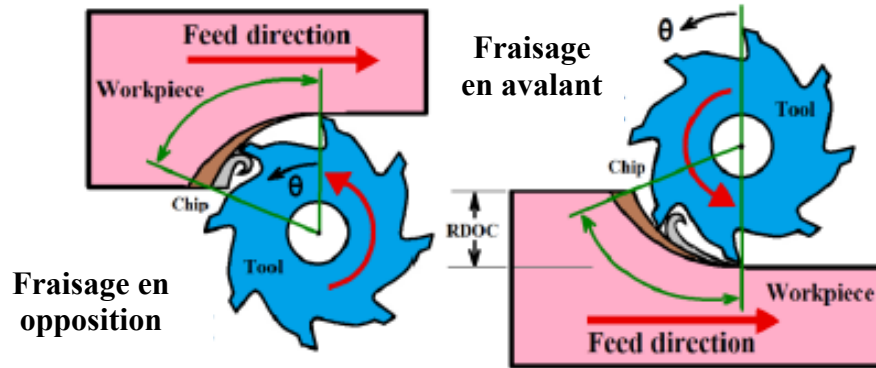


**Figure I.4.** Le diagramme-bloc de la dynamique du brottement, [19].

L'épaisseur de copeau est constituée d'une partie constante et d'une partie variable composée de la différence entre la vibration à la passe précédente et la vibration à la passe actuelle, c'est-à-dire l'effet régénératif. Cette approche se prête à une représentation du système sous la forme d'un schéma-bloc reprenant les différents paramètres dans le domaine de Laplace, (figure I.4).

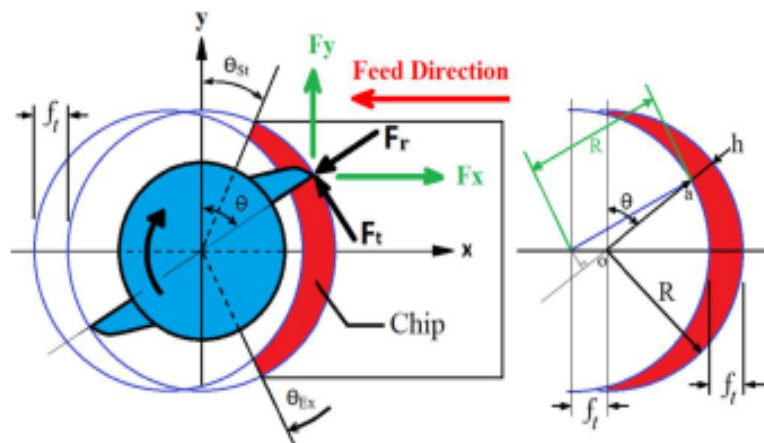
L'épaisseur de copeau  $h(p)$  sert de base au calcul de l'effort de coupe, avec  $A_p$  la profondeur de passe axiale et  $K_t$  le coefficient spécifique de coupe. Cet effort de coupe  $F(p)$  excite la structure pour produire un déplacement  $x(p)$  dépendant de la fonction de transfert dynamique  $G(p)$ . La boucle primaire provoque une variation de la section de copeau incluant notamment le recul statique et les vibrations forcées. La boucle régénérative contient le temps de retard  $\tau$  (durée entre deux passes d'usinage), tout en modifiant l'épaisseur instantanée de copeau, ce qui rend le système plus complexe à analyser, [19].

Sur la figure I.5, on représente la description des deux modes de fraisage en opposition (up milling) et en avalant (down milling).



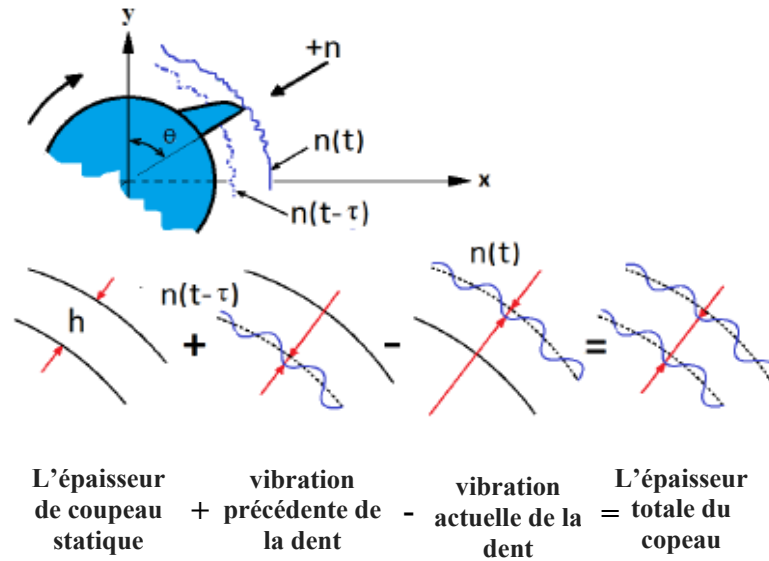
**Figure I.5.** Description du fraisage en opposition (up milling) et en avalant (down milling), [20].

Sur la figure I.6, on représente la géométrie du processus de fraisage où la zone rouge de la pièce présente le matériau enlevé par la passe actuelle de la dent.



**Figure I.6.** Géométrie du processus de fraisage. La zone rouge de la pièce présente le matériau enlevé par la passe actuelle de la dent, [20].

Sur la figure I.7, on représente la génération du copeau durant les vibrations d'un système de fraisage à 2 DDLs, où :  $n$  présente le déplacement de la pointe de l'outil.



**Figure I.7.** Génération du copeau durant les vibrations d'un système de fraisage à 2DDLs,  $n$  : présente le déplacement de la pointe de l'outil, [20].

### I.9 Vibrations dans le processus de fraisage :

Les vibrations mécaniques lors du fraisage sont dues à l'absence de la rigidité dynamique d'un ou de plusieurs composants du système d'usinage composé de la machine-outil, la broche, le porte-outil, l'outil de coupe et la pièce. Ces vibrations peuvent être classées en trois types différents (figure I.8) : vibrations libres, vibrations forcées et vibrations auto-excitées, [6, 19].



**Figure. I.8.** Différents types de vibrations, [21].

### ***1.9.1 vibrations libres :***

Les vibrations libres se produisent lorsque le système d'usinage, qui est déplacé de son état d'équilibre, peut vibrer librement. Par exemple, due à l'inversion rapide des masses alternatives telles que les tables d'usinage, ou en raison de l'engagement initial de l'outil de coupe et de la pièce, [6].

### ***1.9.2 Vibrations forcées :***

Bien connues en dynamique des structures, les vibrations forcées sont causées par la présence d'une sollicitation périodique. En usinage, ces vibrations interviennent essentiellement en fraisage ou en tournage interrompu. Les vibrations forcées naissent de la variation périodique des efforts de coupe, liée par exemple au passage des dents en fraisage. Mais il existe d'autres sources de vibrations forcées, telles qu'une excentration de l'outil ou encore une hétérogénéité dans la matière usinée, [6, 19].

Les vibrations forcées peuvent être générées par des sources internes et externes. Les vibrations dues aux sources externes sont généralement les vibrations transmises au sol par la machine-outil. Dans de nombreuses applications, ce type de vibrations peut être minimisé par rapport aux vibrations internes en isolant le système, [13].

Il peut y avoir plusieurs sources de vibrations internes se produisant sur un système d'usinage. Par exemple, le processus de coupe génère des vibrations sur la structure causées par la coupe intermittente. En cas de la fréquence fondamentale (ou ses harmoniques), lorsque la force d'excitation est proche de la valeur de la fréquence de la machine-outil, l'amplitude des vibrations peut devenir très élevée et créer des dommages irréparables sur le produit final. Les fréquences des forces de coupe dépendent des paramètres de coupe, tels que : le nombre de dents  $N$  ou la vitesse de rotation  $\Omega$ . La modification de ces paramètres entraîne une modification de la période de passage de dents, comme il est défini dans l'équation (I.1), [6].



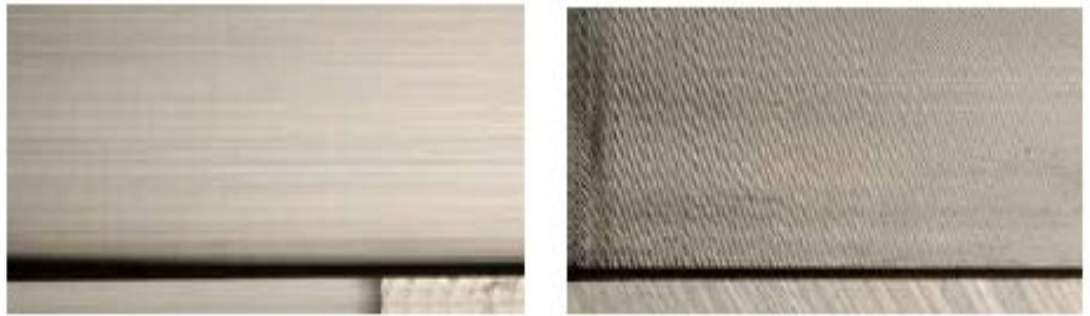
$$T = 60/N\Omega \quad (I.1)$$

En général, les vibrations forcées dégradent peu l'état de surface de la pièce. Par contre, elles se caractérisent par un défaut de position de la surface usinée, pouvant entraîner des imprécisions dimensionnelles. D'autre part, les vibrations forcées génèrent également des conditions de coupe transitoires en début et en fin d'usinage, dégradant localement l'état de surface. L'utilisation d'outils hélicoïdaux engendre également des défauts de forme sur la surface usinée. Le tournage interrompu génère aussi des ondulations ou ovalisations sur les pièces. Enfin, les vibrations forcées peuvent présenter un risque pour la broche en réduisant la durée de vie des roulements, [19].

### ***1.9.3 Vibrations auto-excitées (auto-entretenues) :***

Un autre type de vibrations survenant lors de l'usinage : les vibrations auto-excitées (dite : auto-entretenues). Ces vibrations montrent un plus grand intérêt pour la recherche sur les systèmes d'usinage, [6].

Contrairement aux vibrations forcées, les vibrations auto-excitées (auto-entretenues) sont propres aux opérations d'usinage par enlèvement de matière. Ces vibrations entre l'outil et la pièce sont la cause du broutement (*chatter*). Ce phénomène est très néfaste pour l'usinage, car il dégrade fortement l'état de surface, en générant des stries sur la pièce. Les conséquences des vibrations auto-entretenues, sur une surface usinée, sont illustrées sur la figure I.9. Ce phénomène augmente également la dégradation de l'outil de coupe et de la broche, tout en générant parfois beaucoup de bruits, [19, 22].



(a) Sans vibrations auto- entretenues

(b) Avec vibrations auto- entretenues

**Figure I.9.** Détail d'une surface usinée, [19].

Les vibrations auto-entretenues ne se limitent pas au fraisage seulement. On les retrouve également en tournage, en perçage, en alésage et en rectification. Les causes du broutement sont longtemps restées incompréhensibles. Aujourd'hui, encore en pratique, il est parfois difficile d'en déterminer exactement les causes, [23].

#### **I.10 Phénomène de Broutement :**

Le broutement est un type de vibration auto-excité qui se produit lors de l'usinage des métaux, si la largeur du copeau est trop grande par rapport à la rigidité dynamique du système. La principale raison des vibrations indésirables au niveau de la machine-outil ou de la pièce est un mécanisme auto-excité instable. Il se produit en raison d'un couplage de vibrations avec un temps de retard (delayed time), laissé sur la surface extérieure du copeau, et les vibrations actuelles sur la surface intérieure du copeau, est appelé broutement régénératif, (figure I.4).

Le broutement est facilement reconnaissable par le bruit associé à ces vibrations et par les marques de broutement sur la surface usinée de la pièce. Ces vibrations d'outils peuvent être stables (vibrations sans broutement) ou instables (vibrations avec broutement) selon les paramètres de fraisage, tels que : la vitesse de rotation de la broche, la profondeur de coupe radiale, la profondeur de coupe axiale, le taux d'avance, le matériau de la pièce et la géométrie de l'outil, [20].

Le broutement n'est pas induit par des forces externes, comme le sont les vibrations forcées, mais par le processus dynamique lui-même. L'objectif principal est d'obtenir une précision, une qualité et une productivité élevées dans la fabrication ; car en cas de broutement, les forces et les vibrations sont importantes et qui peuvent entraîner un mauvais état de surface de la pièce usinée et aussi des dommages à l'outil, à la pièce et / ou à la broche de la machine. La théorie régénérative du broutement a été introduite par Tobias et Fishwick en 1958 et de manière indépendante par Tlusty et Polacek en 1963, [6, 23].

Les causes du broutement peuvent être expliquées par quatre mécanismes différents, classés par ordre d'importance :

- la régénération de la surface ;
- le frottement entre l'outil et la pièce ;
- le couplage des modes de vibration ;
- les effets thermomécaniques liés à la formation du copeau, [19].

Les mécanismes physiques provoquant le broutement peuvent être divisés en deux catégories principales :

*(i) le broutement primaire :*

Le broutement primaire est causé par les mécanismes physiques du processus de coupe, tels que : le frottement au niveau de la zone de contact entre l'outil de coupe et la pièce, l'effet thermomécanique sur la formation de copeaux ou par la répartition des contraintes sur la face de coupe normale. Le broutement primaire se produit généralement à des petites vitesses de rotation de la broche.

*(ii) broutement secondaire :*

Le broutement secondaire est causé par l'effet régénérateur, qui est une fonction de la variation de l'épaisseur du copeau due aux vibrations du système de la machine-

outil, de la pièce, ou l'interaction des deux systèmes. Le broutement secondaire est la forme la plus courante de vibrations auto-excitées est la cause la plus importante d'instabilité lors du fraisage à grande vitesse (FGV). Pour cette raison, le terme «broutement» ne désigne que le broutement régénératif, [24].

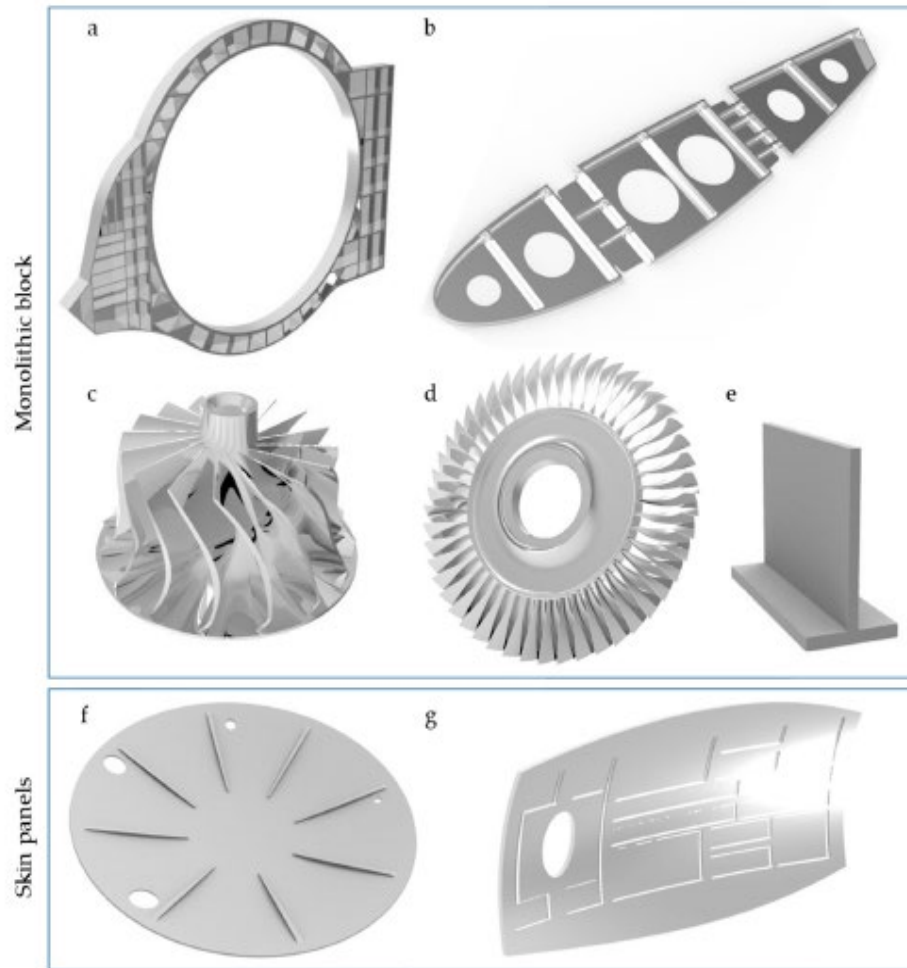
Cependant, le paramètre de coupe le plus important à l'origine de la génération de broutement en fraisage est la profondeur de coupe axiale, ( $A_p$ ). Pour les petites largeurs de copeaux, la coupe est stable sans broutement. En augmentant la profondeur de coupe axiale, le broutement se produit à une certaine profondeur de coupe, ( $A_{cr}$ ). La profondeur de coupe critique ( $A_{cr}$ ) dépend des caractéristiques dynamiques de la structure de l'outil, [20, 24, 25].

### **I.11 Usinage des Parois minces :**

De nos jours, les composants monolithiques sont couramment utilisés comme pièces structurelles dans l'industrie aéronautique en raison de leur homogénéité et de leur excellent rapport résistance / poids, [26, 27].

Les pièces à paroi mince sont aussi largement utilisées dans les secteurs de l'aéronautique, l'automobile, l'énergie et l'optique. De plus, l'usinage à paroi mince trouve une application dans les électrodes pour l'usinage par électro-décharge et les moules. Dans des applications telles que la fabrication de moules et les électrodes, la finition de surface joue un rôle très crucial pour décider de l'exploitabilité du produit final. L'usinage des parois minces est un cas particulier d'usinage où l'épaisseur de la paroi est faible par rapport aux autres dimensions de la pièce, [8, 28, 29].

Les composants conformes les plus courants comprennent les cadres aérospatiaux, les aubes de turbine (figure I.10), les boîtes de vitesses, les nervures, les longerons, les espars, les cloisons et autres composants d'aéronefs peuvent être mentionnés à titre d'exemple, [28, 30].



**Figure I.10.** Exemples des pièces à parois minces a) cadre b) nervure c) turbine d) disque e) pièce exemplaire f) cloison et g) couvercle d'un avion, [31].

Les parties monolithiques sont constituées de parois minces et de bandes, qui confèrent suffisamment de rigidité à la partie entière. Bien qu'ils étaient généralement fabriqués en assemblant plusieurs pièces plus petites, ils sont actuellement usinés à partir d'un bloc de matériau brute et en éliminant jusqu'à 95% du poids du bloc initial. Par conséquent, une productivité élevée ne peut être obtenue qu'en augmentant le plus possible le taux d'élimination de la matière, les vitesses et les avances, [27, 30].

L'inconvénient est que, dans des conditions de taux d'élimination élevé, le manque de rigidité des parois et des toiles minces laisse apparaître des problèmes statiques et dynamiques, en particulier les vibrations auto excitées appelée «broutement», qui est le problème le plus complexe et le plus difficile à éviter par les fabricants. En

conséquence, des niveaux de rugosité de surface inacceptables, des dommages aux pièces et un manque de précision dimensionnelle peuvent être subis, [30, 32]. Donc la productivité dans le fraisage de composants minces et monolithiques est souvent limitée par le broutement régénératif, [33]. Des forces de coupe faibles associées à de faibles taux d'enlèvement de matière sont souvent nécessaires pour réduire les vibrations et garantir que les pièces respectent les exigences de tolérance géométrique et de finition de surface, [28].

Les structures à parois minces sont très faciles à se déformer sous la force de coupe, ce qui influera sur la qualité et la précision de la surface. En finition, l'épaisseur des pièces diminue progressivement, ce qui rend encore plus difficile le contrôle de la précision de l'usinage, [26]. Donc l'usinage des pièces à paroi mince qui ont généralement une faible rigidité et des formes complexes, entraîne de grands défis en usinage qui a comme objectif principal la production des composants avec une précision élevée et une finition de surface à des taux plus élevées, [27, 34].

### **I.12 Définition du composant à paroi mince :**

Il existe peu de définitions pour caractériser le composant à paroi mince. Fitzgerald [31] a suggéré un guide pour différencier les cylindres à parois minces des cylindres à parois épaisses en se basant sur la répartition uniforme des contraintes sur toute l'épaisseur de la paroi. La théorie des cylindres à paroi mince et des sphères est basée sur cette hypothèse, qui indique un rapport de l'épaisseur de la paroi au diamètre d'environ 1/10 représente la ligne de division entre les cylindres à paroi mince et les cylindres à paroi épaisse.

Yang [35] a donné un guide pour différencier les plaques très minces, les plaques minces et les plaques épaisses de la théorie de l'approximation de la flexion des plaques :

- Plaques super-minces :  $h / p < (1/100)$  ;
- Plaques minces :  $(1/100) \leq h / p \leq (1/5)$  ;

- Plaques épaisses :  $h / p > (1/5)$ .

Où :

$p$  = la longueur la plus courte entre les deux extrémité de la plaque

$h$  = épaisseur de la plaque

Les définitions ci-dessus de composant à paroi mince peuvent être une ligne directrice générale pour le composant à paroi mince caractérisé, [35].

Les domaines d'application les plus souvent abordés dans la littérature sont la fabrication de moules et des matrices et l'usinage de produits à paroi mince (principalement les industries aéronautique et aérospatiale). De tels produits à parois minces sont souvent des produits de grande taille, intégrés.

L'usinage de composants monolithiques, au lieu de la fabrication de sous-ensembles en tôle, offre les avantages suivants :

- Les pièces monolithiques à parois minces sont des composants équivalents ou plus solides, moins coûteux, éventuellement plus légers et plus précis.
- Les composants inventoriés sont réduits, les opérations d'assemblage de composants, les gabarits et les accessoires sont éliminés et le temps d'assemblage en aval est réduit, ce qui entraîne un coût relatif des composants monolithiques.
- Les délais sont réduits (pas de production de pièce séparée).

En théorie, de faibles forces de coupe peuvent être également obtenues avec les conditions de coupe conventionnelles. Cependant, un usinage à grande vitesse est nécessaire pour atteindre le taux d'enlèvement de matière qui fournit des délais et des coûts pouvant concurrencer la production à base de tôle (plaques minces).

Certaines considérations importantes sur l'usinage des pièces à paroi mince sont :

- À un moment donné lors de l'usinage d'une nervure mince, celle-ci devient plus flexible que l'outil.

- Lors du fraisage en opposition, les pièces minces ont tendance à vibrer, car elles se soulèvent et s'abaissent alternativement.
- Lors du fraisage en avalant, les pièces minces sont moins sensibles aux vibrations, comme elles sont constamment poussées vers le bas par la fraise. D'autre part, les pièces trop minces risquent de dévier, [10].

Les pièces à parois minces (figure I.10) peuvent être divisées en plusieurs groupes, [8] :

*Parties du cadre :*

- fixation double ou triple de la paroi du composant ;
- application –l'industrie aéronautique (réduction du poids total de l'avion) ;
- en alliages de titane ou d'alliages d'aluminium.

*Parties de côtes (nervures) :*

- la fixation de la paroi du composant une fois ;
- application –l'industrie automobile ou l'industrie de réfrigération (divers types de glacières) ;
- en alliages de cuivre.

*Forme - pièces complexe :*

- la fixation de la paroi du composant une fois ;
- application : l'industrie aéronautique ou l'industrie d'énergie (différents types d'aubes de turbine) ;
- produit par le fraisage (3, 4 et 5 axes).

*Pièces de petite taille :*

- caractérisé par les petites tailles ;
- produit par la technologie de micro-fraisage ou des méthodes progressives ;
- toutes les pièces précédentes à condition qu'elles soient de petites tailles.

Les avantages de base des pièces à parois minces sont :

- précision, résistance, légèreté et sécurité ;



- réduction du poids des pièces produites ;
- nombre réduit de composants ;
- temps total d'assemblage réduit ;
- réduction du temps d'assemblage de livraison ;
- garantissant un temps d'usinage plus rapide et des coûts réduits (grâce à l'application de la technologie UGV), [2,7].

### **I.13. Les pièces monolithiques à parois minces (toile et nervure) :**

#### ***I.13.1 Importance :***

Le coût des structures aéronautiques peut être réduit de manière significative en concevant et en réalisant des structures métalliques intégrales, en éliminant la fabrication coûteuse et fastidieuse en plusieurs pièces et le rivetage de pièces en une pièce finie.

Les conceptions complexes monolithiques remplacent rapidement les assemblages en tôle et les assemblages en plusieurs parties en raison des rapports résistance / poids et des coûts d'assemblage réduits. Cette méthode de conception et d'usinage de ces pièces complexes ont permis d'éliminer des milliers d'heures de processus d'assemblage mécanique avec beaucoup d'avantages sociaux.

#### ***I.13.2 Défis :***

Avec de nombreux avantages, il existe une demande croissante de conceptions complexes monolithiques remplaçant des assemblages de composants en tôle. En raison des grandes surfaces à usiner, des profils complexes à générer, des quantités énormes de matériau à retirer et de la faible rigidité, les plaques minces latérales et du fond (usinage des poches) sont toujours usinées dans le processus d'usinage à commande numérique.

Le problème et le défi majeurs lors de l'usinage de composants minces complexes sont la déformation au cours du processus d'usinage. Un autre problème courant rencontré lors de l'usinage est la déflexion est les vibrations des composants (système outil et pièce)

sous l'effort de coupe en raison de leur grande flexibilité et de leur faible rigidité, qui affectent grandement la précision du composant. Pendant l'usinage, l'épaisseur de la plaque est progressivement réduite, ce qui rend encore plus difficile le contrôle de la précision pendant l'usinage. L'usinage de telles plaques est compliqué, car les forces de coupe de fraisage variant périodiquement excitent les structures de plaques flexibles à la fois statiquement et dynamiquement, ce qui entraîne des déformations, des imprécisions et des erreurs importantes de surface.

L'instabilité et la déviation des parois minces rendent difficile le contrôle des conditions d'usinage, affectant la précision dimensionnelle, la précision géométrique et la qualité de l'état de surface.

#### **I.14. Usinage des composants minces latéraux et de fonds des poches :**

L'usinage de composants pour les parois minces latérales et des fonds (usinage des poches) a posé un défi majeur aux industries manufacturières, en particulier au secteur aérospatial. Un processus de fabrication effectif, efficace et flexible pour les usiner est la condition la plus essentielle.

De nombreux facteurs d'usinage doivent être analysés avec soin pour le fraisage à paroi mince. Les principaux effets négatifs lors de l'usinage de pièces à parois minces sont la distorsion, des imprécisions dimensionnelles et géométriques et un mauvais état de surface.

Afin de réussir à améliorer l'efficacité et l'effectivité de l'usinage de composants minces (latérales et du fond), de nombreux chercheurs ont privilégié l'application des techniques d'usinage à grande vitesse, le contrôle des vibrations et de stabilité pour augmenter la précision et l'état de surface lors de l'usinage, les contraintes résiduelles et les effets dynamique de montage, et la mesure, la surveillance et le contrôle des forces de coupe.

Les facteurs importants qui jouent un rôle majeur lors de l'usinage du composant mince latéral et du fond et qui influencent la distorsion, la précision et l'état de surface sont les contraintes résiduelles, le schéma de montage d'usinage, les paramètres de coupe et la géométrie de l'outil, [35].

#### ***1.14.1 Particularités et problèmes de l'usinage à grande vitesse des parois minces :***

L'usinage à grande vitesse des pièces à parois minces s'avère être problématique lorsque les zones de stabilité qui permettent de distinguer l'état des vibrations régénératives (*broutement*) de l'état d'usinage stable (sans vibrations régénératives) ne sont pas définies. En effet, les parois minces offrent une rigidité structurale sensiblement inférieure à celle des parois de plus grande épaisseur. Cela a pour conséquence l'apparition des vibrations régénératives dues à une variation des forces de coupe. Le problème le plus commun en usinage à grande vitesse est l'apparition de déformations dynamiques causées par les vibrations structurales entre l'outil de coupe et la pièce usinée. Chacune des passes des flûtes de l'outil laisse une trace ondulée sur la surface de la pièce. Cette trace résulte en une variation de l'épaisseur des copeaux et par la même occasion provoque le phénomène des vibrations régénératives.

L'apparition du broutement occasionne une usure prématurée de l'outil de coupe et peut même causer sa perte par bris mécanique. De plus, ce phénomène est responsable d'une finition de surface de mauvaise qualité et peut, à la limite, endommager la broche du centre d'usinage, d'après King. Le premier réflexe dans l'industrie de l'usinage est de diminuer les vitesses de rotation de la broche et les autres paramètres de coupe jusqu'à la disparition des vibrations régénératives. Cette approche aura forcément une influence négative sur la productivité. Une méthode proposée par Altintas et Budak consiste à identifier les zones de stabilité en se basant sur la rigidité et l'amortissement de la structure, afin d'être en mesure de déterminer les paramètres optimaux du processus d'usinage à grande vitesse, [36].

### ***1.14.2 Stratégies du fraisage des parois minces :***

Créer des parois minces tout en maintenant la tolérance et la finition des pièces nécessite une programmation et une expertise minutieuses. La force de coupe générée par l'enlèvement de métal le long d'une structure relativement faible d'une paroi mince crée souvent un cône inverse le long de la paroi, des problèmes de tolérance et des problèmes de finition de surface, [37].

Les vibrations et le broutement doivent être contrôlés en épousant harmonieusement le porte-outil, la fraise, le matériau et le trajet de l'outil. En supposant que la pièce à usiner et la table ont été correctement fixées et suffisamment rigides pour l'opération, prendre soin de choisir le bon support de la pince de serrage et indiquer le couteau, afin d'éviter tout risque du saut de l'outil. S'assurer que la machine sélectionnée pour le fraisage ne présente pas une usure excessive de la broche, ce qui contribuera au saut de l'outil total indiqué à la pointe. Pour les pièces à parois minces, il peut être difficile d'atteindre la précision dimensionnelle et la rectitude, en raison de leur faible rigidité, [37, 38, 39].

Puisque plusieurs facteurs contribuent à l'exactitude du processus, certaines directives simples pourraient être prises en compte. L'utilisation du fraisage à grande vitesse (FGV), c'est-à-dire une faible profondeur de coupe radiale / axiale et une vitesse de coupe élevée, facilite le fraisage de parois minces, tout en réduisant le temps d'engagement de l'outil et, par conséquent, les forces d'impulsion et la déformation, [38].

#### ***1.14.2.1 Outillage approprié :***

- Les grandes fraises à noyau rigide conviennent parfaitement au fraisage de parois minces.
- Un outil de grande longueur, combiné à une grande longueur de coupe, peut causer des problèmes dans telles situations en raison de la déflexion, du broutement et de la rupture.

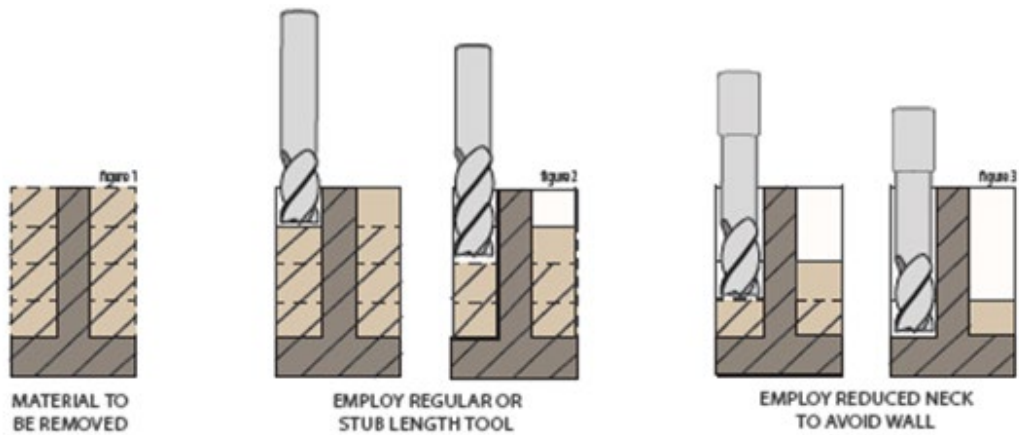
Il est essentiel de garder l'outil aussi fort et rigide que possible tout en maintenant la capacité d'atteindre la profondeur souhaitée, [38].

- Un outil à gorge doit être utilisé pour atteindre des profondeurs  $> 3$  au diamètre, afin d'éviter tout frottement sur la paroi usinée.
- L'augmentation du nombre de flûtes sur l'outil peut lisser les forces exercées sur les parois des pièces flexibles : plus l'angle de l'engagement de la fraise est important, plus il y a de flûtes et plus elles sont engagées, ce qui contribue à stabiliser le fraisage.
- Les outils à hélice supérieure sont également utiles, car ils bloquent la pièce, ce qui la maintient en tension et réduit sa tendance à vibrer.
- utiliser des porte-outils de précision pour minimiser le saut de l'outil et coupé avec plusieurs profondeurs de coupe radiales progressivement moins profondes, [37, 38, 39].

#### ***1.14.2.2 Profondeur axiale :***

Il est essentiel de garder une large section derrière la paroi pour la soutenir lors de la descente. Il est recommandé de produire une approche «descendante», divisant la hauteur totale de la paroi à des profondeurs gérables tout en travaillant de chaque côté de la paroi, [38]. C'est en cohérence avec le principe de laisser la partie non usinée de la pièce supportant la section à couper, cela laisse la paroi soutenu des deux côtés tout le long de la coupe et progresse selon la méthode de «retrait», [39]. La profondeur axiale peut / variera selon le matériau à couper (et sa dureté), [38]. Le nombre de passes dépendra de l'application particulière, matériau / dureté et épaisseur / hauteur de la paroi finale.

Pour chaque pas, la profondeur de coupe axiale peut être choisie selon la règle dite 4:1: la profondeur de coupe axiale maximale ne doit pas dépasser 4 fois l'épaisseur restante de la paroi adjacente à la coupe, [39].



**Figure I.11.** Présentation de l'approche descendante de la profondeur de coupe axiale, [38].

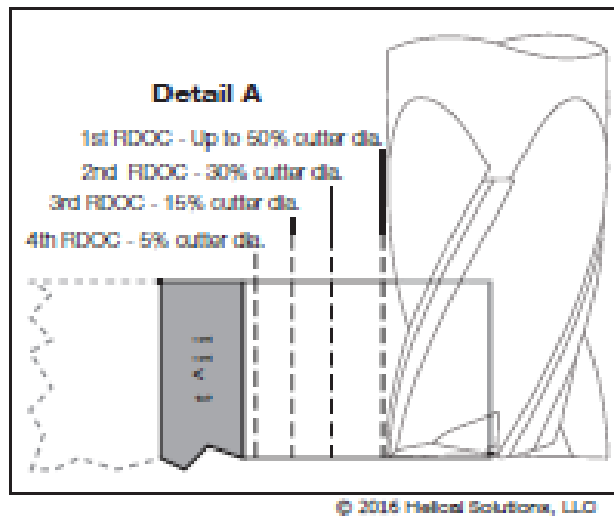
La passe finale peut être une passe de finition extrêmement légère, minimisant les vibrations de la paroi dans sa forme affaiblie tout en maximisant l'état de surface, [37].

#### ***1.14.2.3 Profondeur de coupe radiale :***

Une stratégie de profondeur de coupe radiale progressive est de même importance que l'établissement de la hauteur de la paroi.

Il est également important de réduire la pression de l'outil pendant la disparition de la matière de support pour maintenir la stabilité de la paroi, [38].

Dans la plupart des cas, une marge des deux côtés est normalement laissée pour les finitions ultérieures (0,2 à 1,0 mm), même si des passes d'ébauche et de finition alternées pour une profondeur de coupe donnée peuvent améliorer la qualité de la surface, [39].



**Figure I.12.** Présentation de l'approche progressive de la profondeur de coupe radiale, [38].

*Le détail A* (figure I.12) présente une approche radiale progressive en 5 étapes. Le nombre de passes dépend de l'application, du matériau / dureté et de l'épaisseur / hauteur finale de la paroi.

Cette approche aide à garder la pression sur la paroi lorsqu'on se dirige vers elle. De plus, il est recommandé d'alterner les côtés lors de l'utilisation de cette stratégie de profondeur de coupe radiale. Les 4<sup>ème</sup> / 5<sup>ème</sup> passes de la profondeur de coupe radiale pourraient s'avérer très légères, minimisant les vibrations sur les parois et maximisant la finition partielle, [38].

La profondeur de coupe radiale devrait être comprise entre 1,5% et 5% du diamètre de la fraise, [37].

#### ***I.14.2.4 Autres idées :***

- Le fraisage en avalant aidera à maintenir la pression de l'outil au minimum, [39].
- Il est possible d'amortir les vibrations / stabiliser les parois dans les cas des parois difficiles à fixer, en utilisant des composants thermoplastiques ou de la cire qui peuvent être retirés thermiquement.
- L'utilisation de parcours d'outils ultra-performants permet d'optimiser les performances des outils, de travailler avec des profondeurs de coupe plus faibles et d'offrir une pression de coupe moins importante, [38].

#### **I.15 l'usinage de finition de parois minces :**

Les coupes de finition servent à compléter la pièce et à obtenir les côtes finales, les tolérances et l'état de surface. Lors de la finition d'un composant, l'objectif est d'éviter ou de moins minimiser la nécessité d'une nouvelle intervention manuelle.

##### ***I.15.1 Facteurs influençant la finition :***

- Matériau spécifique et dureté.
- Vitesses et avances correctes des outils de coupe.
- Précision du porte-outil.
- Conception et déploiement appropriés des outils.
- Projection / déviation de l'outil.
- Orientation de l'outil / à la pièce.
- Liquide de refroidissement / pouvoir lubrifiant.

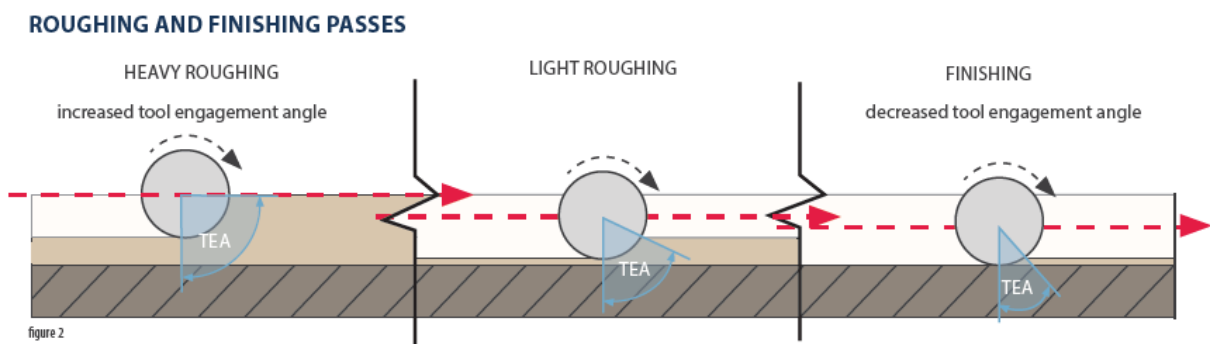
##### ***I.15.2 Conseils pour un usinage de finition réussi :***

- L'utilisation d'un angle d'hélice accru aidera à améliorer l'état de surface.
- L'augmentation du nombre de flûtes aidera à améliorer l'état de surface 3, 4 pour l'aluminium 5, +7 pour le métal dur.



- L'utilisation des outils avec des rayons de coin.
- Finition d'outil de 0,0003 au moins.
- L'utilisation des porte-outils de précision en bon état, non endommagés et fonctionnant correctement.
- Le fraisage en avalant par rapport au mode conventionnel produit un meilleur état de surface.
- Les outils à pas variable aident à réduire le broutement de fond et à augmenter la finition des pièces.
- Profondeur de coupe radiale appropriée comprise entre 2 et 5% du diamètre de l'outil.
- Pour les parois de grande portée, il est envisagé d'utiliser des outils «à gorge» qui permettent moins de déviation.
- Une finition par contact extrême peut nécessiter une réduction de taux d'avance de 50%.

La finition des surfaces est une étape importante de la séquence des opérations d'usinage pour la production de pièces de haute qualité. Plusieurs fois, cette exigence est esthétique mais d'autres fois, elle doit satisfaire aux spécifications d'impression, [38].



**Figure I.13.** Passes d'ébauche et de finition, [37].

### **I.16 Problèmes rencontrés en fraisage des structures à parois minces :**

Le fraisage de finition des parois minces est une opération très délicate, [40] en raison de la grande flexibilité de la pièce. Plusieurs facteurs contribuent à la complexité de ce processus : par exemple, l'interaction en boucle fermée entre les forces de coupe et les vibrations du système pièce-outil, l'effet régénérateur de la surface préalablement usinée et le contact non linéaire entre l'outil et la pièce (la coupe est fortement discontinue), [35].

Les lois de coupe sont fortement non linéaires aux faibles épaisseurs de coupe et les angles d'engagement de l'outil varient beaucoup au cours de la coupe. Il faut donc pouvoir définir précisément l'interaction entre l'outil et la pièce, [40].

La plupart des recherches dans ce domaine ont été axées soit sur la suppression des vibrations de la pièce lors du fraisage via le développement de nouvelles techniques d'usinage, soit sur la modélisation du processus, afin de comprendre l'effet des différents paramètres de coupe sur la surface finale, la finition et les tolérances dimensionnelles de la pièce, [34].

### **I.17. Conclusions :**

Les opérations de fraisage à grande vitesse sont couramment utilisées dans les systèmes de fabrication actuels pour une production accrue et une fabrication de haute précision. Avec le développement de l'usinage à grande vitesse (UGV), de nombreuses pièces à paroi mince, flexibles et peu rigides sont devenues faciles à fabriquer. Un grand nombre de pièces de ce type sont fabriquées dans des machines CNC avec outil de fraisage en bout, [41].

L'usinage à grande vitesse (UGV) de structures à faible rigidité est un procédé largement utilisé dans l'industrie aéronautique, automobile et dans l'aviation. Dans ce type d'usinage, des grandes quantités du matériau sont enlevées en utilisant des taux

d'enlèvement de matière élevés, avec le risque d'instabilité du processus. Les parois minces sont usinées, avec possibilité de vibrations dans certaines conditions de coupe et à certaines étapes de l'usinage. Le broutement est un phénomène indésirable dans tous les types d'usinage, surtout dans l'étape de finition où il peut détruire la pièce complètement. Donc le broutement est un problème néfaste pour l'usinage et qui réduit la productivité et la qualité des pièces usinées, et réduit aussi la durée de vie de la broche de la machine. Pour un usinage réussi, le broutement doit être contrôlé par l'obtention des paramètres et des conditions de coupe optimales qui nous permettent d'éviter tous types de vibrations.

**Chapitre II :**  
**Etat de l'art sur les méthodes de simulation**  
**de la stabilité du fraisage**

## **Chapitre II :**

### **Etat de l'art sur les méthodes de simulation de la stabilité du fraisage**

#### **II.1 Introduction :**

La simulation du processus de fraisage est plus complexe que les autres processus d'usinage, ceci est dû au travail simultané de plusieurs arêtes de coupe. Cela rend le fraisage un processus non linéaire et discontinu. Sridhar et *al.* en 1968 et Opitz et Bernardi en 1970 ont tenté les premières modélisations du fraisage. Les premiers supposaient que chaque dent est en contact avec la pièce pendant un intervalle de temps constant. D'autre part, la théorie de la stabilité du tournage est appliquée ultérieurement à la stabilité du processus du fraisage, selon Opitz et Bernardi [40].

Contrairement au processus du tournage dans lequel l'outil de coupe reste stationnaire, l'outil de coupe en fraisage tourne par rapport à la pièce et produit des coefficients périodiques ainsi qu'un retard de temps dans le modèle mathématique décrivant le procédé, ce qui conduit à une équation différentielle à retard temporel, [42].

Mathématiquement, la dynamique de coupe pour les effets régénératifs est contrôlée par les paramètres de la période de l'équation différentielle retardée (EDR). Une méthode du temps de retard peut être ainsi utilisée pour résoudre les équations différentielles retardées (EDR) et pour obtenir la limite de stabilité, en fraisage. La méthode est composée de paramètres d'usinage critiques de sorte que la zone de coupe peut être divisée en zones de coupe stables et instables (diagramme des lobes de stabilité

« DLS »). Des paramètres de coupe appropriés peuvent être sélectionnés à partir du (DLS). De cette façon, le broutement peut être efficacement évité, [23].

Dans ce Chapitre on va présenter un état de l'art sur les méthodes de simulation de la stabilité du fraisage, en se limitant aux méthodes utilisées pour le tracé des lobes de stabilité dans le dernier chapitre, tels que : la méthode d'approximation d'ordre zéro (AOZ) connue par la méthode fréquentielle ou bien par la méthode d'Altintas et Budak, la méthode du domaine temporel (DT), la méthode de semi-discrétisation (SD) et la méthode de discrétisation complète (DC).

## II.2 La méthode d'approximation d'ordre zéro (Méthode d'Altintas et Budak) :

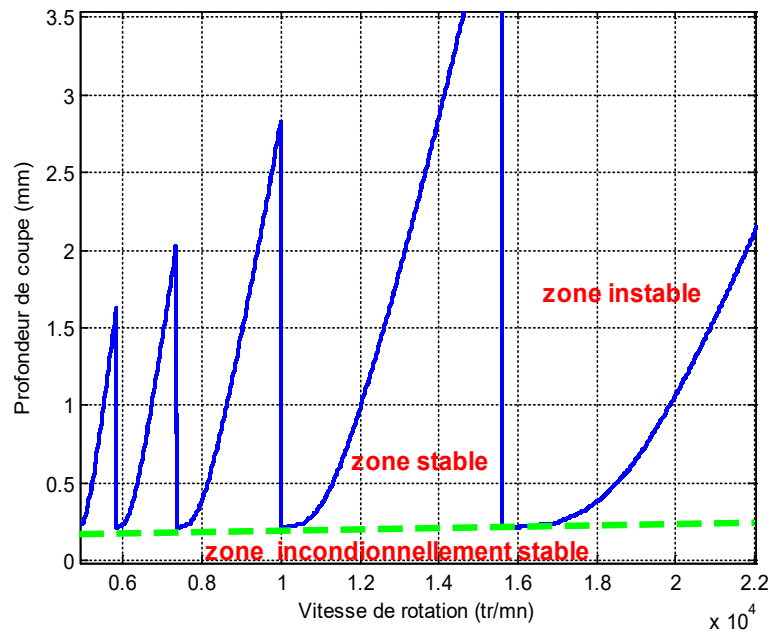
Les méthodes du domaine fréquentiel sont généralement utilisées pour exprimer les équations différentielles retardées (EDR) pour les modèles de broutement dans le domaine fréquentiel à l'aide d'une Transformée de Fourier, et puis la limite de stabilité du fraisage est obtenue en utilisant la théorie de contrôle, [23, 43].

Afin de comprendre l'effet régénérateur, Tobias en (1998) et Tlustý en (1999), ont modélisé le broutement en utilisant des équations différentielles retardées (EDR), de la forme :

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + k x = F(t, h, \Omega, A_p, \tau, \dots) \quad (\text{II.1})$$

La partie droite de l'équation (II.1) représente les forces de coupe, qui sont en fonction d'un ensemble de variables, telles que : l'épaisseur de copeau  $h$ , la vitesse de rotation  $\Omega$ , la profondeur de coupe axiale  $A_p$  et le temps de retard  $\tau$ , [44].

La solution de l'équation (II.1) donne un diagramme des lobes de stabilité (DLS), qui est généralement défini dans l'espace de la vitesse de rotation de la broche et de la profondeur de coupe axiale [41], comme le montre la figure II.1.



**Figure II.1.** Lobes de stabilité pour un système à 1DDL par la méthode d'AOZ.

À une vitesse de coupe spécifique, lorsque la profondeur de coupe axiale dépasse la limite, la coupe devient instable. Le diagramme de lobes de stabilité est utile pour sélectionner les vitesses de coupe optimales autour des pics pour une productivité élevée.

La méthode du domaine fréquentiel connue par la méthode d'approximation d'ordre zéro proposée pour la première fois par Altintas et Budak en 1995 [44], a été ensuite clarifiée par Schmitz, [45]. Cette méthode ne considère que deux degrés de liberté pour un outil dans son modèle de brottement en fraisage. En supposant une relation linéaire entre les forces de coupe et l'épaisseur des copeaux, l'équation dynamique devient, [44-45] :

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + k x = A_p K_t A(t)(x(t) - x(t - \tau)) \quad (\text{II.2})$$

Où  $A(t)$  est la matrice directionnelle avec une période égale à la période de rotation de la broche ou la période de passage des dents.  $A(t)$  peut être approximée en utilisant le terme de Fourier d'ordre zéro ou sa moyenne sur toute la période. La méthode

d'ordre zéro réduit l'équation (II.2) à un problème de valeurs propres qui détermine la limite de stabilité, [45].

Le broutement est directement obtenu à partir de l'expression analytique linéaire. Sans aucune itération numérique, la précision de la prédiction est la même que celle utilisant une solution de domaine temporel ou autres méthodes numériques, et l'efficacité du calcul est améliorée. Cette méthode est largement appliquée jusqu'à présent pour résoudre la stabilité du broutement, [23].

Le diagramme des lobes de stabilité nous permet de distinguer deux zones : zone stable (sans broutement) et zone instable (avec broutement).

### **II.3 La méthode du domaine temporel (DT) :**

L'évolution des simulations dans le domaine temporel (DT), à partir des premiers modèles simples qui ignoraient la dynamique de l'outil et de la pièce et les changements de directions des forces de broutement à des modèles plus avancés, sont attribuées aux travaux de Tlusty et *al.* qui ont modélisé les changements de directions des efforts de coupe dus à une fraise à dents hélicoïdales, pour diverses conditions de coupe.

Une comparaison entre les limites de stabilité obtenues par la formulation améliorée des forces de coupe dynamiques et celles du modèle simplifié précédent a montré des différences significatives selon les travaux de Tlusty, [46].

Une non-linéarité de base dans le phénomène de broutement est le saut de l'outil hors de la coupe, due à des vibrations excessives (une non-linéarité qui se produit pendant le processus de fraisage lorsque la déflexion de l'outil / pièce devient suffisamment importante pour que le contact soit perdu entre l'outil et la pièce), selon Tlusty et Ismail en 1981, [47].



Par exemple, si l'outil avait perdu le contact avec la pièce à un certain point, lors du passage ultérieur de l'outil sur le même point, le calcul de l'épaisseur du copeau implique le déplacement actuel et le déplacement des deux passes précédentes.

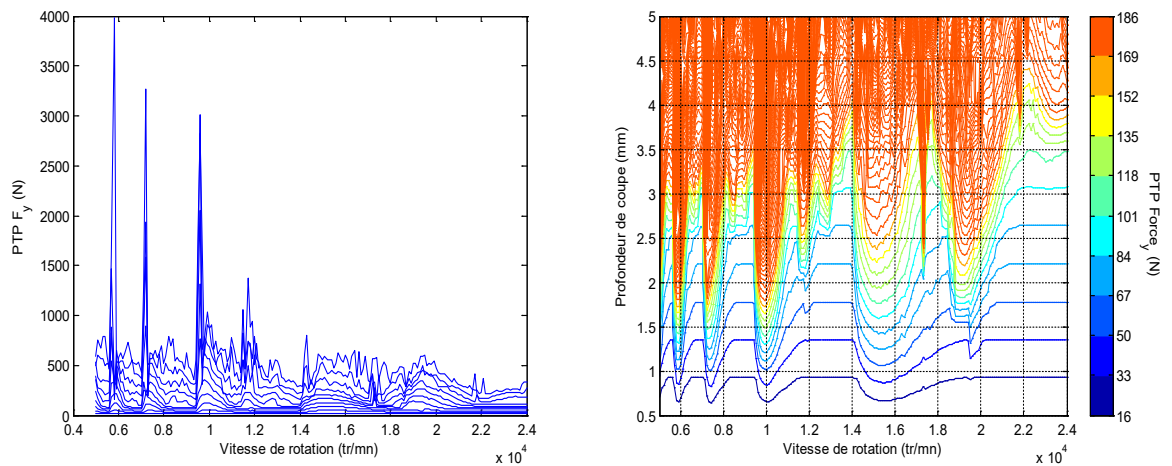
Thusty, Sato et *al.* ont inclus cette non-linéarité, dans une simulation temporelle du processus de broutement, et ils ont introduit le concept du processus de régénération de surfaces multiple. En raison de la perte de contact de l'outil avec la pièce à usiner, les forces d'excitation deviennent nulles aux moments de perte de contact. Cela empêche les déplacements d'augmenter indéfiniment et les stabilisent à une certaine amplitude, [46].

Thusty et *al.* ont proposé une approche graphique unifiée où un ensemble de vitesses de rotation de la broche et de largeurs de coupe axiales sont choisis. Des simulations dans le domaine temporel sont effectuées pour chaque valeur de largeur de coupe axiale, pour différentes vitesses de rotation de la broche, [46]. Smith et Thusty en 1993 [48] se sont intéressés aux vibrations maximums de l'outil (qu'ils nomment "Peak to Peak : PTP"), en balayant plusieurs conditions de coupe et en calculant dans le domaine temporel ces vibrations. Le diagramme des lobes de stabilité ainsi obtenu contient en plus des limites d'instabilité, les valeurs des vibrations de l'outil dans la zone stable (qui augmentent à l'approche de la zone instable). Parallèlement, une autre approche de cette méthode de simulation du comportement a été développée : la méthode de semi-discrétisation (SD), qui résout les équations du mouvement dynamique de manière partielle, [49].

Les diagrammes de forces maximales (PTP) présentent de nombreuses simulations dans le domaine temporel, effectuées sur une gamme de combinaisons de vitesses de rotation de la broche -profondeur axiale. La gamme et la taille de pas de la vitesse de rotation de la broche et de la profondeur de coupe axiale sont spécifiées et la simulation dans le domaine temporel est effectuée pour chaque combinaison. À la fin de chaque simulation, la partie de l'état stationnaire des forces de coupe dans le domaine temporel est examinée pour la différence des forces maximales (PTP).

Le diagramme des forces maximales (PTP), pour chaque combinaison de vitesses de rotation de la broche et de la profondeur de coupe axiale, est utilisé pour générer une carte de contours sur la gamme des vitesses de la broche et de la profondeur de coupe axiale.

Le résultat est analogue au diagramme des lobes de stabilité traditionnel en ce sens, il transmet une représentation globale des combinaisons de coupe stable et instable, de la vitesse de rotation de la broche et de la profondeur de coupe axiale, tout en conservant les informations locales spécifiques des combinaisons individuelles, [47].



**Figure II.2.** Le tracé de lobes de stabilité et des forces de coupe par la méthode de domaine temporel (PTP).

La figure II.2 présente en parallèle le graphe des forces de coupe et le tracé des lobes de stabilité par la méthode du domaine temporel (PTP). Ce graphe donne une image sur la relation entre les forces de coupe et les zones de stabilité, où les zones de stabilité sont larges dans le cas où les forces de coupe sont faibles.

#### II.4 La méthode de semi discrétisation (SD) :

La semi-discrétisation est une technique souvent utilisée comme méthode de calcul en mécanique des fluides, pour résoudre des équations aux dérivées partielles (EDP). L'idée est de discrétiser l'EDP le long des coordonnées spatiales tout en laissant

les coordonnées temporelles inchangées. L'équation différentielle retardée est ainsi approximé par une série d'équations différentielles ordinaires.

La méthode de semi-discrétisation (SD) a été déjà vérifiée et appliquée avec succès dans l'analyse de stabilité de diverses équations différentielles retardées, y compris ceux des systèmes de fraisage à un seul DDL et à deux DDLs, [50, 51].

Les modèles de broutement régénératif sont généralement des systèmes d'équations différentielles retardées (EDR), [52]. Dans le cas du fraisage, la direction de la force de coupe change en raison de la rotation de l'outil, et la coupe est également interrompue lorsque chaque dent de la fraise entre et sort de la pièce.

Par conséquent, l'équation de mouvement résultante est une équation différentielle retardée (EDR) avec un coefficient périodique en fonction du temps. La théorie de Floquet des équations différentielles ordinaires (EDO) périodiques peut être étendue pour ces systèmes, et les propriétés de stabilité sont déterminées par les valeurs propres de l'opérateur de monodromie des systèmes. Ces valeurs propres sont appelées les multiplicateurs caractéristiques. L'opérateur de monodromie peut être représenté par une matrice de dimension infinie. Cela pose bien sûr des difficultés, lorsque nous essayons d'obtenir des prédictions de stabilité de forme fermée. Les méthodes de discrétisation utilisent généralement une matrice de transition approximative de dimension finie, pour prédire les propriétés de stabilité, [53].

Inspurger et *al.* ont été les premiers à proposer une méthode de semi-discrétisation (SD) et l'appliquer aux prédictions de stabilité pour un système de fraisage à un degré de liberté et à deux degrés de liberté en 2002 ; ils ont développé en plus cette méthode de (SD) en 2004, [52].

Cette méthode utilise la pondération de deux valeurs d'hystérésis adjacentes dans chaque intervalle de temps, approxime le terme de retard dans l'intervalle de temps et effectue un développement de moyennes d'ordres zéro, sur le terme de coefficient périodique, pour produire un système dynamique discret qui se rapproche du système

dynamique différentiel d'origine dans un seul cycle. La stabilité est ensuite jugée par rapport à la taille du rayon spectral de la matrice de transition d'état, [23, 54].

L'équation différentielle retardée de n-dimensions est donnée sous la forme, [53] :

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)x(t - \tau) \quad (\text{II.3})$$

$$A(t+T) = A(t),$$

$$B(t+T) = B(t)$$

L'équation (II.3) est calculée, quand le temps de retard ( $\tau$ ) et la période ( $T$ ) sont des valeurs optionnelles. La première étape de la méthode de semi-discrétisation est la construction de la division de l'intervalle du temps  $[t_i, t_{i+1}]$  de longueur  $\Delta t$ ,  $i=0,1,\dots$  tel que :  $T = p.\Delta t$ , où  $p$  est un entier qui peut être considéré comme un paramètre d'approximation concernant la période. En introduisant l'entier  $q$ , tel que :

$$q = \text{int} \left( \frac{\tau + \Delta t / 2}{\Delta t} \right) \quad (\text{II.4})$$

Où : (*int*) est une fonction qui arrondi les nombres après la virgule vers zéro (ex :  $\text{int}(4.82)=4$ ). L'entier  $q$  peut être considéré comme un paramètre d'approximation concernant le temps de retard.

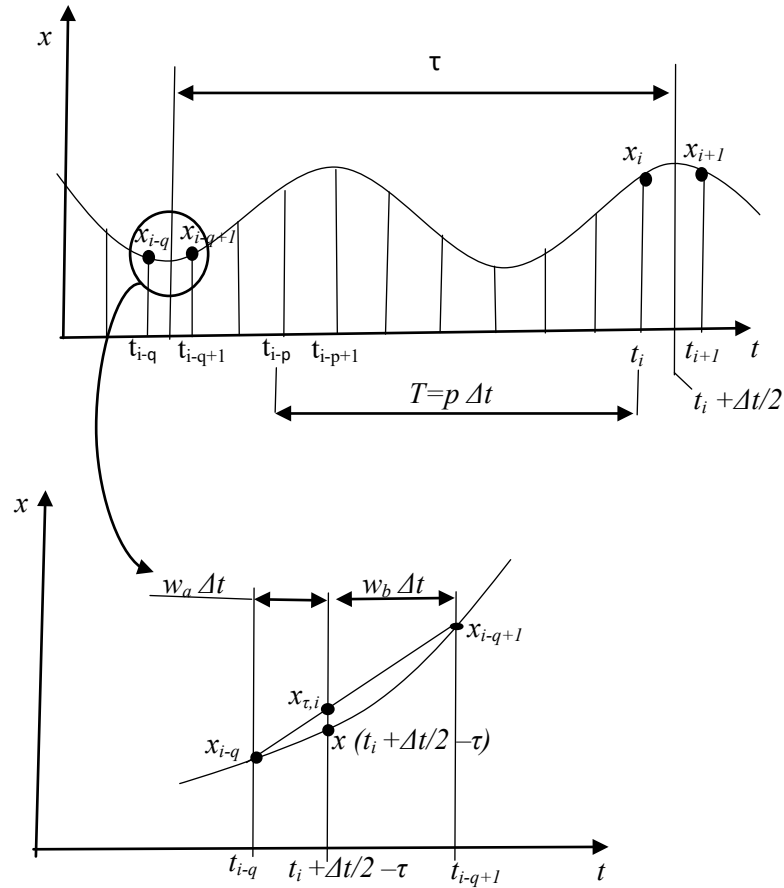


Figure II.3. Approximation du terme retardé, [53].

En utilisant la notation  $x(t_j)=x_j$  pour n'importe quel entier  $j$ , dans l' $i^{\text{ème}}$  intervalle, l'équation (II.3) peut être approximée comme suit, [53] :

$$\dot{x}(t) = A_i x(t) + B_i x_{\tau,i} \tag{II.5}$$

Où :

$$A_i = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_i}^{t_{i+1}} A(t) dt, \quad B_i = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_i}^{t_{i+1}} B(t) dt \tag{II.6}$$

Et  $x_{\tau}$  est l'approximation suivante du terme retardé

$$x(t - \tau) \approx x\left(t_i + \frac{\Delta t}{2} - \tau\right) \approx w_b x_{i-q} + w_a x_{i-q+1} = x_{\tau,i} \tag{II.7}$$

Où les pondérations de  $x_{i-q}$  et  $x_{i-q+1}$  sont :

$$w_b = \frac{\tau + \frac{\Delta t}{2} - q \Delta t}{\Delta t} \quad (\text{II.8})$$

$$w_a = \frac{q \Delta t + \frac{\Delta t}{2} - \tau}{\Delta t} \quad (\text{II.9})$$

L'astuce dans l'approximation est que le terme retardé est approximé à une combinaison linéaire pondérée des valeurs discrètes retardées  $x_{i-q}$  et  $x_{i-q+1}$  avec l'aide du terme résiduel habituel de Lagrange. L'erreur estimée peut être construite de manière habituelle pour ce choix naturel de la pondération.

La solution de l'équation (II.5) pour la condition initiale  $x(t_i) = x_i$ , se fait selon :

$$x(t_i) = x_i \quad (\text{II.10})$$

Avec :

$$x(t) = \exp(A_i(t-t_i)) \left( x_i + A_i^{-1} B_i x_{\tau,i} \right) - A_i^{-1} B_i x_{\tau,i} \quad (\text{II.11})$$

En substituant  $t = t_{i+1}$  et en utilisant l'équation (II.7),  $x_{i+1} = x(t_{i+1})$  est défini comme suit :

$$x_{i+1} = P_i x_i + w_a R_i x_{i-q+1} + w_b R_i x_{i-q} \quad (\text{II.12})$$

Où

$$P_i = \exp(A_i \Delta t) \quad (\text{II.13})$$

$$R_i = (\exp(A_i \Delta t) - I) A_i^{-1} B_i \quad (\text{II.14})$$

I étant la matrice identité.

Maintenant, selon l'équation (II.12), une valeur discrète peut être défini par :

$$y_{i+1} = C_i y_i \quad (\text{II.15})$$

Où le vecteur de dimension  $n(q+1)$  est donné par :

$$y_i = \text{col}(x_i, x_{i-1}, \dots, x_{i-q}) \quad (\text{II.16})$$

Et la matrice des coefficients aura la forme suivante :

$$C_i = \begin{pmatrix} P_i & 0 & 0 & \dots & 0 & w_a R_i & w_b R_i \\ I & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \ddots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & I & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{II.17})$$

L'étape suivante permet de déterminer la matrice de transition ( $\Phi$ ) le long de la période principale :  $T = p \cdot \Delta t$ . Cela a une approximation dimensionnelle finie du l'opérateur de monodromie dans une version de dimension infinie selon la théorie de Floquet. La matrice de transition donne une relation entre ( $y_0$ ) et ( $y_p$ ) sous la forme :

$$y_p = \Phi y_0 \quad (\text{II.18})$$

Où ( $\Phi$ ) est donnée par le couplage des solutions :

$$\Phi = C_{p-1} C_{p-2} \dots C_1 C_0 \quad (\text{II.19})$$

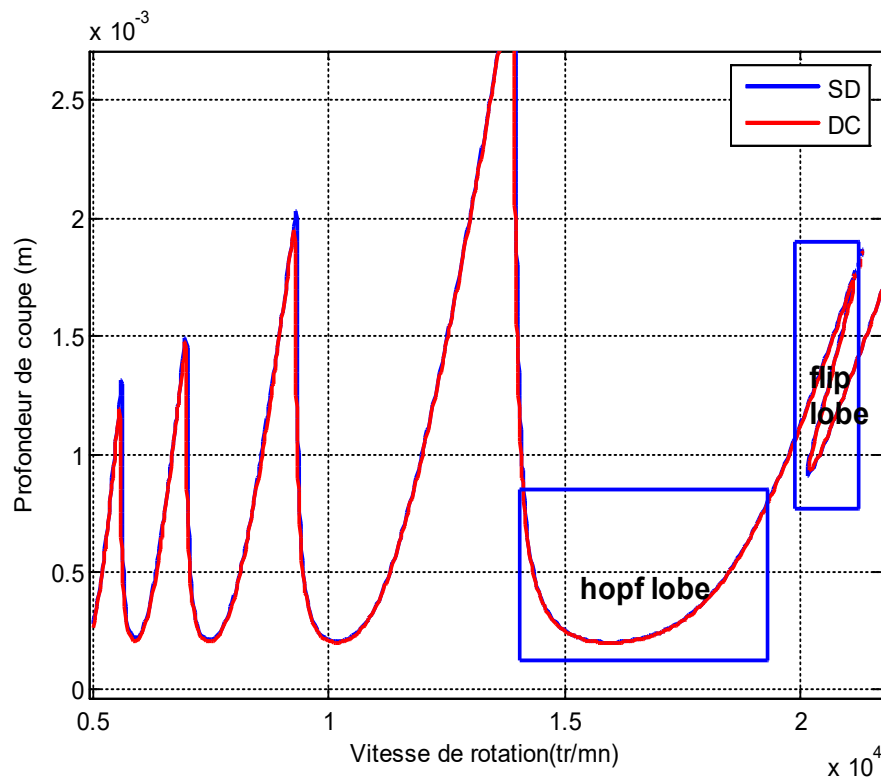
On remarque que l'entier ( $p$ ) détermine le nombre de matrices à multiplier dans l'équation (II.19) et ( $q$ ) détermine la dimension de ces matrices. Pour les systèmes à grande période principale (c'est à dire avec un grand  $p$ ) et un grand retard (c'est à dire

avec un grand  $q$ ), la détermination de la matrice de transition peut consommer du temps de calcul. Maintenant, la détermination de la stabilité est réduite, si les valeurs propres de  $(\Phi)$  sont en module inférieures de l'unité, [51].

**Tableau.II.1.** Paramètres dynamiques pour le tracé des lobes de stabilité des (figures II.1, II.2 et II.4), [53].

Paramètres	valeurs
N	2
$K_t$	$6.10^8$ (N/m <sup>2</sup> )
$K_n$	$2.10^8$
$\omega_0$	$922.2.\pi$ (rad/s)
$\zeta$	0.011
$m_t$	0.03993 (kg)

Les figures II.1 et II.2 sont obtenues pour un mode de fraisage en avalant et pour un taux d'engagement de 0.75.



**Figure II.4.** Lobes de stabilité pour un système à 1DDL : méthodes (SD et DC), [55].



La figure II.4 montre une comparaison des résultats de simulation en utilisant la méthode de semi discrétisation (SD) et la méthode de discrétisation complète (DC). Les deux méthodes donnent presque les mêmes résultats. En comparant les lobes de stabilité obtenus par ses deux méthodes (figure II.4), avec ceux obtenus par la méthode d'AOZ (figure II.1), on remarque l'apparition d'un autre type de lobes appelé "Flip lobes", [56, 57]. .

## II.5 Méthode de discrétisation complète (DC) :

Ding et *al.* [58] ont introduit la méthode de discrétisation complète (DC) en 2010 ; elle est basée sur une approche d'intégrale directe, pour obtenir la réponse dynamique d'un processus de fraisage, dans le but de faciliter la prévision de la stabilité du fraisage, [23, 58, 59].

L'équation correspondante du modèle contient un retard temporel (en raison de l'effet régénératif) et des coefficients temporels (dus au forçage paramétrique des dents de coupe suivantes) ; par conséquent le modèle mathématique est une équation différentielle retardée (EDR) avec des coefficients temporels périodiques.

Selon les équations différentielles retardées de la théorie de Floquet, le système est stable si toutes les valeurs propres de l'opérateur de monodromie (ou l'opérateur de transition de Floquet) sont de module inférieur de l'unité.

Contrairement à la méthode (SD), où seuls l'état retardé et les coefficients périodiques sont discrétisés, la méthode de (DC) discrétise également certaines parties des positions du domaine temporel actuel, [60].

La dynamique du processus de fraisage, en considérant l'effet régénératif, peut être décrite par un système périodique à n-dimensions avec un seul temps discret de retard, exprimé sous la forme d'un espace, [58].

L'(EDR) de n dimensions est sous la forme :

$$\dot{x}(t) = A_0 x(t) + A(t)x(t) + B(t)x(t-\tau) \quad (\text{II.20})$$

Où  $A_0$  est une matrice constante représentant la nature invariable en fonction du temps du système ;  $A(t)$  et  $B(t)$  sont des matrices à deux coefficients périodiques satisfaisant :  $A(t+T) = A(t)$  et  $B(t+T) = B(t)$  ; et  $(T)$  est la période qui est égale au temps de retard  $(\tau)$ .

La première étape pour résoudre numériquement l'équation (II.20) est de discrétiser la période  $T$ , c'est à dire, en des divisions égales et équidistantes de  $T$ , et en  $p$  petits intervalles, tel que :  $T = p \cdot \Delta t$ . Dans chaque intervalle :  $q \Delta t \leq t \leq (q+1) \Delta t$ , pour le cas de la méthode de (DC) :  $(q = 0, \dots, p)$ , avec la condition initiale :  $x_q = x(q \Delta t)$  qui peut être obtenue via le schéma d'intégration direct, comme suit :

$$x(t) = e^{A_0(t-q\Delta t)} x(q\Delta t) + \int_{q\Delta t}^t \left\{ e^{A_0(t-\xi)} [A(\xi)x(\xi) + B(\xi)x(\xi-T)] \right\} d\xi \quad (\text{II.21})$$

L'équation (II.21) peut être exprimée comme suit :

$$x(q\Delta t + t) = e^{A_0 t} x(q\Delta t) + \int_0^t \left\{ e^{A_0 \xi} \left[ \begin{array}{l} A(q\Delta t + t - \xi) x(q\Delta t + t - \xi) + \\ B(q\Delta t + t - \xi) x(q\Delta t + t - \xi - T) \end{array} \right] \right\} d\xi \quad (\text{II.22})$$

Où :  $0 < t < \Delta t$ . Alors,  $x_{q+1} = x(q\Delta t + \Delta t)$  peut être obtenue à partir de l'équation (II.21) :

$$x_{q+1} = e^{A_0 \Delta t} x(q\Delta t) + \int_0^{\Delta t} \left\{ e^{A_0 \xi} \left[ \begin{array}{l} A(q\Delta t + \Delta t - \xi) x(q\Delta t + \Delta t - \xi) + \\ B(q\Delta t + \Delta t - \xi) x(q\Delta t + \Delta t - \xi - T) \end{array} \right] \right\} d\xi \quad (\text{II.23})$$

L'étape suivante est de saisir le terme de Duhamel de l'équation (II.23), c'est à dire l'élément intégré. Premièrement, le temps de retard  $x(q\Delta t + \Delta t - \xi - T)$  est linéairement approximé en utilisant :  $x_{q+1-p}$  et  $x(q-p)$ , c'est à dire les deux valeurs limites de l'intervalle du temps résultant:  $[(q-p)\Delta t, (q+1-p)\Delta t]$ , dans l'équation suivante :

$$x(q\Delta t + \Delta t - \xi - T) = x_{q+1-p} + \xi (x_{q-p} - x_{q+1-p}) / \Delta t \quad (\text{II.24})$$

L'élément d'état  $x(q\Delta t + \Delta t - \xi)$  dans l'équation (II.23) peut être aussi approximé linéairement en utilisant  $x_q$  et  $x_{q+1}$ , c.-à-d. les valeurs limites de l'intervalle  $[q\Delta t, (q+1)\Delta t]$ , résultant en la relation (II.25) :

$$x(q\Delta t + \Delta t - \xi) = x_{q+1} + \xi (x_q - x_{q+1}) / \Delta t \quad (\text{II.25})$$

Similairement, les éléments périodiques temporels :  $A(q\Delta t + \Delta t - \xi)$  et  $B(q\Delta t + \Delta t - \xi)$  dans l'équation (II.23) peuvent être aussi linéairement approximés par interpolation linéaire des deux valeurs limites à l'intervalle du temps :  $[q\Delta t, (q+1)\Delta t]$ , résultant en :

$$A(q\Delta t + \Delta t - \xi) = A_0^{(q)} + A_1^{(q)} \xi \quad (\text{II.26})$$

Où :  $A_0^{(q)} = A_{q+1}$ ,  $A_1^{(q)} = (A_q - A_{q+1}) / \Delta t$  et  $A_q$  indique la valeur de  $A(t)$  prélevée au temps :  $t_q = q\Delta t$ .

$$B(q\Delta t + \Delta t - \xi) = B_0^{(q)} + B_1^{(q)} \xi \quad (\text{II.27})$$

Où :  $B_0^{(q)} = B_{q+1}$  ,  $B_1^{(q)} = (B_q - B_{q+1}) / \Delta t$  et  $B_q$  indique la valeur de  $B(t)$  prélevée au temps :  $t_q = q \Delta t$  .

En substituant les équations (II.25) et (II.26) dans l'équation (II.23), on arrivera à l'expression suivante :

$$x_{q+1} = (F_0 + F_{0,1})x_q + F_{q+1}x_{q+1} + F_{p-1}x_{q+1-p} + F_p x_{q-p} \quad (\text{II.28})$$

Où :

$$F_0 = \Phi_0 \quad (\text{II.29})$$

$$F_{0,1} = (\Phi_2 / \Delta t)A_0^{(q)} + (\Phi_3 / \Delta t)A_1^{(q)} \quad (\text{II.30})$$

$$F_{q+1} = (\Phi_1 - \Phi_2 / \Delta t)A_0^{(q)} + (\Phi_2 - \Phi_3 / \Delta t)A_1^{(q)} \quad (\text{II.31})$$

$$F_{p-1} = (\Phi_1 - \Phi_2 / \Delta t)B_0^{(q)} + (\Phi_2 - \Phi_3 / \Delta t)B_1^{(q)} \quad (\text{II.32})$$

$$F_p = (\Phi_2 / \Delta t)B_0^{(q)} + (\Phi_3 / \Delta t)B_1^{(q)} \quad (\text{II.33})$$

$$\Phi_0 = e^{A_0 \Delta t}, \Phi_1 = \Delta t \int_0^{\Delta t} e^{A_0 \xi} d\xi, \Phi_2 = \int_0^{\Delta t} \xi e^{A_0 \xi} d\xi, \Phi_3 = \int_0^{\Delta t} \xi^2 e^{A_0 \xi} d\xi \quad (\text{II.34})$$

Clairement,  $\Phi_1, \Phi_2$  et  $\Phi_3$  peuvent être exprimées explicitement sous forme matricielle ( $\Phi_0$ ) et ( $A_0^{-1}$ ), c'est-à-dire :

$$\Phi_1 = A_0^{-1}(\Phi_0 - I) \quad (\text{II.35})$$

$$\Phi_2 = A_0^{-1}(\Delta t \Phi_0 - \Phi_1) \quad (\text{II.36})$$

$$\Phi_3 = A_0^{-1}(\Delta t^2 \Phi_0 - 2\Phi_2) \quad (\text{II.37})$$

Alternativement, les matrices  $(\Phi_0, \Phi_1, \Phi_2, \Phi_3)$  dans l'équation (II.34) peuvent être numériquement calculées en utilisant la méthode d'intégration temporelle précise, sans calculer la matrice inverse  $A_0^{-1}$ .

De l'équation (II.28), il est évident que la matrice  $[I - F_{q+1}]$  est non singulière, et  $x_{q+1}$  peut être exprimée explicitement sous la forme suivante :

$$x_{q+1} = [I - F_{q+1}]^{-1} (F_0 + F_{0,1}) x_q + [I - F_{q+1}]^{-1} F_{p-1} x_{q+1-p} + [I - F_{q+1}]^{-1} F_p x_{q-p} \quad (\text{II.38})$$

Dans le cas où la matrice  $[I - F_{q+1}]$  est singulière, l'élément d'état  $x(q\Delta t + \Delta t - \xi)$  dans l'équation (II.25) peut être remplacé par l'expression d'ordre zéro obtenue :

$$x(q\Delta t + \Delta t - \xi) = x_q \quad (\text{II.39})$$

Alors  $x_{q+1}$  devient :

$$x_{q+1} = [F_0 + F_{0,2}] x_q + F_{p-1} x_{q+1-p} + F_p x_{q-p} \quad (\text{II.40})$$

Où :

$$F_{0,2} = \Phi_1 A_0^{(q)} + \Phi_2 A_1^{(q)} \quad (\text{II.41})$$

Selon l'équation (II.38), une carte discrète peut être définie comme :

$$y_{q+1} = D_q y_q \quad (\text{II.42})$$

Où le vecteur  $y_q$  de dimension  $n(p+1)$  est écrit sous la forme :

$$y_q = \text{col}(x_q, x_{q-1} \cdots x_{q+1-p}, x_{q-p}) \quad (\text{II.43})$$

et  $D_q$  est défini comme suit :

$$D_q = \begin{bmatrix} [I - F_{q+1}]^{-1} (F_0, F_{0,1}) & 0 & 0 & \dots & 0 & [I - F_{q+1}]^{-1} F_{p-1} & [I - F_{q+1}]^{-1} F_p \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & I & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{II.44})$$

Maintenant, la matrice de transition ( $\Phi$ ) le long d'une période peut être construite en utilisant la séquence des cartes discrètes :  $D_q$  ( $q = 0, \dots, p-1$ ), c'est-à-dire :

$$y_p = \Phi y_0 \quad (\text{II.45})$$

Où ( $\Phi$ ) est défini par la relation :

$$\Phi = D_{p-1} D_{p-2} \dots D_1 D_0 \quad (\text{II.46})$$

Selon la théorie de Floquet, la stabilité du système peut être déterminée : si les modules de toutes les valeurs propres de la matrice de transition ( $\Phi$ ) sont inférieurs à l'unité, le système est stable ; si non le système est instable, [56].

**Tableau II.2.** Caractéristiques dynamiques pour le tracé de la figure II.5, [53].

<b>Paramètres</b>	<b>valeurs</b>
N	2
$K_t$ (N/m <sup>2</sup> )	$6.10^8$
$K_n$ (N/m <sup>2</sup> )	$2.10^8$
$\omega_{nx}$ (rad/s)	$922.2.\pi$
$\omega_{ny}$ (rad/s)	$922.2.\pi$
$\zeta_x$	0.011
$\zeta_y$	0.011
$m_x$ (kg)	0.03993
$m_y$ (kg)	0.03993

La figure II.5 présente les cartes de stabilité pour un système de fraisage à 2 DDLs, et les lobes de stabilité sont obtenus pour le mode de fraisage en avalant, en utilisant une fraise symétrique et différents taux d'engagement, [61].

Les trois méthodes (AOZ, SD, DC) donnent les mêmes limites de stabilité pour un engagement élevé de l'outil : ( $a/D=1$ ). La différence entre la méthode de (SD) et la méthode d'(AOZ) augmente en diminuant le taux d'engagement, et les lobes de stabilité de types " flip " deviennent plus larges dans le cas des faibles engagements, (figure II.5).

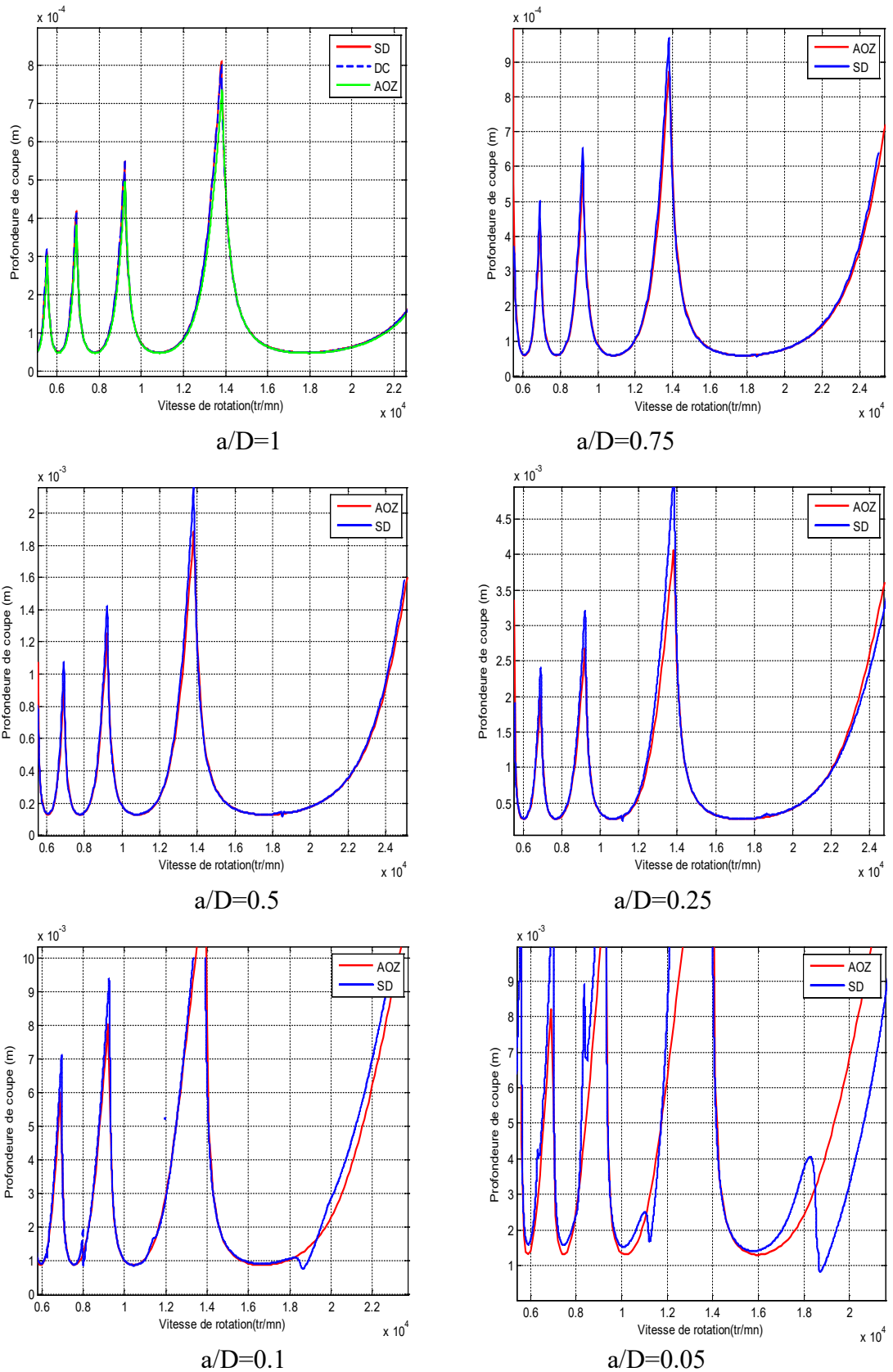


Figure II.5. Comparaison des lobes de stabilité pour un système à 2 DDLs pour différents taux d'engagement.



### III.6 Conclusions :

Les études actuelles sur la stabilité en fraisage s'appuient sur les approches : l'analyse du système usinant (pièce, outil, machine-outil) modélisé comme un système asservis linéaire (méthode fréquentiel) et la simulation numérique dans le domaine temporel, [62] ; ainsi que sur la méthode de (SD) et sur la méthode de discrétisation complète (DC) qui approximent l'EDR originale, et rendent l'opérateur de monodromie fini pour approximer l'opérateur original infini, [48].

Les méthodes de simulation du fraisage, tels que : la méthode fréquentielle (AOZ), la méthode du domaine temporelle (DT), et les méthodes de discrétisation (SD) et (DC) ont fait l'objet de beaucoup de recherches dans le domaine d'usinage, et elles sont largement utilisées pour la simulation du fraisage pour la résolution des problèmes dynamiques qui apparaissant dans ce processus ; afin d'obtenir les meilleurs paramètres de coupe et aussi l'amélioration de la qualité du produit final.

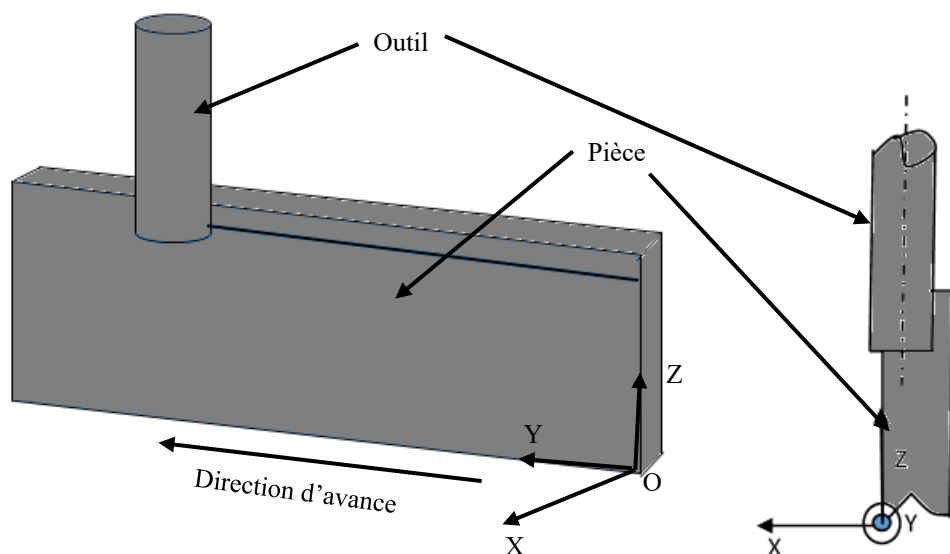
Dans ce chapitre, le tracé de lobes de stabilité est réalisé en utilisant quatre différentes méthodes de simulation. La différence la plus apparente entre la méthode d'approximation d'ordre zéro (AOZ) et les méthodes de discrétisation (SD) et (DC) est l'apparition d'un autre type de lobes appelé 'flip lobes'. Pour la méthode du domaine temporelle (DT), elle donne une image complète sur le processus de fraisage, en traçant les lobes de stabilité et la courbe de forces de coupe en parallèle, ce qui donne une image très claire sur la relation entre les forces de coupe et les limites de stabilité.

**Chapitre III :**  
**Modélisation du fraisage des parois minces**

## Chapitre III : Modélisation du fraisage des parois minces

### III.1 Introduction :

Les pièces mécaniques à parois minces (figure III.1) sont largement utilisées dans l'industrie et dans les études des recherches universitaires. Cependant, l'usinage de ces pièces est plus difficile que celui des pièces rigides. La raison principale est que les propriétés dynamiques des pièces minces, telles que la rigidité et l'amortissement sont faibles. De plus, l'usinage des pièces à parois minces peut induire des vibrations de broutement et l'usure des outils de coupe [63,64], ce qui affecte la qualité de surface du produit fini. Par conséquent, la surveillance du processus d'usinage est nécessaire pour fabriquer des produits avec une meilleure précision, [64].



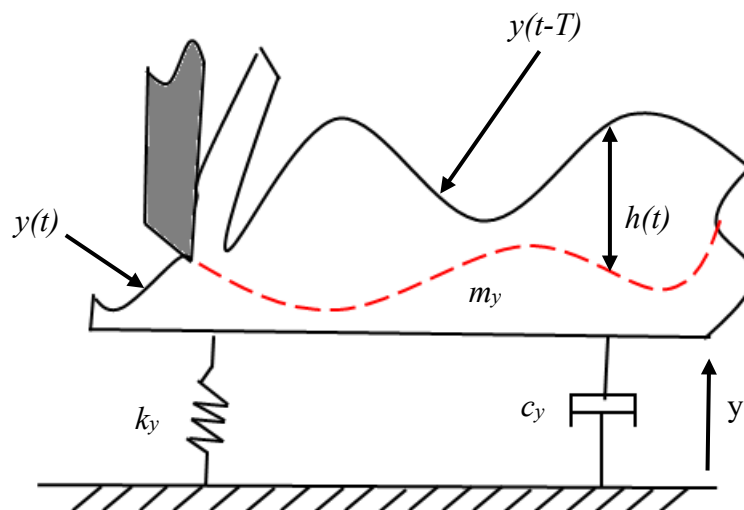
**Figure III.1.** Exemple d'une pièce à paroi mince en fraisage en bout.

Un moyen simple de surveiller le processus d'usinage consiste à analyser les vibrations. Pour supprimer les vibrations de broutement, les paramètres de coupe responsables de l'instabilité d'usinage sont souvent définis en premier. À cette fin, un diagramme des lobes de stabilité (DLS) est généré avant l'usinage réel. Les lobes de stabilité dans l'usinage ont d'abord été étudiés par Tobias et *al.* et ont été appliqués ensuite par Tlustý au fraisage à grande vitesse (FGV), ainsi que par Altintas et Budak. En outre, le (DLS) a été largement appliqué dans plusieurs domaines de recherche, [64].

Dans ce chapitre on va étudier la stabilité du système d'usinage pour différents modèles dynamiques du fraisage des parois minces, en appliquant les méthodes de simulation citées au 3<sup>ème</sup> chapitre.

### III.2 Modèle à un seul degré de liberté (1 DDL) :

Parce que la rigidité dans le sens de l'épaisseur de coupe  $h(t)$  est particulièrement faible pour les parois minces, le modèle dynamique en fraisage des structures à parois minces peut être simplifié en utilisant la théorie des vibrations forcées d'un système à un seul degré de liberté [64], figure III.2 :



**Figure III.2.** Modèle dynamique pour une paroi latérale, selon Y : (modèle à 1 ddl).

Dans ce modèle, la pièce à paroi mince est considérée comme une pièce flexible déformée par les forces de coupe. Le modèle comprend la masse modale  $m_y$ , la rigidité  $k_y$  et l'amortissement  $c_y$ , pour décrire le déplacement vibratoire au point de contact causé par la déformation de la pièce. Une partie de la surface de la pièce est usinée par un outil rotatif. La profondeur de coupe est constante et lorsque plusieurs dents se succèdent pour générer des copeaux dans une zone de coupe, l'épaisseur de copeau  $h(t)$  efficace varie en raison de la vibration verticale de la pièce. Les forces de coupe sont également non constantes et chaque dent laisse une ondulation derrière elle, ce qui affecte l'épaisseur de copeau  $h(t)$  effective de la dent suivante de la fraise, [64].

L'équation dynamique pour les vibrations forcées pour un système à un seul DDL (degré de liberté) peut être écrite comme suit, [19] :

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = F(t) \quad (\text{III.1})$$

Où :

$y(t)$  est le déplacement du broutement en (mm),  $F(t)$  est la force de coupe harmonique  $F(t) = F_m e^{i\omega t}$ , avec  $F_m$  est l'amplitude des vibrations de la force,  $\omega$  est la fréquence de la force,  $t$  est le temps et  $i^2 = -1$ .

La solution à l'état stationnaire de l'équation est:  $y(t) = Y e^{i\omega t}$ . En substituant cela dans l'équation (III.2), le résultat montre que la force est liée à la vibration résultante de fréquence  $\omega$  de la force de coupe, comme suit :

$$\left( -m_y \omega^2 + i \omega c_y + k_y \right) Y e^{i\omega t} = F_m e^{i\omega t} \quad (\text{III.2})$$

L'équation (III.2) peut être réécrite sous la forme d'un rapport entre la sortie et l'entrée, qui est bien connue comme la fonction de réponse en fréquence (FRF) ou bien la fonction de transfert :

$$\Phi_{yy}(\omega) = \frac{Y}{F} = \frac{1}{k_y} \left[ \left\{ 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_{ny}} \right)^2 \right\} i 2 \zeta_y \frac{\omega}{\omega_{ny}} \right]^{-1} = \frac{1}{k_y} \frac{1}{(1 - r_p^2) + i 2 \zeta_y r_p} \quad (\text{III.3})$$

$\omega_{ny} = \sqrt{\frac{k_y}{m_y}}$  : la fréquence propre.

$\zeta_y = (c_y / 2 m_y \omega_{ny})$  : le taux d'amortissement ( $c$  : N·s/m).

$r_p = \left( \frac{\omega}{\omega_{ny}} \right)$  : le rapport de fréquences.

L'équation (III.3) peut être réécrite sous la forme :

$$\Phi_{yy}(\omega) = \frac{1}{k_y} \frac{(1 - r_p^2) - 2i \zeta_y r_p}{(1 - r_p^2)^2 + (2 \zeta_y r_p)^2} \quad (\text{III.4})$$

$\Phi_{yy}(\omega)$  est la fonction de transfert directe, [64] :

$$G_{yy}(\omega) = \text{Re}\{\Phi_{yy}(\omega)\} = \frac{1}{k_y} \frac{(1 - r_p^2)}{(1 - r_p^2)^2 + (2 \zeta_y r_p)^2} \quad (\text{III.5})$$

$$H_{yy}(\omega) = \text{Im}\{\Phi_{yy}(\omega)\} = \frac{1}{k_y} \frac{-2 \zeta_y r_p}{(1 - r_p^2)^2 + (2 \zeta_y r_p)^2} \quad (\text{III.6})$$

$$|\Phi_{yy}(\omega)| = \frac{1}{k_y} \sqrt{\frac{1}{(1 - r_p^2)^2 + (2 \zeta_y r_p)^2}} \quad (\text{III.7})$$

$$\Psi = \tan^{-1} \left[ \frac{\text{Im}\{\Phi_{yy}(\omega)\}}{\text{Re}\{\Phi_{yy}(\omega)\}} \right] \quad (\text{III.8})$$

### III.2.1 La méthode d'approximation d'ordre zéro (AOZ) :

Selon Altintas et Budak, pour l'analyse de la stabilité d'un modèle de fraisage à un seul DDL, seule la partie dynamique de l'épaisseur de coupe a besoin d'être prise en considération. Elle est fonction de la différence entre la position de la dent à l'instant  $(t)$  et la position au précédent coup de la dent à l'instant  $(t - \tau)$  :

$$h(t) = y(t) - y(t - \tau) \quad (\text{III.9})$$

L'utilisation d'une loi de coupe linéaire permet d'exprimer les efforts de coupe dynamiques, sous la forme :

$$F_y(t) = \frac{1}{2} A_p K_t [A(t)h(t)] \quad (\text{III.10})$$

Avec  $(A_p)$  la profondeur de passe axiale,  $(K_t)$  le coefficient spécifique de coupe tangentiel et  $[A(t)]$  la matrice des coefficients dynamiques de fraisage, [19]. Afin de limiter les calculs, seulement à l'ordre zéro, la valeur moyenne de la décomposition en série de Fourier de la matrice  $[A(t)]$  est prise en compte :  $[A_0]$ . La matrice  $[A_0]$  s'exprime alors par la forme simplifiée :

$$[A_0] = [\alpha_{yy}] \quad (\text{III.11})$$

Où :

$\alpha_{yy}$  est le coefficient directionnel de fraisage dans la direction  $y$ , qui est obtenu en intégrant entre les angles d'entrée et de sortie, lorsque l'arête de coupe entre et sort de la zone de coupe, et qui est donné comme suit :

$$\alpha_{yy} = \frac{1}{2} \left[ -\cos(2\phi) - 2k_r \phi - K_r \sin(2\phi) \right]_{\phi_{en}}^{\phi_{ex}} \quad (\text{III.12})$$

Avec :  $k_r = \frac{K_n}{K_t}$ , où  $K_n$  le coefficient spécifique de coupe radial (N / m<sup>2</sup>).

et :

$$G_{yy}(\omega) = \frac{2\pi}{N K_t A_{p\lim} \alpha_{yy}} \quad (\text{III.13})$$

et  $N$  est le nombre de dents.

Dans ce modèle pour l'opération de fraisage en avalant, l'angle de sortie  $\phi_{ex}$  est 180° et l'angle de départ  $\phi_{en}$  en degrés est défini par la profondeur de coupe radiale ( $a$ ) et par le rayon du bec de l'outil ( $R$ ), comme suit :

$$\phi_{en} = 180 - \cos^{-1}\left(\frac{R-a}{R}\right) \quad (\text{III.14})$$

Lorsque les vibrations auto-excitées se produisent, la fréquence  $\omega$  est définie par la vitesse de rotation de la broche  $\Omega$  où la phase  $\Psi$  est donnée par l'équation (III.8).

$$\Omega = \frac{60\omega}{2lb\pi + \Psi} \quad (\text{III.15})$$

Où  $lb$  est le nombre entier de lobes ( $lb = 0, 1, 2, \dots$ ). Par des calculs itératifs des équations (III.8) et (III.15), sur une large gamme de rapports de fréquence ( $r$ ) pour les entiers arbitraires  $lb$ , le DLS (diagramme des lobes de stabilité) peut être obtenu, et dans lequel les limites de stabilité de la profondeur de coupe axiale et de la vitesse de rotation de la broche sont tracées ensemble, [64].

En utilisant les équations (III.4) et (III.13), la limite de stabilité axiale est obtenue comme suit :

$$A_{p\lim} = \frac{2\pi k_y}{N K_t \alpha_{yy}} \cdot \frac{(1-r_p^2)^2 + (2\zeta_y r_p)^2}{1-r_p^2} \quad (\text{III.16})$$



Ici, la vitesse de rotation de la broche  $\Omega$ , correspondante à l'axe des abscisses dans le (DLS), peut être obtenue par l'expression suivante, [65] :

$$\Omega = \frac{60 \omega}{N \left( 2 l b \pi + \pi - 2 \arctan \frac{2 \zeta_y r_p}{r_p^2 - 1} \right)} \quad (\text{III.17})$$

### III.2.2 La méthode de semi discrétisation (SD) :

L'équation générale du mouvement peut être exprimée comme suit :

$$\ddot{y}(t) + 2 \zeta_y \omega_n \dot{y}(t) + \omega_n^2 y(t) = - \frac{A_p K_{s_{yy}}(t)}{m_y} (y(t) - y(t-T)) \quad (\text{III.18})$$

Où  $\zeta_y$  est l'amortissement relatif,  $\omega_n$  est la fréquence angulaire propre,  $A_p$  est la profondeur de coupe axiale, et  $m_y$  est la masse modale de la pièce.

Le terme retardé  $y(t-T)$  est dû à l'effet régénératif. Le temps de retard est égal à la période de passage des dents de l'outil, [52]. Le coefficient spécifique de force de coupe  $K_{s_{yy}}(t)$  est déterminé par la relation, [66] :

$$K_{s_{yy}}(t) = \sum_{j=1}^N g(\phi_j(t)) \sin(\phi_j(t)) \left[ -k_t \cos(\phi_j(t)) + k_n \sin(\phi_j(t)) \right] \quad (\text{III.19})$$

Où  $N$  est le nombre de dents,  $k_t$  et  $k_n$  sont respectivement les coefficients linéarisés des forces de coupe tangentielle et radiale, et  $\phi_j(t)$  est la position angulaire de la  $j^{\text{ème}}$  dent définie par la relation :

$$\phi_j(t) = (2\pi \Omega / 60)t + 2j\pi / N \quad (\text{III.20})$$

Où  $\Omega$  est la vitesse de rotation en (tr/mn),  $g(\phi_j(t))$  est une fonction égale à 1 si la dent  $j$  est dans la matière, sinon elle est égale à 0 :

$$g(\phi_j(t)) = \begin{cases} 1 & \text{if } \phi_{en} < \phi_j(t) < \phi_{ex} \\ 0 & \text{autrement} \end{cases} \quad (\text{III.21})$$

Où  $\phi_{en}$  et  $\phi_{ex}$  sont les angles d'entrée et de sortie de la  $j^{\text{ème}}$  dent.

Due à l'effet d'excitation de la passe de la dent,  $K_{s_{yy}}(t)$  est périodique avec la période  $\tau$  de passage d'une dent, c'est-à-dire, pour le processus du fraisage, le temps de retard est égal à la période. Par conséquent, les équations (II.4), (II.8) et (II.9) du chapitre II résument dans le paramètre d'approximation  $q = p$ , et les paramètres de pondération sont :  $w_b = 1/2$  et  $w_a = 1/2$ . Pour la vitesse de rotation  $\Omega$  (tr/mn), le temps de retard est :  $\tau = T = 60 / N \Omega$  (s) et le pas du temps est :  $\Delta t = T / p = 60 / (pN\Omega)$  (s) ; alors l'équation de discrétisation aura la forme :

$$\ddot{y}(t) + 2\zeta_y \omega_{ny} \dot{y}(t) + \left( \omega_{ny}^2 + \frac{A_p K_{s_{yyi}}}{m_y} \right) y(t) = \frac{A_p K_{s_{yyi}}}{m_y} y_{\tau,i}, t \in [t_i, t_{i+1}] \quad (\text{III.22})$$

Où :

$$K_{s_{yyi}} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_i}^{t_{i+1}} K_{s_{yy}}(t) dt \quad (\text{III.23})$$

Et  $y_{\tau,i}$  est définie comme suit :

$$y_{\tau,i} = w_b y_{i-q} + w_a y_{i-q+1} \approx y(t_i + \Delta t / 2 - \tau) \approx y(t - \tau) \quad (\text{III.24})$$

Par la transformation de Cauchy, on obtient le système suivant, [53] :

$$\dot{u}(t) = A_i u(t) + w_a B_i u_{i-q+1} + w_b B_i u_{i-q} \quad (\text{III.25})$$

$$A_i = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -\left(\omega_{ny}^2 + \frac{A_p K_{s_{yyi}}}{m_y}\right) & -2\xi\omega_n \end{pmatrix}, B_i = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ \frac{A_p K_{s_{yyi}}}{m_y} & 0 \end{pmatrix}, u(t) = \begin{pmatrix} y(t) \\ \dot{y}(t) \end{pmatrix} \quad (\text{III.26})$$

### III.2.3 La méthode de discrétisation complète (DC) :

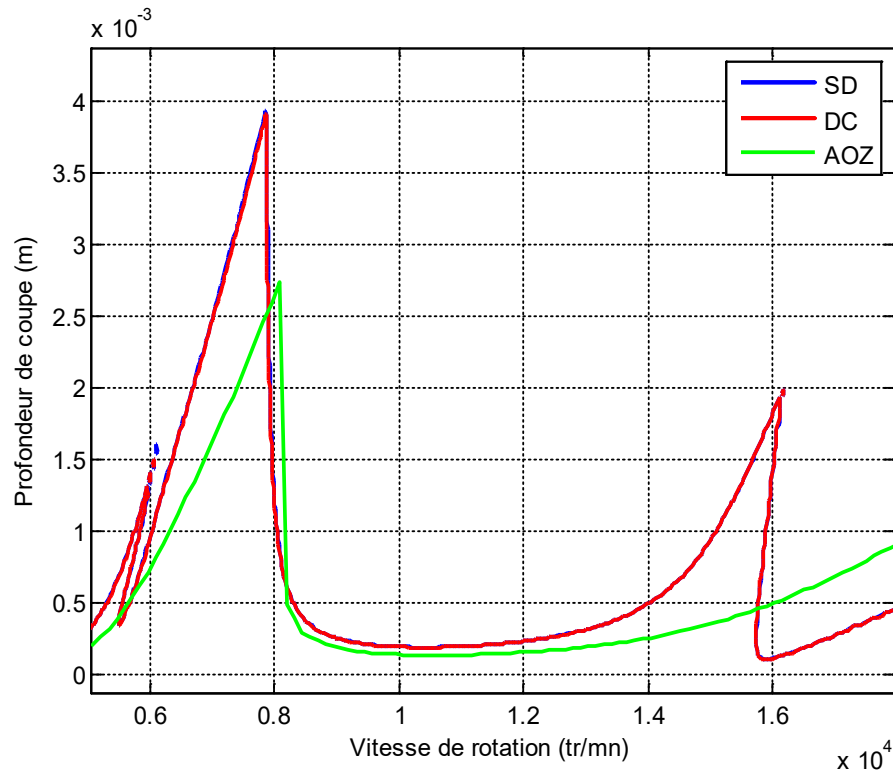
Grâce à quelques simples transformations, la forme d'état du modèle de fraisage à un 1 DDL peut être représentée comme suit, [56] :

$$\dot{y}(t) = A_0(t) + A(t)y(t) + B(t)y(t-T) \quad (\text{III.27})$$

Où

$$A_0 = \begin{bmatrix} -\zeta_y \omega_{ny} & \frac{1}{m_y} \\ m_y (\zeta_y \omega_{ny})^2 - m_y \omega_{ny}^2 & -\zeta_y \omega_{ny} \end{bmatrix}, A(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -A_p K_{s_{yy}}(t) & 0 \end{bmatrix}, B(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ A_p K_{s_{yy}}(t) & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III.28})$$

Et pour l'étude de la stabilité, il faut juste suivre la démarche de la méthode de (DC) présentée au 2<sup>ème</sup> chapitre.



**Figure III.3.** Lobes de stabilité calculés par trois Méthodes : (AOZ, SD et DC).

La figure III.3 présente une comparaison entre les diagrammes des lobes de stabilité en utilisant les trois méthodes : la méthode d'(AOZ) et les méthodes de (SD) et de (DC). Les résultats sont obtenus sur la base des travaux de : Seguy [19], Insperger et *al.* [53], Ding et *al.* [58], Wehbe [67], Altintas [68] et Zapata Ramos, [69].

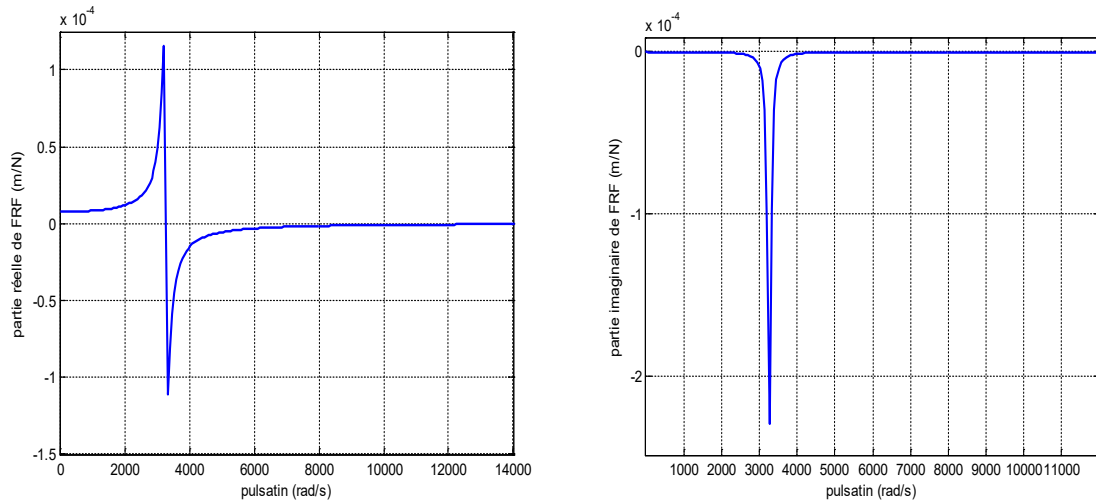
Les diagrammes des lobes de stabilité sont obtenus pour une pièce dont les caractéristiques dynamiques sont citées sur le Tableau III.1, pour un taux d'engagement de 0.05 et un nombre de dents égal à quatre.

**Tableau III.1.** Caractéristiques dynamiques pour le tracé de la figure III.3, [67]

Caractéristiques dynamiques	Mode 1
Fréquence $f_y$ : (Hz)	520
Taux d'amortissement : $\zeta_y$ (%)	1.65
Raideur $k_y$ (N/m)	$4.35 \times 10^6$

$$K_t = 400 \text{ N/mm}^2 \text{ et } K_r = 40 \text{ N/mm}^2$$

Le tracé du diagramme des lobes de stabilité par la méthode d'AOZ se fait en fonction de la fonction de réponse en fréquence FRF. La Figure III.4 présente les parties réelle et imaginaire de la FRF de la pièce.

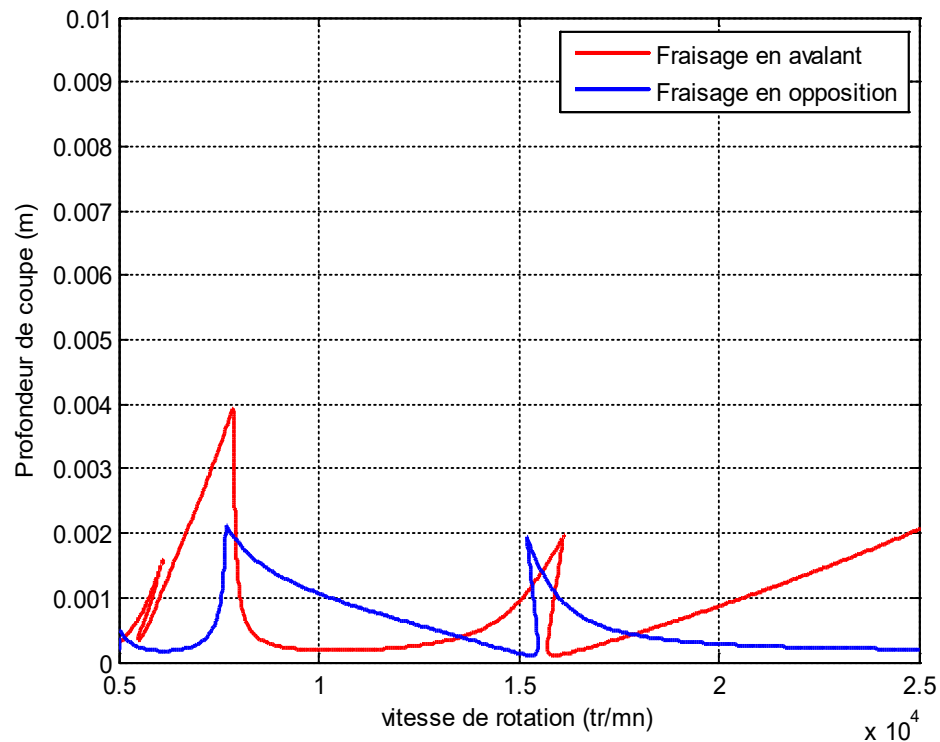


**Figure III.4.** Parties réelle et imaginaire de la FRF.

Les lobes de stabilité obtenus sur la figure III.3 montrent que les méthodes (SD) et (DC) donnent les mêmes résultats avec une petite différence avec ceux obtenus par la méthode d'(AOZ).

La différence la plus apparente entre les méthodes (SD) et (DC) et la méthode d'AOZ est toujours l'apparition d'un autre type de lobes nommé "flip lobes", qui est la cause du broutement périodique (sous forme d'un "V"), plus que celui obtenu par la méthode d'AOZ, nommé "hopf" lobes (sous forme d'un "U") ou bien lobes traditionnels, qui est la cause d'un broutement quasiment périodique.

Il existe un régime particulier en fraisage, appelé "flip lobes" par les spécialistes du domaine. Ce régime particulier conduit à des vibrations en phase pour une dent et en opposition de phase pour la suivante, ce qui conduit à ce qu'une dent sur deux coupe plus que l'autre. En pratique, ces différents types de vibrations peuvent se constater sur un même usinage et engendrer des états de surfaces très différentes, [70].



**Figure III.5.** Comparaison des deux modes de fraisage : en avalant et en opposition pour un taux d'engagement de 0.05.

La figure III.5 montre que les zones de stabilité sont plus larges dans le cas du fraisage en avalant que pour le fraisage en opposition.

### III.3 Modèle à deux degrés de liberté (2 DDLs) :

Dans ce cas la pièce est supposée être un système avec un mode vibratoire dans chaque direction, X et Y, et la direction de l'avance de coupe se trouve le long de l'axe X. Le système de fraisage est présenté sur la (figure III.6), où le système de coordonnées X-Y est fixé en respectant la structure de la machine-outil, et ses axes sont alignées avec les modes d'oscillations principales. L'outil de fraisage à N dents, qui sont assumées être équidistantes, [71].

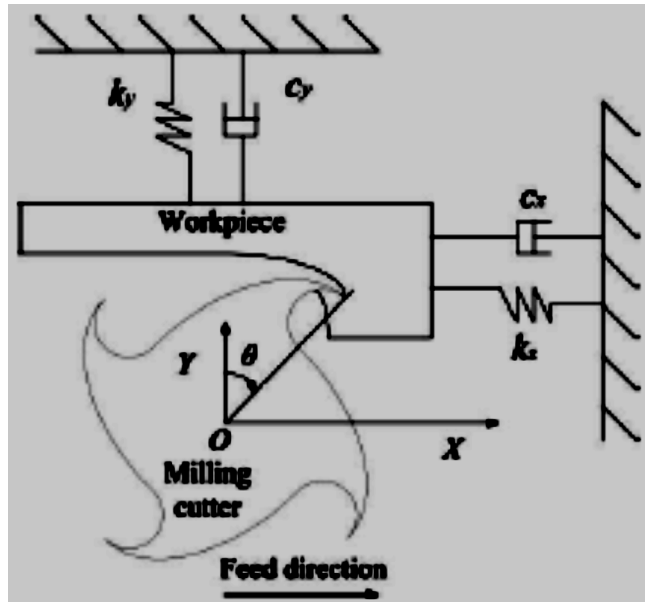


Figure III.6. Modèle dynamique du fraisage à deux degrés de liberté, [71].

L'étude de la stabilité pour ce modèle dynamique sera faite en utilisant quatre méthodes :

- La méthode d'AOZ : approximation d'ordre zéro ;
- La méthode de SD : semi discrétisation ;
- La méthode de DC : discrétisation complète ;
- La méthode de domaine temporel (DT) : domaine temporel ou (PTP)

L'application de ces méthodes au cas du fraisage est expliquée dans les paragraphes suivants,

### III.3.1 La méthode d'approximation d'ordre zéro (AOZ) :

Pour cette méthode, on considère que les forces de coupe  $F_x$  et  $F_y$  sont exprimées comme suit :

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} A_p K_t \begin{bmatrix} \alpha_{xx} & \alpha_{xy} \\ \alpha_{yx} & \alpha_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} A_p K_t [A(t)] \{\Delta t\} \quad (\text{III.29})$$

Où en fraisage en régime dynamique les coefficients directionnels varient en fonction du temps et sont donnés par les expressions suivantes :

$$\alpha_{xx} = \sum_{j=0}^{N-1} -g_j \left[ \sin 2\phi_j + K_r (1 - \cos 2\phi_j) \right] \quad (\text{III.30})$$

$$\alpha_{xy} = \sum_{j=0}^{N-1} -g_j \left[ (1 + \cos 2\phi_j) + K_r \sin 2\phi_j \right] \quad (\text{III.31})$$

$$\alpha_{yx} = \sum_{j=0}^{N-1} g_j \left[ (1 - \cos 2\phi_j) - K_r \sin 2\phi_j \right] \quad (\text{III.32})$$

$$\alpha_{yy} = \sum_{j=0}^{N-1} g_j \left[ \sin 2\phi_j - K_r (1 + \cos 2\phi_j) \right] \quad (\text{III.33})$$

Considérons que la position angulaire des paramètres change avec le temps et la vitesse angulaire, on peut exprimer l'équation (III.29) dans le domaine du temps sous forme matricielle :

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} A_p K_t [A(t)] \{\Delta t\} \quad (\text{III.34})$$

Comme l'outil de coupe tourne (une fraise), les facteurs directionnels varient avec le temps et cela est la différence fondamentale entre le processus du fraisage et les autres opérations d'usinage, comme le tournage où la direction de la force de coupe est constante. Cependant, comme pour les forces du fraisage,  $[A(t)]$  est périodique à la fréquence de passage des dents :  $T = 2\pi / \omega_n$ . Donc elle peut être développée en séries de Fourier :

$$[A(t)] = \sum_{r=-\infty}^{\infty} [A_r] e^{ir\omega_n t} \quad (\text{III.35})$$

$$[A_r] = \frac{1}{T} \int_0^T [A(t)] e^{-ir\omega_n t} dt \quad (\text{III.36})$$



Le nombre d'harmoniques ( $r$ ) des fréquences ( $\omega_n$ ) de passage d'une dent est considéré pour une construction précise de  $[A(t)]$  et dépend des conditions d'engagement de l'outil et du nombre de dents dans la matière. Si la plus simple approximation, la composante moyenne de développement des séries de Fourier est considérée lorsque ( $r=0$ ), alors :

$$[A_0] = \frac{1}{T} \int_0^T [A(t)] dt \quad (\text{III.37})$$

Puisque  $[A_0]$  est valide sauf entre les angles d'entrée ( $\phi_{en}$ ) et de sortie ( $\phi_{ex}$ ) de la coupe, avec le pas d'angle de l'outil : ( $\phi_p = 2\pi/N$ ); elle sera égale à la valeur de  $[A(t)]$  et ces expressions seront :

$$[A_0] = \frac{1}{\phi_p} \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} [A(\phi)] d\phi = \frac{N}{2\pi} \begin{bmatrix} \alpha_{xx} & \alpha_{xy} \\ \alpha_{yx} & \alpha_{yy} \end{bmatrix} \quad (\text{III.38})$$

Où les coefficients directionnels sont donnés par les relations suivantes :

$$\alpha_{xx} = \frac{1}{2} \left[ \cos 2\phi - 2K_r \phi + K_r \sin 2\phi \right]_{\phi_{en}}^{\phi_{ex}} \quad (\text{III.39})$$

$$\alpha_{xy} = \frac{1}{2} \left[ -\sin 2\phi - 2\phi + K_r \sin 2\phi \right]_{\phi_{en}}^{\phi_{ex}} \quad (\text{III.40})$$

$$\alpha_{yx} = \frac{1}{2} \left[ -\sin 2\phi + 2\phi + K_r \cos 2\phi \right]_{\phi_{en}}^{\phi_{ex}} \quad (\text{III.41})$$

$$\alpha_{yy} = \frac{1}{2} \left[ -\cos 2\phi - 2K_r \phi - K_r \sin 2\phi \right]_{\phi_{en}}^{\phi_{ex}} \quad (\text{III.42})$$

Les facteurs directionnels moyens dépendent de la constante radiale de coupe ( $K_r$ ) et de la largeur de la limite de coupe, en prenant en compte des angles d'entrée ( $\phi_{en}$ ) et de

sortie ( $\phi_{ex}$ ). L'expression des forces dynamiques du fraisage (III.29) est alors réduite à la forme suivante :

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} A_p K_t [A_0] \{\Delta(t)\} \quad (\text{III.43})$$

Où  $[A_0]$  est invariable dans le temps, mais dépend de la matrice des coefficients directionnelle de l'engagement de l'outil, [68].

Donc, la matrice de transfert est donnée comme suit :

$$[\phi(i\omega)] = \begin{pmatrix} \phi_{xx}(i\omega) & \phi_{xy}(i\omega) \\ \phi_{yx}(i\omega) & \phi_{yy}(i\omega) \end{pmatrix} \quad (\text{III.44})$$

De plus, en introduisant les vibrations de la fréquence de brottement ( $\omega_c$ ) dans le domaine fréquentiel, par l'utilisation des fonctions harmoniques, on obtient :

$$\begin{aligned} \{r(i\omega_c)\} &= [\phi(i\omega_c)] \{f\} e^{i\omega_c t} \\ \{r_0(i\omega_c)\} &= e^{-i\omega_c T} \{r(i\omega_c)\} \\ \{\Delta r(i\omega_c)\} &= \{r(i\omega_c)\} - \{r_0(i\omega_c)\} \end{aligned} \quad (\text{III.45})$$

Où : ( $\omega_c T$ ) présente le retard de phase entre les vibrations entre deux passages de dents successifs, [21].

L'équation (III.45) peut être écrite comme suit :

$$\{F\} e^{i\omega_c t} = \frac{1}{2} A_p K_t [1 - e^{-i\omega_c T}] [A_0] [\Phi(i\omega_c)] \{F\} e^{i\omega_c t} \quad (\text{III.46})$$

L'équation caractéristique résultante devient alors :

$$\det \left( [I] + \Lambda \begin{bmatrix} \alpha_{xx} & \alpha_{xy} \\ \alpha_{yx} & \alpha_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G_{xx}(i\omega_c) & 0 \\ 0 & G_{yy}(i\omega_c) \end{bmatrix} \right) = 0 \quad (\text{III.47})$$

$$\Lambda = -\frac{N}{4\pi} A_p K_t \left[ 1 - e^{-i\omega_c t} \right] \quad (\text{III.48})$$

$\Lambda$  : Valeurs propres de l'équation caractéristique.

Pour le cas où les fonctions de transfert croisées du système sont négligées, l'équation caractéristique sera réduite à une équation quadratique de la forme :

$$a_0 \Lambda^2 + a_1 \Lambda + 1 = 0 \quad (\text{III.49})$$

Où :

$$a_0 = G_{xx}(i\omega_c) G_{yy}(i\omega_c) (\alpha_{xx} \alpha_{yy} - \alpha_{xy} \alpha_{yx}) \quad (\text{III.50})$$

$$a_1 = \alpha_{xx} G_{xx}(i\omega_c) + \alpha_{yy} G_{yy}(i\omega_c) \quad (\text{III.51})$$

Ensuite, les valeurs propres  $\Lambda$  sont obtenues comme suit, [72] :

$$\Lambda = -\frac{1}{2a_0} \left( a_1 \pm \sqrt{a_1^2 - 4a_0} \right) \quad (\text{III.52})$$

La profondeur axiale critique de coupe peut être obtenue par la substitution des valeurs propres  $\Lambda$  dans l'équation (III.48) :

$$A_{p\text{lim}} = -\frac{2\pi \Lambda_r}{N K_t} (1 + K^2) \quad (\text{III.53})$$

Où :  $K = \frac{\Lambda_i}{\Lambda_R}$  est obtenu à partir de l'équation (III.52).

La vitesse de rotation de la broche est donnée par, [73,74] :

$$\Omega = \frac{60}{NT} \quad (\text{III.54})$$

La fréquence du broutement est donnée par, [69] :

$$\begin{cases} \omega_c T = \varepsilon + 2lb\pi \\ \varepsilon = \pi - 2\Psi \\ \Psi = \tan^{-1} K \end{cases} \quad (\text{III.55})$$

Où :

$\varepsilon$  : La différence de phase entre les modulations intérieure et extérieure.

$lb$ : Un entier correspondant au nombre d'ondes de vibrations dans une période de passage des dents.

$\Omega$  : La vitesse de rotation de la broche, [72].

### III.3.2 La méthode de semi discrétisation (SD) :

Pour cette méthode, l'équation de mouvement pour un modèle de fraisage à deux degrés de liberté (2 DDLs) est de la forme, [53] :

$$\begin{aligned} & \begin{pmatrix} \ddot{x}(t) \\ \ddot{y}(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 2\xi_x \omega_{n_x} & 0 \\ 0 & 2\xi_y \omega_{n_y} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{y}(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \omega_{n_x}^2 + \frac{A_p Ks_{xx}(t)}{m_x} & \frac{A_p Ks_{xy}}{m_x} \\ \frac{A_p Ks_{yx}(t)}{m_y} & \omega_{n_y}^2 + \frac{A_p Ks_{yy}}{m_y} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x(t) \\ y(t) \end{pmatrix} \\ & = \begin{pmatrix} \frac{A_p Ks_{xx}(t)}{m_x} & \frac{A_p Ks_{xy}(t)}{m_x} \\ \frac{A_p Ks_{yx}(t)}{m_y} & \frac{A_p Ks_{yy}(t)}{m_y} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x(t-\tau) \\ y(t-\tau) \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (\text{III.56})$$

Où les fréquences angulaires propres :  $\omega_{n_x}, \omega_{n_y}$ , les amortissements relatifs :  $\xi_x, \xi_y$  et les masses modales de la pièce dans les directions x et y :  $m_x, m_y$ . Tous les

paramètres sont les mêmes que l'équation (III.18) du système à un seul degré de liberté (1 DDL). Dans l'équation (III.56),  $K_{S_{xx}}(t)$ ,  $K_{S_{xy}}(t)$ ,  $K_{S_{yx}}(t)$  et  $K_{S_{yy}}(t)$  sont quatre projections des coefficients spécifiques de forces de coupe.

$$K_{S_{xx}}(t) = \sum_{j=1}^N g(\phi_j(t)) \sin(\phi_j(t)) (k_t \cos(\phi_j(t)) + k_n \sin(\phi_j(t))) \quad (\text{III.57})$$

$$K_{S_{xy}}(t) = \sum_{j=1}^N g(\phi_j(t)) \cos(\phi_j(t)) (k_t \cos(\phi_j(t)) + k_n \sin(\phi_j(t))) \quad (\text{III.58})$$

$$K_{S_{yx}}(t) = \sum_{j=1}^N g(\phi_j(t)) \sin(\phi_j(t)) (-k_t \sin(\phi_j(t)) + k_n \cos(\phi_j(t))) \quad (\text{III.59})$$

$$K_{S_{yy}}(t) = \sum_{j=1}^N g(\phi_j(t)) \cos(\phi_j(t)) (-k_t \sin(\phi_j(t)) + k_n \cos(\phi_j(t))) \quad (\text{III.60})$$

La position angulaire  $\phi_j(t)$  de la dent  $j$  et la fonction  $g(\phi_j(t))$  sont identifiées respectivement par les équations (III.20) et (III.21). Dans le  $i^{\text{ème}}$  intervalle de semi discrétisation (SD), l'équation (III.56) peut être approximée comme suit :

$$\begin{aligned} & \begin{pmatrix} \ddot{x}(t) \\ \ddot{y}(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 2\zeta_x \omega_{nx} & 0 \\ 0 & 2\zeta_y \omega_{ny} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{y}(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \omega_{nx}^2 + \frac{A_p K_{S_{xx}}(t)}{m_x} & \frac{A_p K_{S_{xy}}(t)}{m_x} \\ \frac{A_p K_{S_{yx}}(t)}{m_y} & \omega_{ny}^2 + \frac{A_p K_{S_{yy}}(t)}{m_y} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x(t) \\ y(t) \end{pmatrix} \\ & = \begin{pmatrix} \frac{A_p K_{S_{xx}}(t)}{m_x} & \frac{A_p K_{S_{xy}}(t)}{m_x} \\ \frac{A_p K_{S_{yx}}(t)}{m_y} & \frac{A_p K_{S_{yy}}(t)}{m_y} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{\tau,i} \\ y_{\tau,i} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (\text{III.61})$$

Par la transformation de Cauchy, l'équation (III.61) devient sous la forme :

$$\dot{u}(t) = A_i u(t) + w_a B_i u_{i-q+1} + w_b B u_{i-q} \quad (\text{III.62})$$

Où :

$$A_i = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\omega_{nx}^2 - \frac{A_p Ks_{xxi}}{m_x} & -\frac{A_p Ks_{xyi}}{m_x} & -2\xi\omega_{nx} & 0 \\ -\frac{A_p Ks_{yxi}}{m_y} & -\omega_{ny}^2 - \frac{A_p Ks_{yyi}}{m_y} & 0 & -2\xi\omega_{ny} \end{pmatrix} \quad (III.63)$$

$$B_i = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{A_p Ks_{xxi}}{m_x} & \frac{A_p Ks_{xyi}}{m_x} & 0 & 0 \\ \frac{A_p Ks_{yxi}}{m_y} & \frac{A_p Ks_{yyi}}{m_y} & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (III.64)$$

$$u(t) = \begin{pmatrix} x(t) \\ y(t) \\ \dot{x}(t) \\ \dot{y}(t) \end{pmatrix} \quad (III.65)$$

$$u_j = u(t_j) = \begin{pmatrix} x(t_j) \\ y(t_j) \\ \dot{x}(t_j) \\ \dot{y}(t_j) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_j \\ y_j \\ \dot{x}_j \\ \dot{y}_j \end{pmatrix} \quad (III.66)$$

Pour n'importe quel entier j,  $w_a = w_b = 1/2$ , puisque le temps de retard est égal à la période de passage des dents. Pour les conditions initiales :  $u(t_i) = u_i$ ,  $u_{i+1}$  et est déterminé comme suit :

$$u_{i+1} = P_i u_i + w_a R_i u_{i-q+1} + w_b R_i u_{i-q} \quad (III.67)$$

Où :

$$P_i = \exp(A_i \Delta t) \quad (III.68)$$

$$R_i = (\exp(A_i \Delta t) - I) A_i^{-1} B_i \quad (\text{III.69})$$

On note que,  $\dot{x}(t-\tau)$  et  $\dot{y}(t-\tau)$  n'apparaissent pas dans l'équation (III.61), par conséquent,  $u_{i+1}$  dépend de :  $x_i, y_i, \dot{x}_i, \dot{y}_i, x_{i-q+1}, y_{i-q+1}, x_{i-q}$  et  $y_{i-q}$ , mais il ne dépend pas de :  $\dot{x}_{i-q+1}, \dot{y}_{i-q+1}, \dot{x}_{i-q}$  et  $\dot{y}_{i-q}$ ; donc, les 3<sup>ième</sup> et 4<sup>ième</sup> colonnes des matrices  $B_i$  et  $R_i$  sont des zéros. Cela nous mène au vecteur d'état de dimension  $(2q+4)$  :

$$z_i = \text{col} \left( x_i \ y_i \ \dot{x}_i \ \dot{y}_i \ x_{i-1} \ y_{i-1} \ \dots \ x_{i-q} \ y_{i-q} \right) \quad (\text{III.70})$$

Au lieu du vecteur de dimension  $(4q+4)$  défini par l'équation (II.16).

La carte discrète résultante est de la forme :

$$z_{i+1} = D z_i \quad (\text{III.71})$$

Où la matrice des coefficients de dimension  $(2q+4)$  est donnée par :

$$D_i = \begin{pmatrix} P_{i,11} & P_{i,12} & P_{i,13} & P_{i,14} & 0 & \dots & 0 & w_a R_{i,11} & w_a R_{i,12} & w_b R_{i,11} & w_b R_{i,12} \\ P_{i,21} & P_{i,22} & P_{i,23} & P_{i,24} & 0 & \dots & 0 & w_a R_{i,21} & w_a R_{i,22} & w_b R_{i,21} & w_b R_{i,22} \\ P_{i,31} & P_{i,32} & P_{i,33} & P_{i,34} & 0 & \dots & 0 & w_a R_{i,31} & w_a R_{i,32} & w_b R_{i,31} & w_b R_{i,32} \\ P_{i,41} & P_{i,42} & P_{i,43} & P_{i,44} & 0 & \dots & 0 & w_a R_{i,41} & w_a R_{i,42} & w_b R_{i,41} & w_b R_{i,42} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{III.72})$$

Ici  $P_{i,hj}$  et  $R_{i,hj}$  sont les éléments des matrices  $P_i$  et  $R_i$  respectivement dans la  $h^{\text{ième}}$  ligne et  $j^{\text{ième}}$  colonne. La matrice de transition  $\Phi$  de dimension  $(2q+4)$  est déterminée par le couplage de l'équation (III.71), pour  $i=0,1,\dots,p-1$  :

$$\Phi = D_{p-1} D_{p-2} \dots D_1 D_0 \quad (\text{III.73})$$

Si les valeurs propres de  $(\Phi)$  sont en module inférieure à l'unité, le système est dit stable, [52].

### III.3.3 La méthode de discrétisation complète (DC) :

Pour cette méthode de (DC), l'équation dynamique du modèle de fraisage à deux degrés de liberté (2 DDL) est donnée par :

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} m_x & 0 \\ 0 & m_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}(t) \\ \ddot{y}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2m_x \zeta_x \omega_{nx} & 0 \\ 0 & 2m_y \zeta_y \omega_{ny} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{y}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} m_x \omega_{nx}^2 & 0 \\ 0 & m_y \omega_{ny}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{bmatrix} \\ & = \begin{bmatrix} -A_p K_{s_{xx}}(t) & -A_p K_{s_{xy}}(t) \\ -A_p K_{s_{yx}}(t) & -A_p K_{s_{yy}}(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} A_p K_{s_{xx}}(t) & A_p K_{s_{xy}}(t) \\ A_p K_{s_{yx}}(t) & A_p K_{s_{yy}}(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t-T) \\ y(t-T) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (\text{III.74})$$

$K_{s_{xx}}(t)$ ,  $K_{s_{xy}}(t)$ ,  $K_{s_{yx}}(t)$  et  $K_{s_{yy}}(t)$  sont les coefficients de forces de coupe définis par les équations : (III.57) : (III.60).

Tous les paramètres utilisés dans ce modèle ont le même sens que ceux employés dans le modèle à un seul degré de liberté (1 DDL).

Pour présenter le système original de l'équation (III.74) sous une forme d'état, posons

$$M_m, C_m, K_m \text{ et } q(t) \text{ qui décrivent les matrices : } \begin{bmatrix} m_x & 0 \\ 0 & m_y \end{bmatrix} \text{ et } \begin{bmatrix} 2m_x \zeta_x \omega_{nx} & 0 \\ 0 & 2m_y \zeta_y \omega_{ny} \end{bmatrix},$$



$\begin{bmatrix} m_x \omega_{nx}^2 & 0 \\ 0 & m_y \omega_{ny}^2 \end{bmatrix}$  et  $\begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{bmatrix}$  dans l'équation (III.74), respectivement, après en posant  $p(t) = M_m \dot{q} + C_m q / 2$  et  $x(t)$  qui dénote  $[q(t) p(t)]^t$ . Finalement, le modèle de fraisage à deux degrés de liberté (2DDLs) peut être représenté comme suit, [58] :

$$\dot{x}(t) = A_0 x(t) + A(t)x(t) + B(t)x(t-T) \quad (\text{III.75})$$

$$A_0 = \begin{bmatrix} -M_m^{-1}C_m / 2 & M_m^{-1} \\ C_m M_m^{-1} C_m / 4 - K_m & C_m M_m^{-1} / 2 \end{bmatrix}, \quad A(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -A_p K_{S_{xx}}(t) & -A_p K_{S_{xy}}(t) & 0 & 0 \\ -A_p K_{S_{yx}}(t) & -A_p K_{S_{yy}}(t) & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III.76})$$

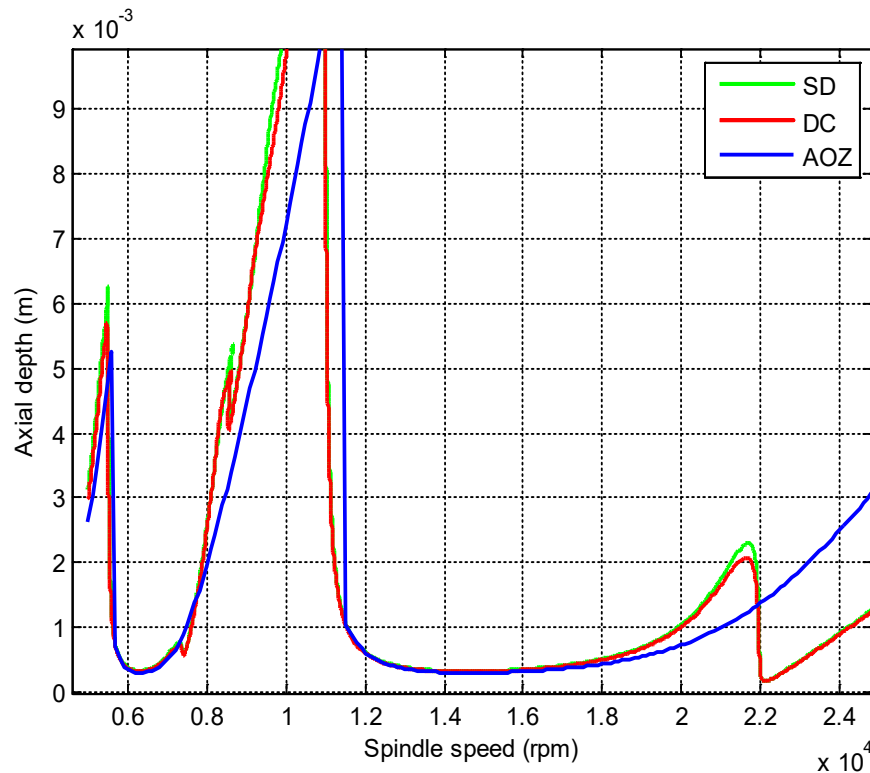
$$B(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_p K_{S_{xx}}(t) & A_p K_{S_{xy}}(t) & 0 & 0 \\ A_p K_{S_{yx}}(t) & A_p K_{S_{yy}}(t) & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

**Tableau III.2.** Caractéristiques dynamiques de la pièce à deux degrés de liberté (2 DDLs), [75].

Mode	Fréquence (Hz)	Masse (kg)	Taux d'amortissement (%)	Raideur (N/m)
axe (X)	729	0.0436	1.07	$9.1397 \times 10^5$
axe (Y)	729	0.0478	0.9949	$1.002 \times 10^6$

La pièce est en Aluminium :  $K_t = 600 \text{ N/mm}^2$ ,  $K_r = 0.417$ .

La figure III.7 présente une comparaison des diagrammes (DLS) entre les trois méthodes : les méthodes d'AOZ, SD et DC, et le tracé des lobes de stabilité est obtenu pour un outil à quatre dents en considérant un faible engagement de 0.05.



**Figure III.7.** Lobes de stabilité pour un système à deux degrés de liberté obtenus par trois méthodes (SD, DC, AOZ).

Même dans le cas du système à deux DDLs, les lobes de stabilité obtenus par les méthodes SD et DC sont presque les mêmes et avec une différence avec les résultats donnés par la méthode d'AOZ, qui est toujours l'apparition du "flip lobes" pour un engagement faible, figure III.7.

### III.3.4 La méthode du domaine temporel (DT) :

Pour la méthode (DT), la simulation implique la solution numérique de l'équation gouvernante du mouvement dans le cas de fraisage avec des pas de temps très petits.

Il est très approprié d'incorporer toutes les complexités de la dynamique du fraisage y compris les non linéarités qui se produisent, si la dent quitte la matière et qui est due aux larges amplitudes des vibrations et aux géométries complexes de l'outil (la fraise). Au contraire au diagramme des lobes de stabilité qui offre une image globale du comportement de stabilité, la simulation par la méthode du domaine temporel (DT) offre

des informations sur la force de coupe locale et sur le comportement vibratoire pour les conditions de coupe choisies. Pour la simulation en utilisant la méthode du domaine temporel (DT), on procède comme suit :

1. L'épaisseur instantanée du coupeau est déterminée en utilisant les vibrations de la dent actuelle et précédente à un angle de dent choisie,
2. La force de coupe est calculée,
3. La force de coupe est utilisée pour trouver le nouveau déplacement,
4. L'angle de dent est incrémenté et le processus est répété. Les paramètres modaux ont été utilisés pour décrire la dynamique du système dans les directions x et y, et les multiples degrés de liberté dans chaque direction peuvent être réalisés, [76].

L'épaisseur instantanée du coupeau dépend : de la dent nominale, de l'épaisseur du coupeau, de la vibration actuelle dans la direction normale à la surface, et de la vibration des dents précédentes au même angle. L'épaisseur du coupeau est exprimée en utilisant l'approximation de la trajectoire de l'outil circulaire (la fraise) comme suit :

$$h(t) = f_z \sin(\phi) + n(t - \tau) - n\tau \quad (\text{III.77})$$

Où  $f_z$  est l'avance recommandée par dent,  $\phi$  est l'angle de dent, n est la direction normal, et T la période de passage de dents. La période de passage de dents est définie par  $\frac{60}{\Omega N}$  (sec), où  $\Omega$  est la vitesse de rotation de la broche en (tr/mn) et N est le nombre de dents. Les vibrations dans la direction de la surface normale pour la dent actuelle dépendent des vibrations x et y, ainsi que de l'angle de dent selon la relation :

$$n = x \sin(\phi) - y \cos(\phi) \quad (\text{III.78})$$

Pour la simulation, la stratégie est de diviser l'angle de coupe, en un nombre de pas discrets. A chaque petit pas de temps  $dt$ , l'angle de coupe est incrémenté par le petit

angle correspondant  $d\phi$ . Cette approche permet un calcul convenant de l'épaisseur du copeau pour chaque pas de simulation, par ce que :

1. Les orientations possibles des dents sont prédéfinies.
2. La surface créée par la dent précédente à chaque angle peut être stockée.

La rotation de l'outil  $d\phi = \frac{360}{SR}$  (en °) dépend de la sélection du nombre de pas par révolution

(SR). Le pas du temps correspondant est  $dt = \frac{60}{SR \Omega}$  (sec). Un vecteur des angles est

défini pour représenter les orientations potentielles des dents, quand l'outil est en rotation à travers une révolution de la trajectoire circulaire de l'outil :

$\phi = [0, d\phi, 2d\phi, 3d\phi, \dots, (SR - 1)d\phi]$ . Les positions des dents peuvent être sectionnées en un

nombre de tranches axiales. Chaque tranche est traitée comme une fraise à denture droite individuelle, où l'épaisseur de chaque tranche est une petite fraction ( $db$ ), de la

profondeur axiale de coupe ( $A_p$ ). Chaque tranche incorpore un retard de distance

$R\chi = db \tan(\gamma)$  relative à la tranche appropriée (proche au bout libre de l'outil), qui sera

le retard angulaire entre les tranches :  $\chi = \frac{db \tan(\gamma)}{R} = \frac{2 db \tan(\gamma)}{d}$  (rad), pour la rotation de

la fraise en bout, où  $d$  est le diamètre de la fraise en bout, et  $\gamma$  est l'angle d'hélice. Pour assurer que, les angles pour chaque tranche axiale liée aux angles des dents, prédéfinissent

l'angle de retard entre les tranches, on a :  $\chi = d\phi$ . Cela place une contrainte sur la valeur de  $db$ . Par substitution  $d\phi$  pour  $\chi$  et arrangement, la largeur de tranche requise est :

$$db = \frac{d \cdot d\phi}{2 \tan(\gamma)}, [76].$$

Les calculs des forces de coupe sont basés sur le modèle de la force mécanique présentée par Budak et al. [77]. À chaque pas de temps incrémental, l'épaisseur du copeau est évaluée et dans le cas où l'outil a vibré hors de la matière (c'est-à-dire que l'épaisseur de copeau se révèle être inférieure ou égale à zéro), les forces de coupe instantanées, tangentielle, radiale et axiale sont mises à zéro. Dans le cas où l'épaisseur

instantanée des copeaux n'est pas nulle, les forces de coupe instantanées tangentielles, radiales et axiales peuvent être exprimées, respectivement, comme suit, [78] :

$$F_t^{i+1} = K_t A_p h^{i+1} + K_{te} A_p \quad (\text{III.79})$$

$$F_n^{i+1} = K_n A_p h^{i+1} + K_{ne} A_p \quad (\text{III.80})$$

$$F_a^{i+1} = K_a A_p h^{i+1} + K_{ae} A_p \quad (\text{III.81})$$

Où  $A_p$  est la profondeur de coupe axiale et  $h^{i+1}$  est l'épaisseur instantanée du copeau pour le pas de temps actuel.  $K_t$ ,  $K_r$  et  $K_a$  sont les coefficients spécifiques des forces de coupe tangentielle, radiale et axiale, respectivement, qui sont associés à la «coupe» ou au cisaillement. Les coefficients de force de bord tangentielle, radiale et axiale,  $K_{te}$ ,  $K_{re}$  et  $K_{ae}$ , définissent l'effet de l'engagement qui se produit à de petites épaisseurs de copeau. Ces forces de coupe instantanées sont ensuite transformées dans le système de coordonnées principales X et Y.

Les équations de mouvement sont résolues en coordonnées modales en utilisant l'intégration d'Euler. La dynamique de l'outil et de la pièce est représentée à l'aide de paramètres modaux, pour un nombre arbitraire de degrés de liberté. La dynamique de la pièce est considérée dans deux directions orthogonales dans le plan de la coupe. En coordonnées modales, l'équation dynamique du mouvement peut être exprimée comme suit :

$$F_q^i = m_q \ddot{q}^i + c_q \dot{q}^i + K q^i \quad (\text{III.82})$$

Ensuite, comme solution approchée pour la vitesse ( $\dot{q}_{i+1}$ ) et le déplacement ( $q_{i+1}$ ) via l'intégration d'Euler, on aura :

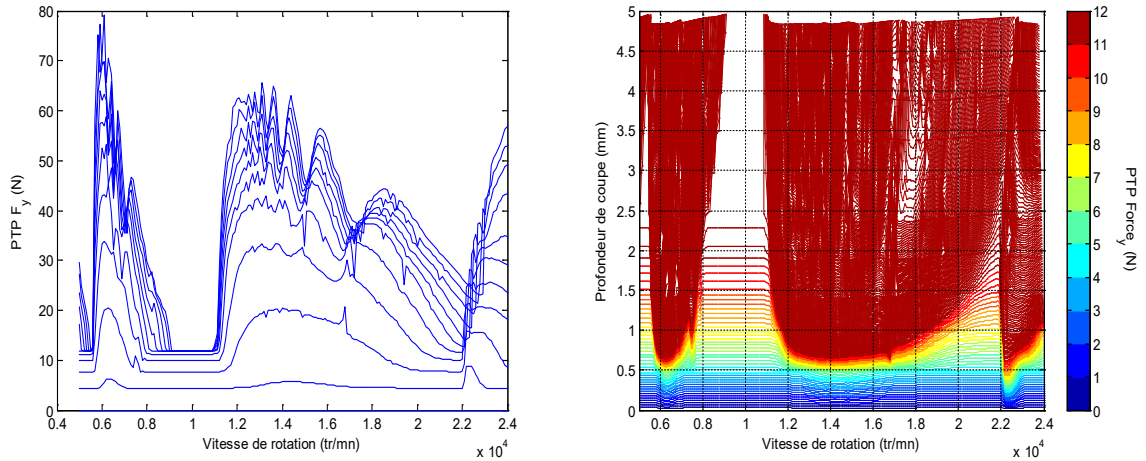
$$\ddot{q}^{i+1} = \frac{(F_q^i - c_q \dot{q}^i - K q^i)}{m_q} \quad (\text{III.83})$$

$$\dot{q}^{i+1} = \dot{q}^i + \ddot{q}^{i+1} \Delta t \quad (\text{III.84})$$

$$q^{i+1} = q^i + \dot{q}^{i+1} \Delta t \quad (\text{III.85})$$

où :  $m_q$ ,  $c_q$  et  $k_q$  sont les valeurs de masse, d'amortissement et de rigidité, respectivement, exprimées en coordonnées modales, et  $\Delta t$  est le pas de temps. De plus, le modèle de simulation permet une variété de géométries d'outils, y compris un nombre arbitraire de dents de coupe, un espacement de dents variable, des angles d'hélice différents pour chaque dent. Pour des raisons pratiques, il est important de sélectionner un pas de temps suffisamment petit pour que la méthode d'intégration d'Euler fournisse une solution numériquement stable. En règle générale, le pas de temps doit être au moins dix fois plus petit que la période associée à la fréquence d'oscillation la plus élevée présente dans le système modélisé. De plus, le nombre de pas de temps (c'est à dire les révolutions des outils de coupe) doit être suffisamment élevé pour que le comportement transitoire initial se désintègre. Comme mentionné précédemment, le résultat des simulations individuelles dans le domaine temporel contient des informations spécifiques aux combinaisons de coupe individuelles vitesse de rotation-profondeur axiale. Cela comprend les forces de coupe instantanées et les flèches, les vitesses et les accélérations de l'outil / pièce, [48, 78].

Les lobes de stabilité de la figure III.8 sont obtenus en utilisant les caractéristiques dynamiques de la pièce présentées dans le tableau III.1, pour un outil de coupe (fraise) de quatre dents, un angle d'hélice=45° et un engagement de 0.05.

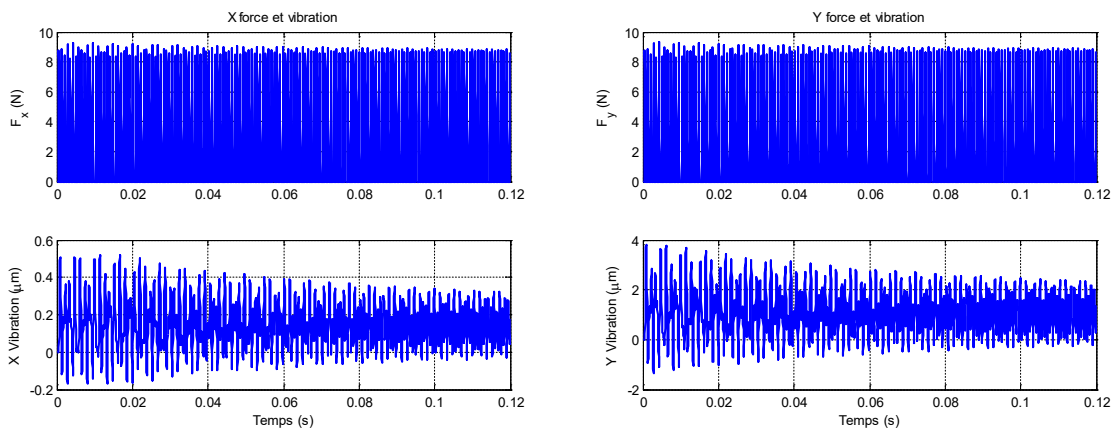


**Figure III.8.** Un exemple de graphe des forces de coupe et des lobes de stabilité.

Par la méthode du domaine temporel(DT) ou (PTP), on remarque que les zones de stabilité sont larges dans le cas où les forces de coupe sont faibles (exemple : pour l'intervalle des vitesses entre 8000 tr/mn et 12000 tr/mn).

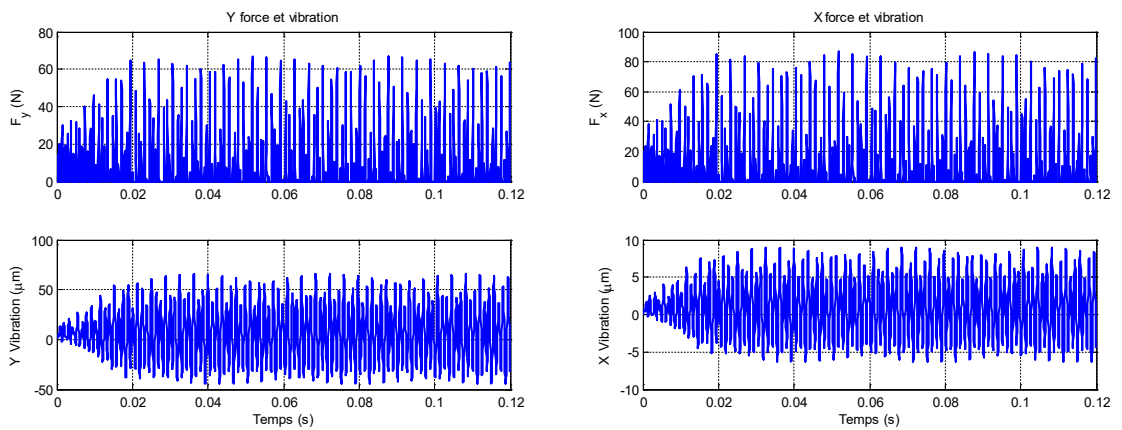
Les lobes de stabilité obtenus par la méthode de domaine temporel (DT) ou (PTP) présentent aussi deux types de lobes : "hopf" et "flip".

Les figures III.9, III.10 et III.11 montrent les graphes des forces de coupe et des vibrations en fonction du temps en utilisant la méthode de Schmitz [79], dans trois différentes zones : zone stable, zone instable "flip" et zone instable "hopf", pour un nombre de révolution de l'outil égal à 40.



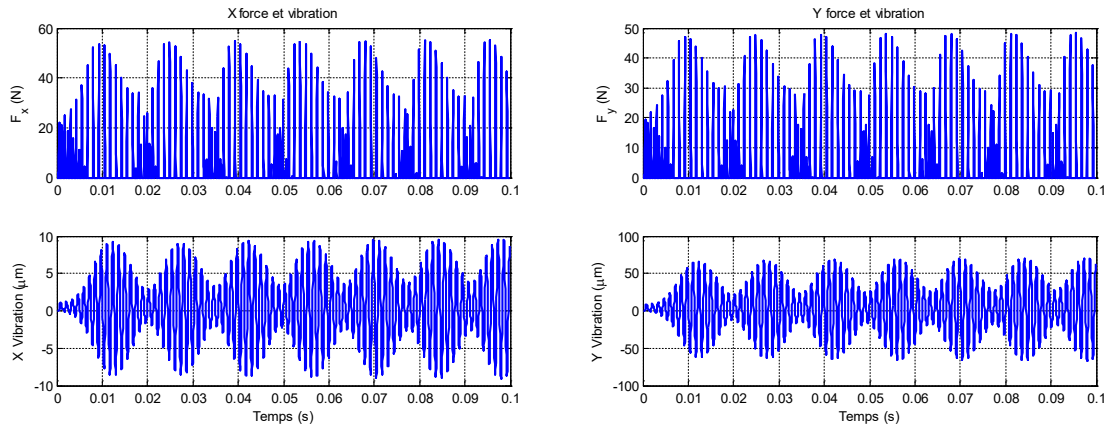
*Zone stable :  $\Omega = 20000 \text{tr/mn}$  et  $a = 0.5 \text{mm}$ .*

**Figure III.9.** Forces de coupe et vibrations dans une zone stable.



*Zone instable "hopf" :  $\Omega = 20000\text{tr/mn}$  et  $a=3\text{mm}$ .*

**Figure III.10.** Forces de coupe et vibrations dans la zone instable "hopf".



*Zone instable "flip" :  $\Omega = 24000\text{tr/mn}$  et  $a=1.5\text{mm}$ .*

**Figure III.11.** Forces de coupe et vibrations dans la zone instable "flip".

Les forces de coupe et les vibrations sont faibles dans la zone stable, alors que ils sont élevés dans les zones instables, et les vibrations sont quasiment périodiques dans la zone "hopf" et périodiques dans la zone "flip".

### III.4 Cas de pièce-outil flexibles :

L'étude des systèmes se fait pour le fraisage où la pièce et l'outil sont flexibles et l'étude se fait pour deux cas :

- 1<sup>er</sup> cas : le système est flexible selon un seul axe,



- 2<sup>ème</sup> cas : le système est flexible selon les deux axes x et y.

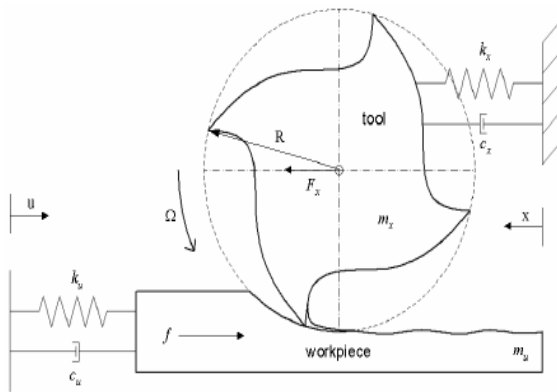


Figure III.12. Outil/pièce flexibles selon l'axe X, [80].

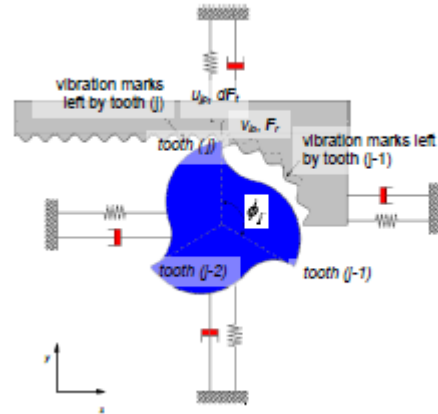


Figure III.13. Outil/pièce flexibles à quatre degrés de liberté, [81].

Pour le premier cas, le calcul se fait de la même manière que dans le cas de la pièce flexible par la méthode d'AOZ, et la fonction de transfert est définie comme suit, [81] :

$$\Phi(i\omega) = \Phi(i\omega)_t + \Phi(i\omega)_p \quad (t = \text{outil et } p = \text{pièce}) \quad \text{(III.86)}$$

$$\Phi(i\omega) = \frac{\omega_{nt}}{k_t(s^2 + 2\xi_t\omega_{nt}s + \omega_{nt}^2)} + \frac{\omega_{np}}{k_p(s^2 + 2\xi_p\omega_{np}s + \omega_{np}^2)}, \text{ avec : } s = i\omega \quad \text{(III.87)}$$

$\omega_{nt}$  : Pulsation propre de l'outil ;

$\xi_t$  : Taux d'amortissement de l'outil ;

$k_t$  : La raideur de l'outil ;

$\omega_{np}$  : Pulsation propre de la pièce ;

$\xi_p$  : Taux d'amortissement de la pièce ;

$k_p$  : Raideur de la pièce.

De même pour le cas à quatre degrés de liberté, le calcul des lobes de stabilité se fait par la méthode d'Altintas et Budak, pour un système à deux degrés de liberté, et la fonction de transfert sera définie comme suit :

$$\Phi(i\omega) = \begin{pmatrix} \Phi_{xx}(i\omega) & \Phi_{xy}(i\omega) \\ \Phi_{yx}(i\omega) & \Phi_{yy}(i\omega) \end{pmatrix} \quad (\text{III.88})$$

$$\text{avec : } \Phi_{xy}(i\omega) = \Phi_{yx}(i\omega) = 0$$

$$\Phi_{xx}(i\omega) = \Phi_{xxt}(i\omega) + \Phi_{xxp}(i\omega) \quad (\text{III.89})$$

$$\Phi_{yy}(i\omega) = \Phi_{yyt}(i\omega) + \Phi_{yyp}(i\omega) \quad (\text{III.90})$$

Avec :  $\Phi_{xxt}(i\omega)$ ,  $\Phi_{xxp}(i\omega)$ ,  $\Phi_{yyt}(i\omega)$  et  $\Phi_{yyp}(i\omega)$  se calculent de la même manière que pour un système à seul DDL.

#### III.4.1 Pièce- outil flexibles selon un seul axe :

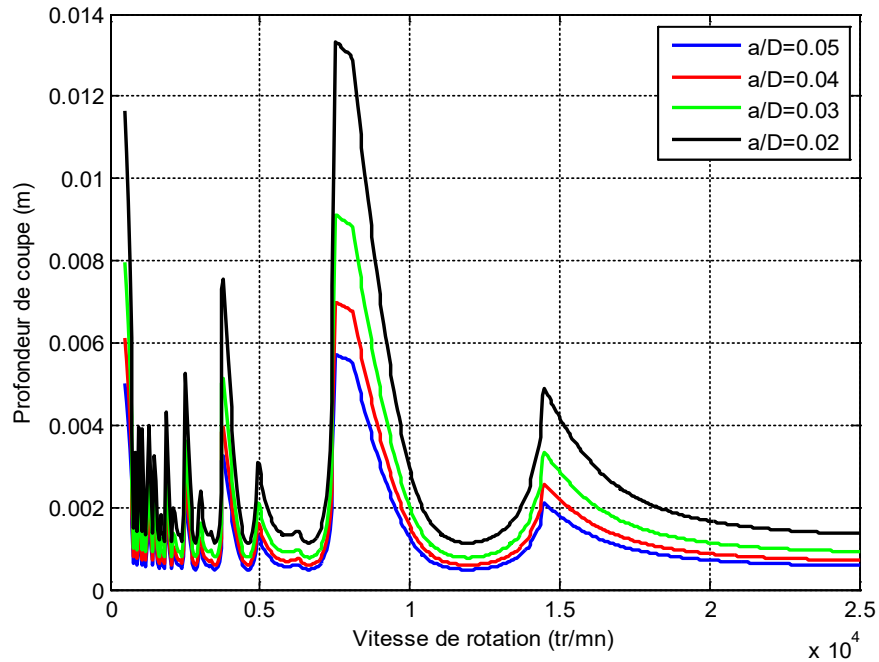
Dans cette partie l'étude se fait pour un système outil-pièce flexibles selon l'axe X.

**Tableau III.3** Caractéristiques dynamiques du système outil-pièce flexibles selon l'axe X, [80].

Mode	Masse (kg)	Taux d'amortissement	Raideur (N/m)
Pièce selon (X)	0.1	0.01	$9.1397 \times 10^5$
Outil selon (X)	0.02	0.01	$1 \times 10^6$

$$k_t = 6 \times 10^8 \text{ N/m}^2, k_r = 0.3 = \text{N/m}^2, R = 6.35 \text{ mm.}$$

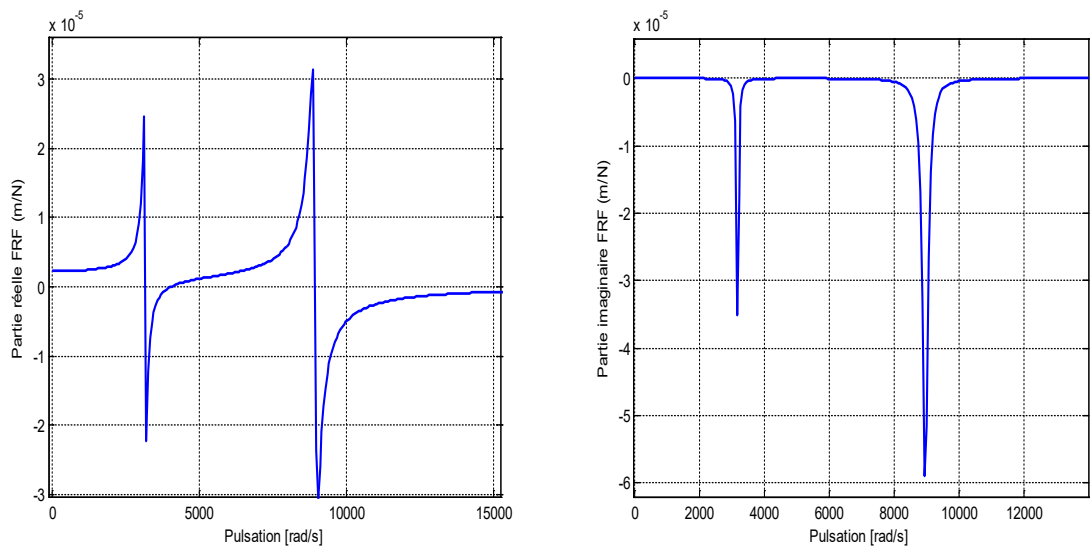
Le tracé des lobes de stabilité se fait pour un outil à quatre dents et pour différents taux d'engagement.



**Figure III.14.** Influence du taux d'engagement sur la stabilité d'un système outil-pièce flexibles selon l'axe X par la méthode d'AOZ.

Les limites de stabilité sont élevées pour les faibles engagements, (figure III.14).

Sur la (figure III.15), on représente les parties réelle et imaginaire de la FRF pour un système outil-pièce flexibles.



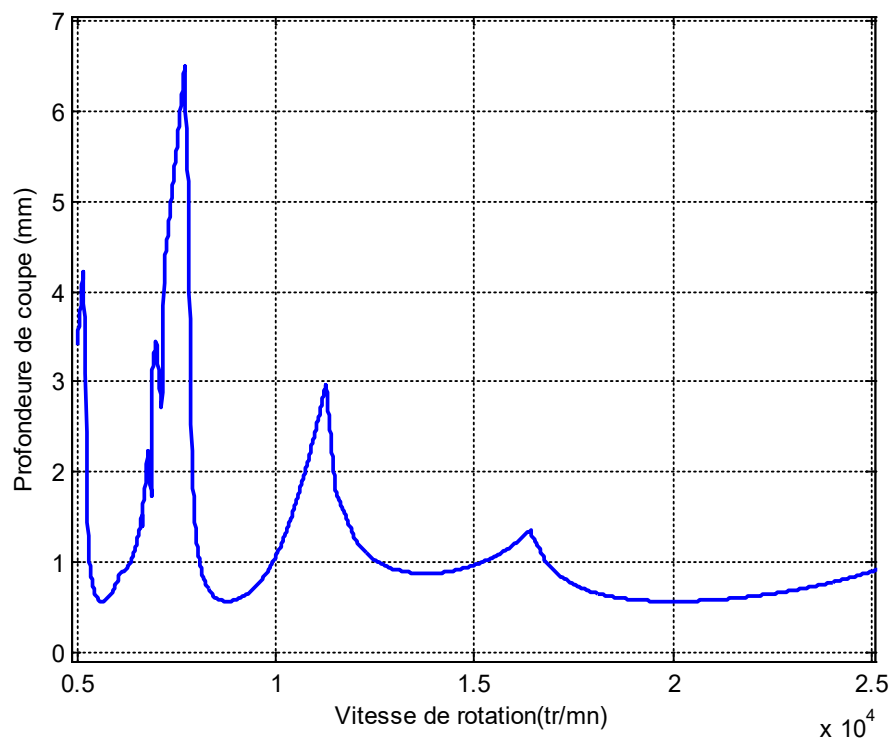
**Figure III.15.** Parties réelle et imaginaire de la FRF pour un système outil-pièce flexibles.

### III.4.2 Pièce-outil flexibles selon deux axes X et Y :

**Tableau III.4.** Caractéristiques dynamiques du système outil-pièce flexibles selon les axes X et Y, [75].

Mode	Fréquence (Hz)	Taux d'amortissement	La raideur (N/m)	Masse(Kg)
<b>Outil (X)</b>	1006.58	1.0	$8 \times 10^5$	$2.0 \times 10^{-2}$
<b>Outil(Y)</b>	1027.34	1.5	$1.0 \times 10^6$	$2.4 \times 10^{-2}$
<b>Pièce(U)</b>	503.29	1.0	$1.0 \times 10^6$	$1.0 \times 10^{-1}$
<b>Pièce(V)</b>	711.76	1.0	$3.0 \times 10^6$	$1.5 \times 10^{-1}$

Pièce en Aluminium :  $K_t = 600 \text{ N/mm}^2$ ,  $k_r = 0.3$ ,  $R = 6.35 \text{ mm}$ ,  $N = 4$ .

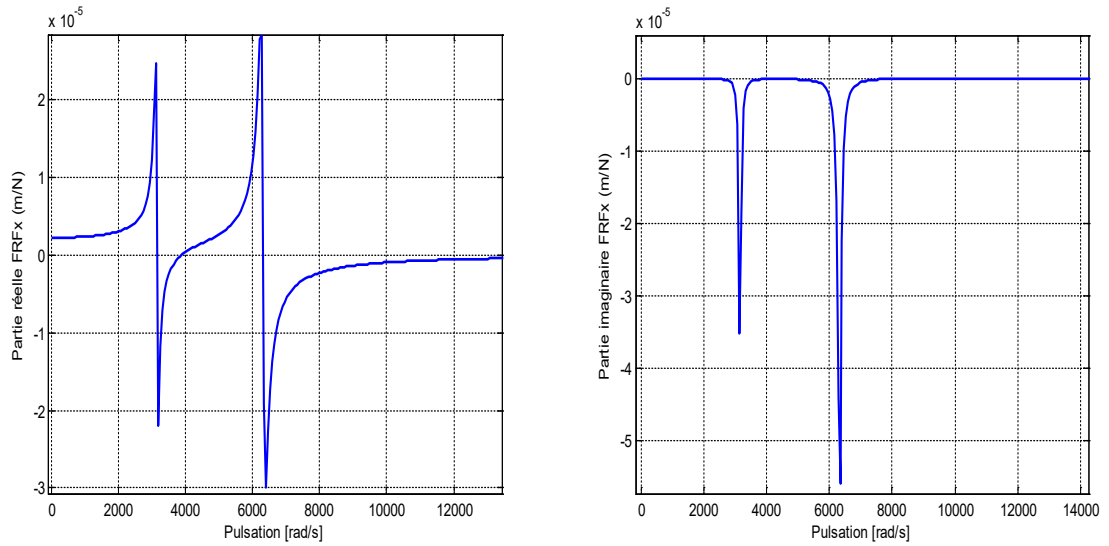


**Figure III.16.** Lobes de stabilité pour un système à quatre degrés de liberté.

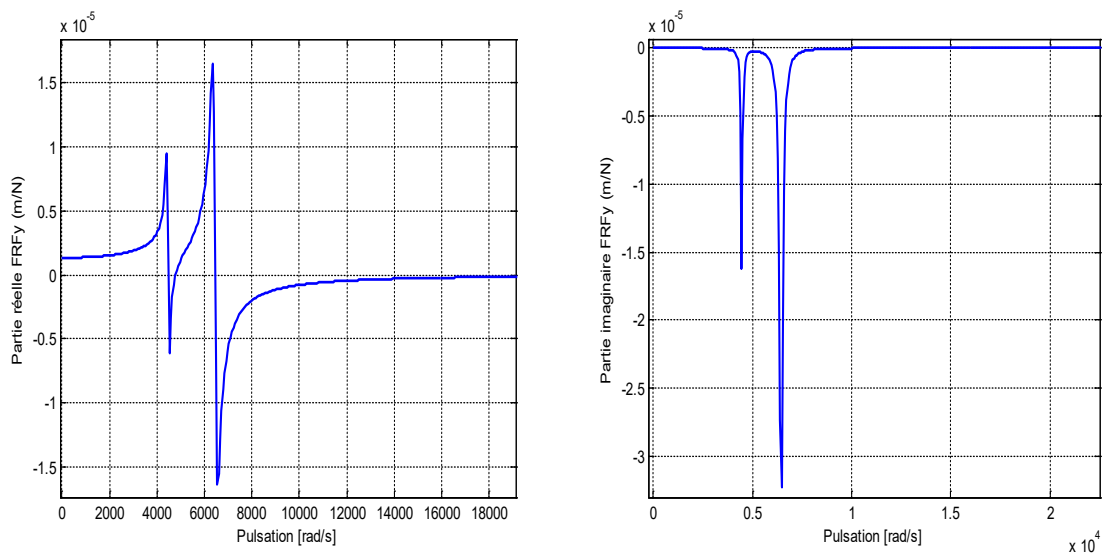
Les lobes de stabilité présentés sur la figure III.16 sont obtenus par la méthode d'AOZ pour un système à quatre degrés de liberté. Ces lobes sont obtenus pour le cas du fraisage en avalant, et pour un taux d'engagement de 0.05 et un nombre de dents égal à

quatre. Les profondeurs de coupe sont faibles pour le cas des grandes vitesses de rotation de la broche (entre 20000 tr/mn et 25000 tr/mn).

Les figures III.17 et III.18 présentent les parties réelles et imaginaires de la FRF selon les axes X et Y pour le système outil-pièce flexibles.



**Figure III.17.** Parties réelle et imaginaire de la FRF selon l'axe X.



**Figure III.18.** Parties réelles et imaginaires de la FRF selon l'axe Y.

### III.5 Conclusions :

Différents modèles ont été étudiés pour l'étude du fraisage des parois minces, et beaucoup de méthodes ont été développées pour la simulation. L'objectif étant de trouver toujours des modèles et des méthodes de simulation qui se rapprochent de la réalité et qui permettent le gain du temps et de l'argent, et aussi pour avoir une très bonne qualité pour les pièces usinées et aussi une grande productivité.

Plusieurs travaux dans les revus de spécialité modélisent le fraisage des parois minces comme un système à un seul degré de liberté, comme dans les travaux de [82-87] qui considèrent que la pièce est flexible et l'outil rigide, et dans peu de recherches le fraisage des parois minces est modélisé comme un système à deux degrés de liberté en considérant toujours que la pièce est flexible et l'outil rigide, [71]. Comme il existe d'autres modèles qui prennent en considération la flexibilité de la pièce et de l'outil en même temps, comme dans les travaux de [75], [81] et [88]. Tous ces travaux se basent sur les différentes méthodes de simulation. Dans ce Chapitre on a tracé les lobes de stabilité pour les différents modèles dynamiques du système d'usinage, en utilisant les différentes méthodes de simulation (AOZ, SD, DC et DT).

**Chapitre IV :**  
**Les résultats de simulation**

## **Chapitre IV :**

### **Les résultats de simulation**

#### **IV.1. Introduction :**

La modélisation du fraisage des parois minces comparé à l'usinage où seul l'outil est susceptible de vibrer, présente de fortes particularités :

- lors de la finition en UGV de pièces fines, on emploie généralement de faibles profondeurs de passes radiales ;
- les lois de coupe varient en fonction des sections coupées, mais également de la vitesse de coupe ;
- la pièce est sujette à la déflexion statique non négligeable ;
- la pièce vibre selon plusieurs modes et l'outil de coupe rencontre des nœuds et des ventres de vibration de ces modes ;
- les parois minces évoluent rapidement au fur et à mesure de leur usinage, [89].

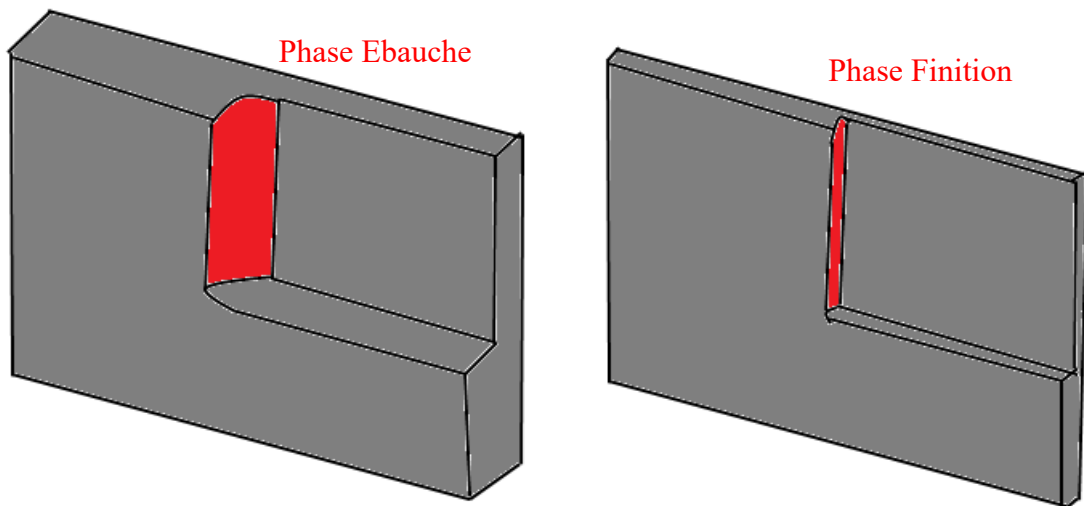
Pour le fraisage de finition des parois minces, on utilise généralement le fraisage en bout en mode en avalant.

La surface est générée point par point par différentes dents, résultant par des marques d'hélices sur la surface de la pièce usinée. En pratique dans le cas du fraisage en bout avec un angle d'hélice non nul, la surface de finition est de qualité moindre que celle obtenue pour un angle d'hélice nul. Par contre la présence d'un angle d'hélice fait minimiser les forces de coupe et les vibrations, [90]. Pour cette raison, notre étude sera faite pour le mode en avalant de fraisage avec un angle d'hélice nul et non nul.



Dans ce Chapitre, on va étudier la stabilité des différentes pièces pour le cas de fraisage de finition ( $a/D < 10\%$ ) en utilisant les différentes méthodes et modèles citées dans les chapitres II et III ; ainsi que l'étude des forces de coupe et des vibrations. Le mode de fraisage utilisé pour l'obtention des résultats de simulation est le fraisage en avalant de finition) (cas opération de finition).

Pour le calcul de la stabilité du système de fraisage, notre étude est basée sur les travaux de ([19], [53], [58], [69], [79]), et pour le calcul des forces de coupe et des vibrations, on va se baser sur la méthode de Schmitz, ([69], [79]).



**Figure IV.1.** Exemple d'une pièce dans les phases d'ébauche et de finition.

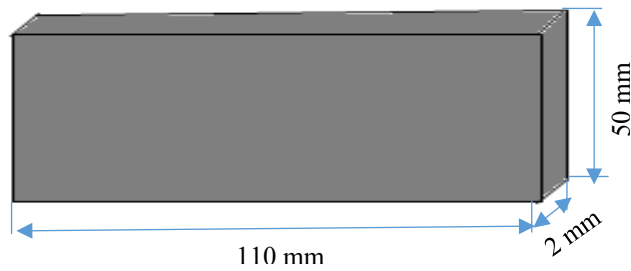
## **IV.2. Etude de la stabilité d'une pièce flexible :**

### ***IV.2.1. Modèle à un seul degré de liberté (1 DDL) :***

Dans cette partie, la stabilité sera étudiée pour trois pièces différentes : deux pièces en Aluminium et une pièce en Titane ; plus l'étude de l'influence du faible engagement, de l'influence du nombre de dents et de la profondeur axiale sur les limites de stabilité, et aussi les forces de coupe et les vibrations.

**Pièce 1 :**

La pièce est une plaque rectangulaire en alliage d'aluminium (2017A). Sa longueur est de 110 mm, sa hauteur 50 mm et son épaisseur 2 mm. Les paramètres utilisés pour le tracé des lobes de stabilité sont présentés dans le tableau V.1. Les coefficients spécifiques de coupe tangentiel  $K_t$  et radial  $K_r$  sont respectivement  $400\text{N/mm}^2$  et  $40\text{ N/mm}^2$ .

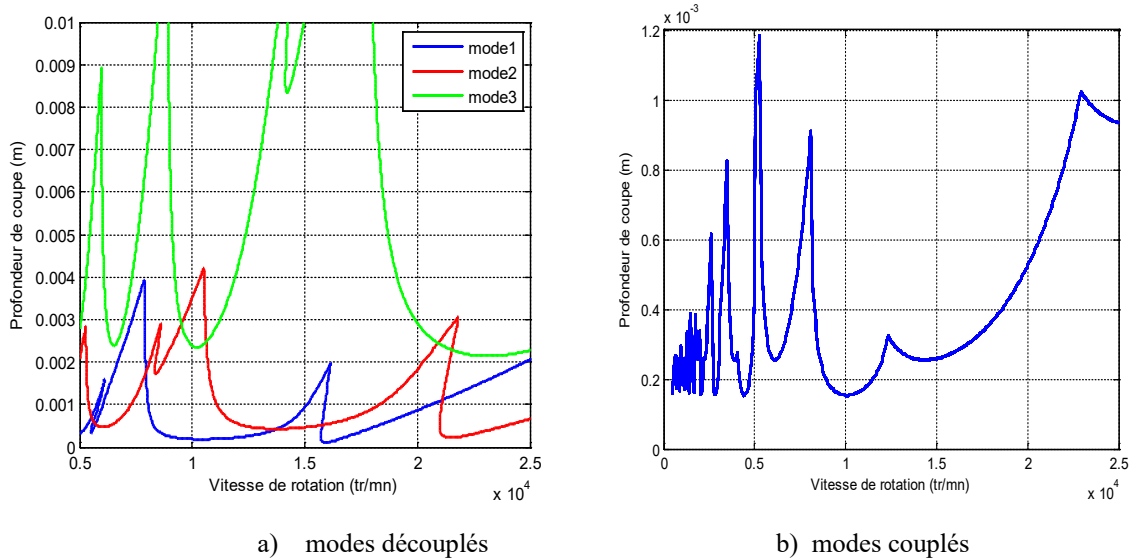


**Figure IV.2.** Présentation de la pièce 1.

**Tableau IV.1.** Paramètres dynamiques de la pièce 1, [67].

Mode	Mode 1	Mode 2	Mode 3
Fréquence (Hz)	520	688	1160
Taux d'amortissement (%)	1.65	3.6	3.92
Raideur k (N/mm)	132	134	611

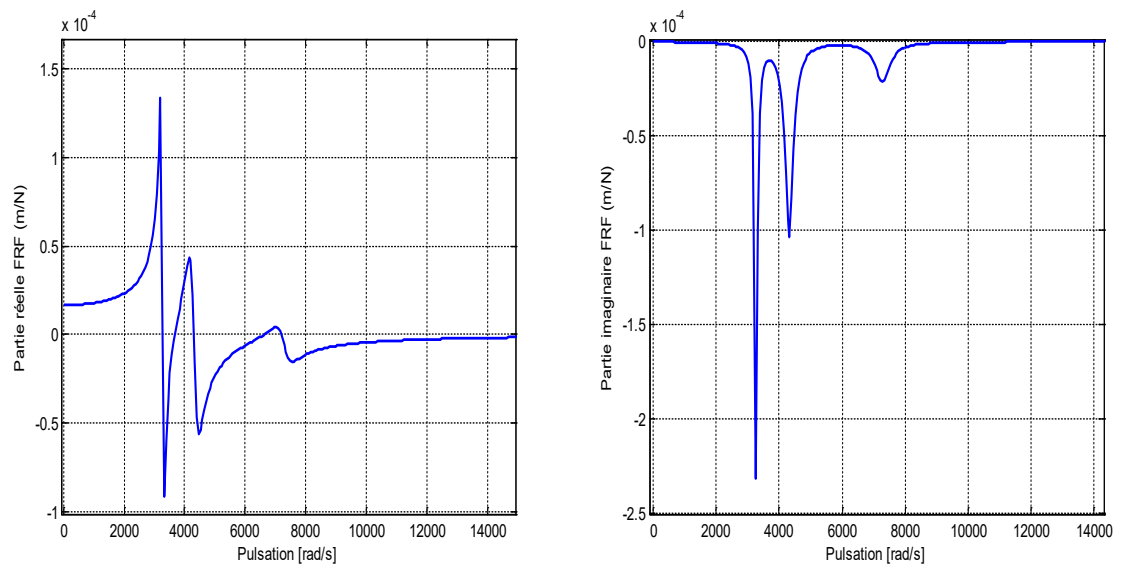
Les lobes de stabilité de la figure IV.3 sont calculés pour un taux d'engagement  $a/D = 0.05$  et pour un nombre de dents égal à quatre.



**Figure IV.3.** Lobes de stabilité pour les trois modes vibratoires : découplé et couplé.

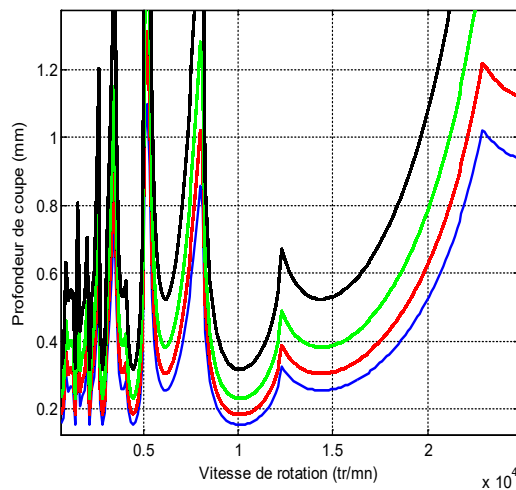
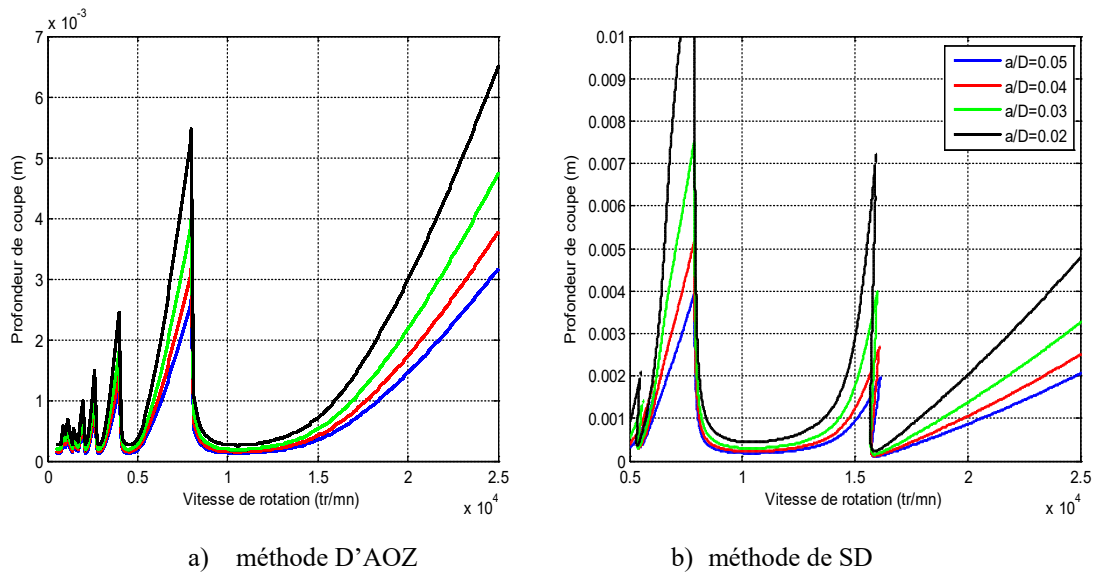
La (figure IV.3.a) montre une différence entre les limites de stabilités obtenus pour les trois modes vibratoires de la pièce. Généralement dans le cas du fraisage de finition des parois minces, il y a toujours un mode vibratoire qui domine la stabilité, et les limites de stabilité obtenues pour les autres modes n'ont jamais été atteintes en réalité [91, 92]. C'est pour ça que l'étude de la stabilité se limite généralement au premier mode vibratoire ou bien aux quatre premiers modes vibratoires au maximum, et ça dépend du cas étudié. La (figure IV.3.b) présente le tracé de lobes de stabilité par couplage des trois modes vibratoires, et ce tracé ne montre pas les limites de stabilité pour chaque mode, mais il prend les limites minimales obtenus parmi les trois modes.

La figure IV.4 présente les parties réelle et imaginaire pour un système vibrant selon les trois modes couplés de la pièce 1.



**Figure IV.4.** Partie réelle et imaginaire de la FRF.

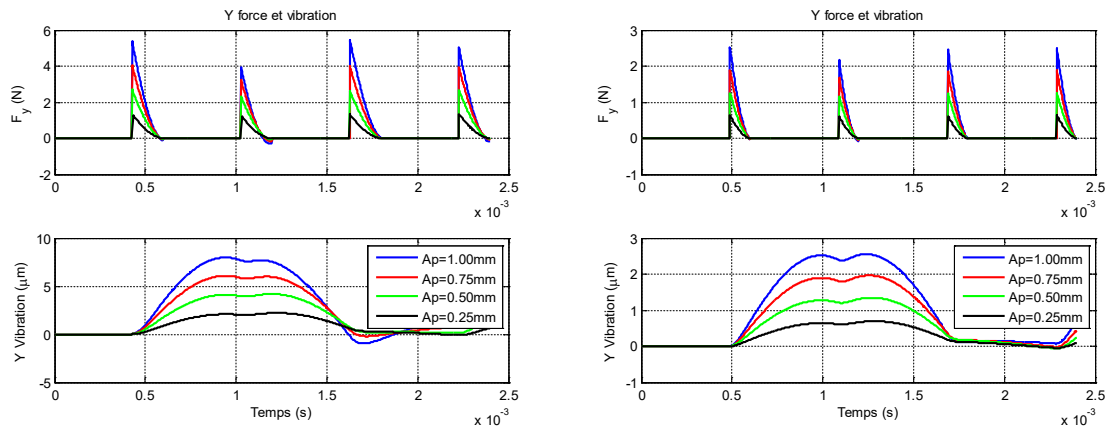
Les résultats de la (figure IV.5) sont obtenus en utilisant deux méthodes (SD) et (AOZ), on voit une relation inversement proportionnelle entre les taux d'engagement faibles et les profondeurs de coupe.



**Figure IV. 5.** Influence des taux d'engagement sur les limites de stabilité.

La (figure IV.5.c), montre que les taux d'engagement ont le même effet sur les limites de stabilité pour un système avec trois modes vibratoires couplés, que pour un système vibrant selon un seul mode vibratoire.

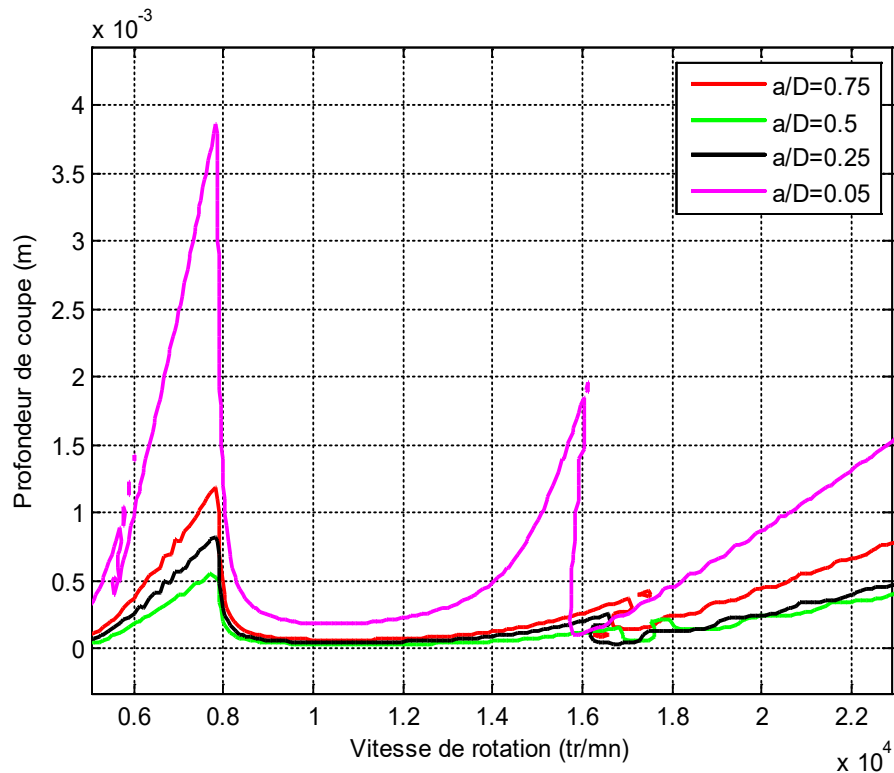
Il est clair que les faibles profondeurs axiales résultent en de faibles forces de coupe et vibrations, et ces forces de coupe et ces vibrations augmentent en se rapprochant de la zone instable de la coupe, (figure IV.6).



$$\Omega=25000 \text{ tr/mn et } a/D=0.05 \quad \Omega=25000 \text{ tr/mn et } a/D=0.02$$

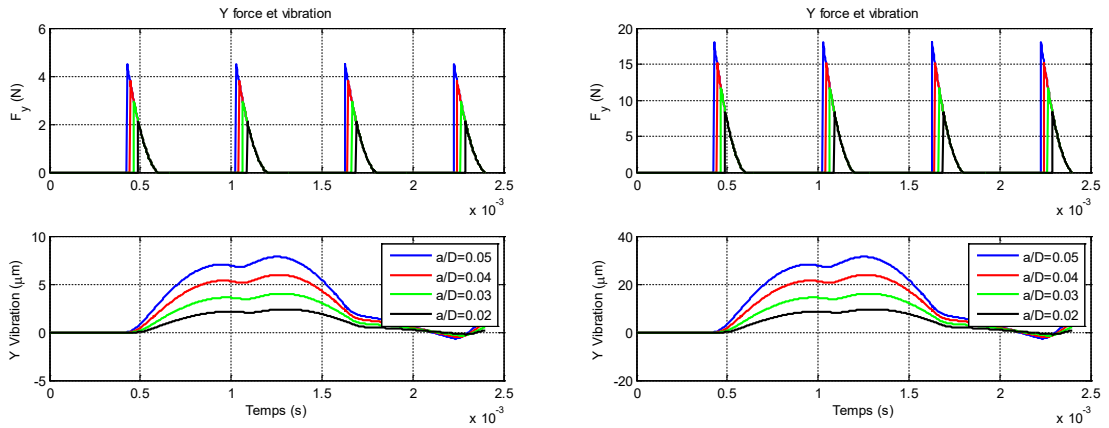
**Figure IV.6.** Influence des faibles profondeurs axiales sur les forces de coupe et les vibrations.

De la (figure IV.7), on peut conclure que pour les taux d'engagement supérieur à 0.5 (cas d'ébauche), les limites de stabilité augmentent en augmentant les taux d'engagement, [93]. Par contre, pour les taux d'engagement inférieurs à 0.5 (cas de finition), c'est le contraire (figure IV.5), et les limites de stabilité sont élevées dans le cas de faibles taux d'engagement.



**Figure IV.7.** Comparaison entre l'influence de grands et faibles taux d'engagements sur les limites de stabilité.

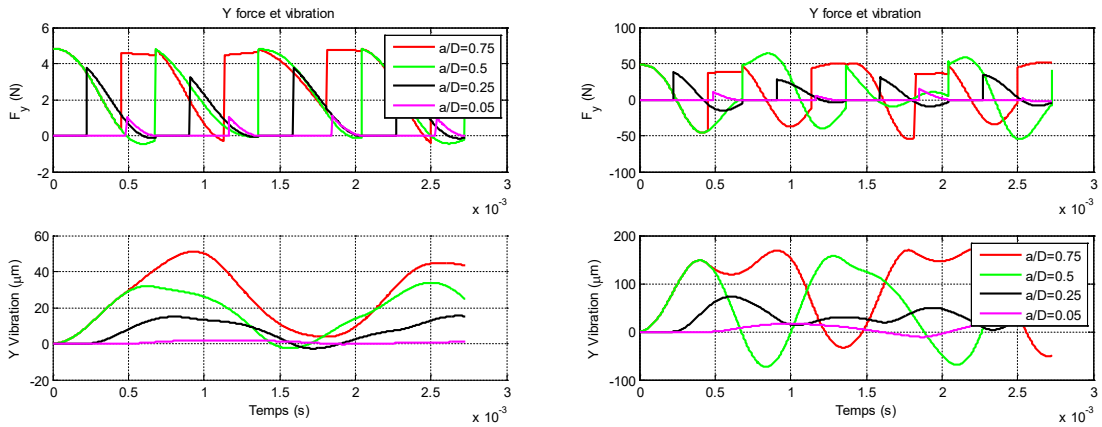
Les forces de coupe et les vibrations sont très élevées dans le cas de forts engagements que dans le cas de faibles engagements (figures IV.8 et IV.9), et ces forces de coupe et ces vibrations diminuent d'une manière significative pour les faibles taux engagements, moins de 0.25.



Zone stable :  $\Omega = 25000 \text{tr/mn}$   $A_p = 1 \text{mm}$

Zone instable :  $\Omega = 25000 \text{tr/mn}$   $A_p = 4 \text{mm}$

**Figures IV.8.** Influence de faibles taux d’engagement sur les forces de coupe et les vibrations : fraisage en avalant.



Zone stable :  $\Omega = 22000 \text{tr/mn}$   $A_p = 0.2 \text{mm}$

zone instable :  $\Omega = 22000 \text{tr/mn}$   $A_p = 2 \text{mm}$

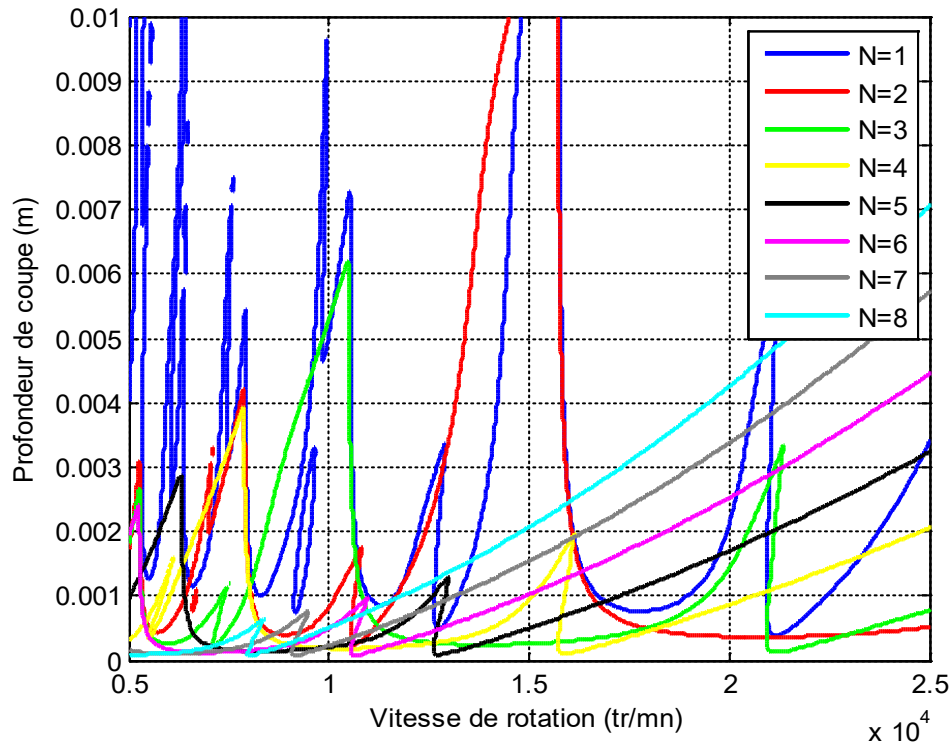
**Figure IV.9.** Influence de grands taux d’engagement sur les forces de coupe et les vibrations : fraisage en avalant.

A partir de la figure IV.5 jusqu’à la figure IV.9, on peut conclure dans les cas où le taux d’engagement est très faible, donc l’épaisseur du copeau est très faible, et la profondeur de passe axiale est faible, c’est à dire la largeur du copeau enlevée est faible aussi, les forces de coupes seront réduites aux maximum ; ce qui donne des limites de stabilité élevées.

De la figure IV.10 on note qu’à partir d’un nombre trois de dents, on peut obtenir de larges zones de stabilité pour les grandes vitesses de rotation de la fraise, ainsi que le



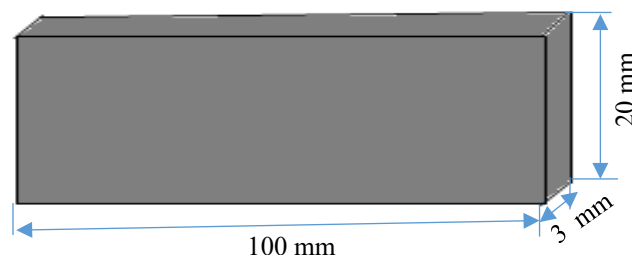
nombre de zones d'instabilité est réduit, donc en augmentant le nombre de dents, la discontinuité du système de fraisage sera minimisée et il devient plus stable (cas d'une seul dent et de huit dents).



**Figure IV.10.** Influence du nombre de dents sur les limites de stabilité

### *Pièce 2 :*

La pièce est de forme rectangulaire en Aluminium 2017A, est de dimensions de 100 mm x 20 mm x 3 mm, et les paramètres dynamiques de la pièce sont présentés dans le tableau IV.2.

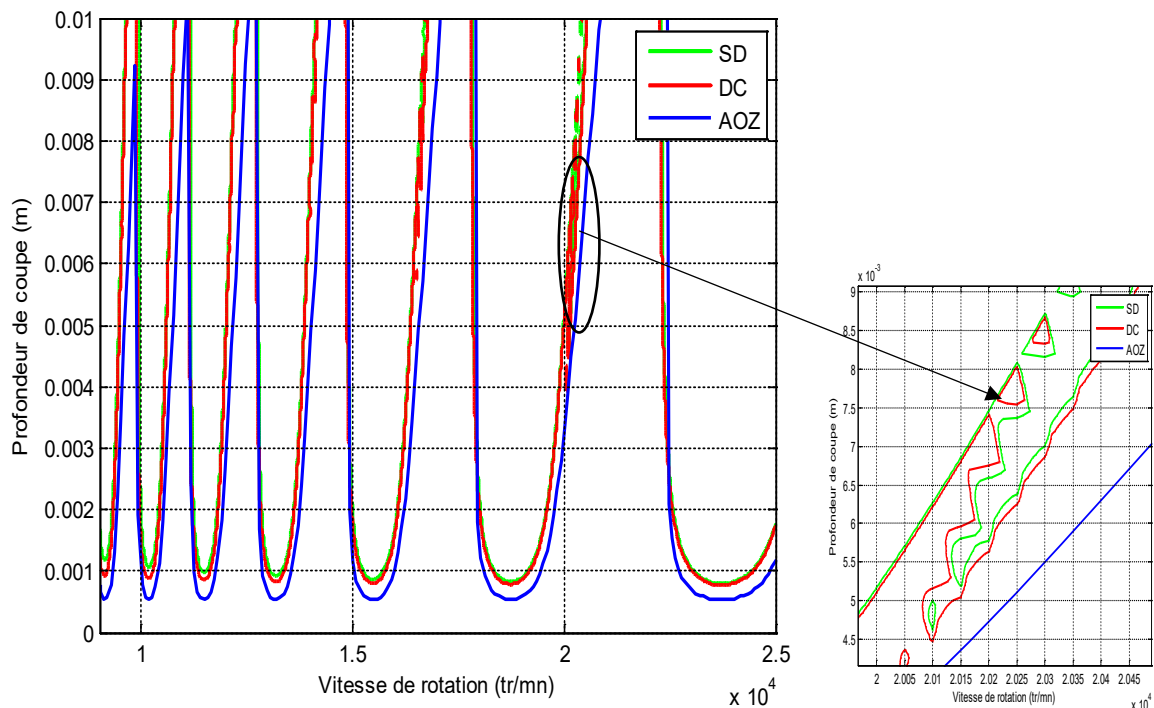


**Figure IV.11.** Présentation de la pièce 2.

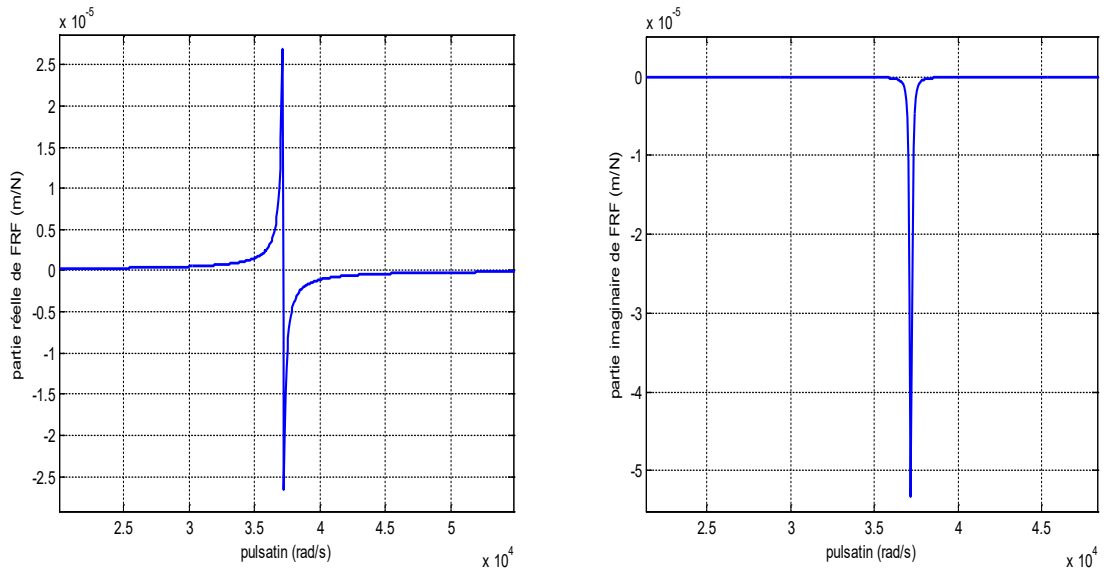
**Tableau IV.2.** Paramètres dynamiques de la pièce 2, [19].

Mode	Mode 1	Mode 2	Mode 3
Fréquence (Hz)	5919	6441	8029
Taux d'amortissement (%)	0.16	0.11	0.07
Raideur k(N/m)	$5.8 \times 10^6$	$3.4 \times 10^6$	$4.4 \times 10^6$

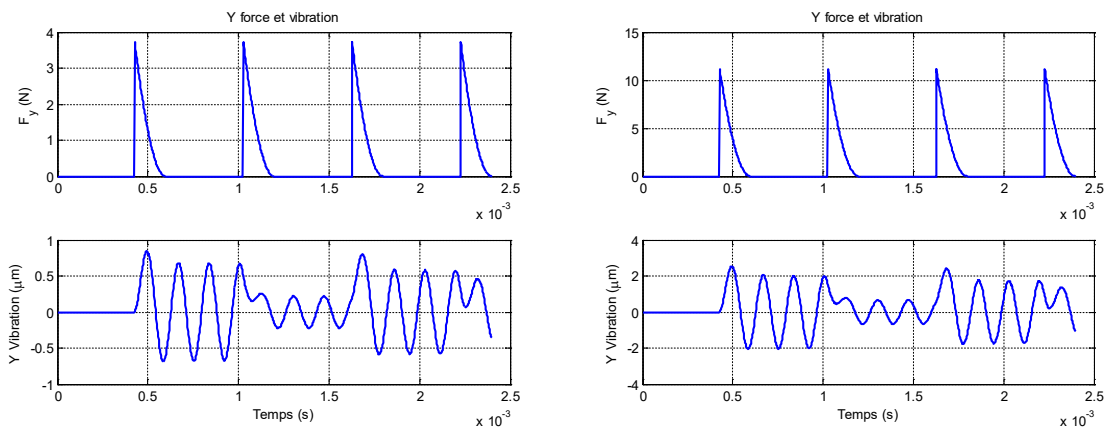
Dans le cas d'une pièce très flexible, il y'a plus de lobes de stabilité, et il y a des zones de stabilité ouvertes (exemple : entre 20000 tr/mn et 22000 tr/mn). En utilisant les méthodes de DC et SD, on remarque la présence de plus de zones d'instabilité de type "flip" fermées ou presque fermées (exemple : la vitesse de 20000tr/mn) et qui présentent le broutement périodique en comparaison avec les lobes de stabilité obtenus pour la 1<sup>ère</sup> pièce, (figures IV.3 et IV.12).

**Figure IV.12.** Lobes de stabilité par les trois méthodes : AOZ, SD et DC.

La figure IV.13 présente les parties réelle et imaginaire de la FRF pour le 1<sup>er</sup> mode de vibration de la pièce 2.



**Figure IV.13.** Partie réelle et imaginaire de la FRF (pièce 2).

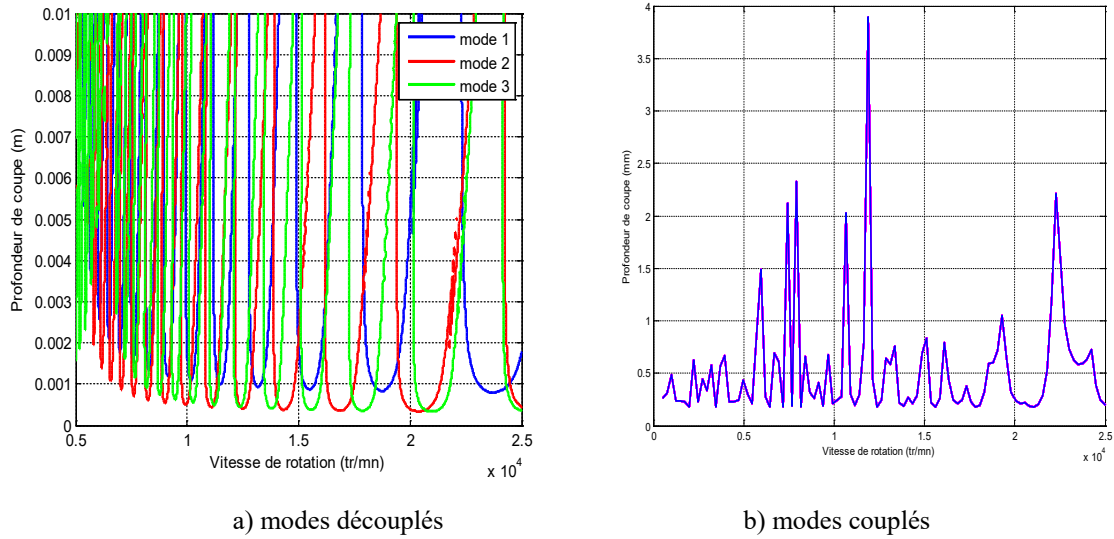


*Zone stable :  $\Omega=25000$   $a=1mm$*

*Zone instable :  $\Omega=25000$   $a=3mm$*

**Figure IV.14.** Forces de coupe et vibrations de la pièce 2.

Il y a plus d'ondes de vibrations dans le cas d'une pièce très flexible, ainsi que les valeurs des forces de coupe et des vibrations sont inférieures à celles d'une pièce flexible, (figures IV.8 et IV.14).

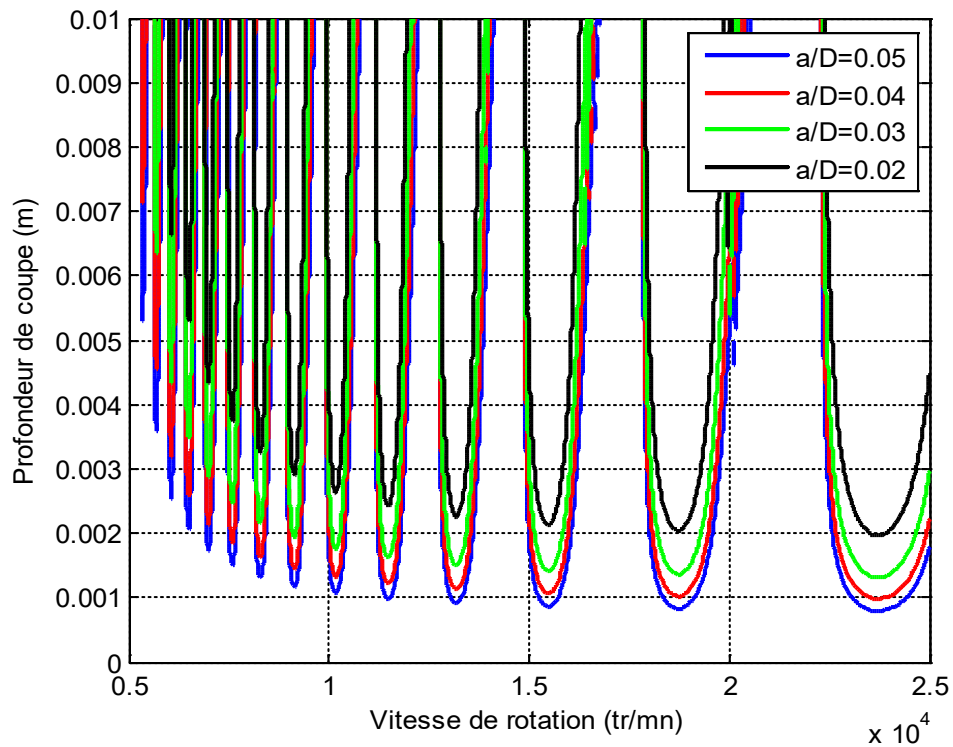


**Figure IV.15.** Lobes de stabilité pour différents modes vibratoires : méthode (SD).

De la figure IV.15.a, on remarque toujours que les limites de stabilité se diffèrent d'un mode vibratoire à l'autre, [94].

La figure IV.15.b présente les lobes de stabilité obtenus par couplage des trois modes vibratoires. On note que cette présentation ne donne pas une idée claire sur les limites de stabilité pour chaque mode séparément, mais elle prend toujours en considération les limites de stabilité minimales entre les trois modes ; c'est pour cette raison que les zones de stabilité obtenues par couplage des modes ne sont pas si larges en comparaison avec ceux obtenus pour chaque mode séparément.

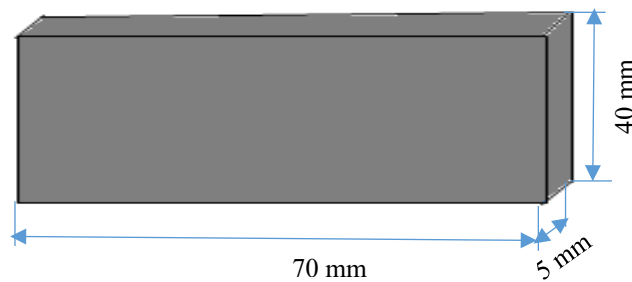
La figure IV.16 montre toujours une relation inverse entre les engagements faibles et les limites de stabilité.



**Figure IV.16.** Influence du taux d'engagement sur les limites de stabilité.

**Pièce 3 :**

La pièce est de forme rectangulaire en Alliage de Titane (Ti6AL4V) de dimensions de 70 x 40 x 5mm, où 5mm est l'épaisseur. Les caractéristiques dynamiques de la pièce sont présentées sur le tableau IV.3.



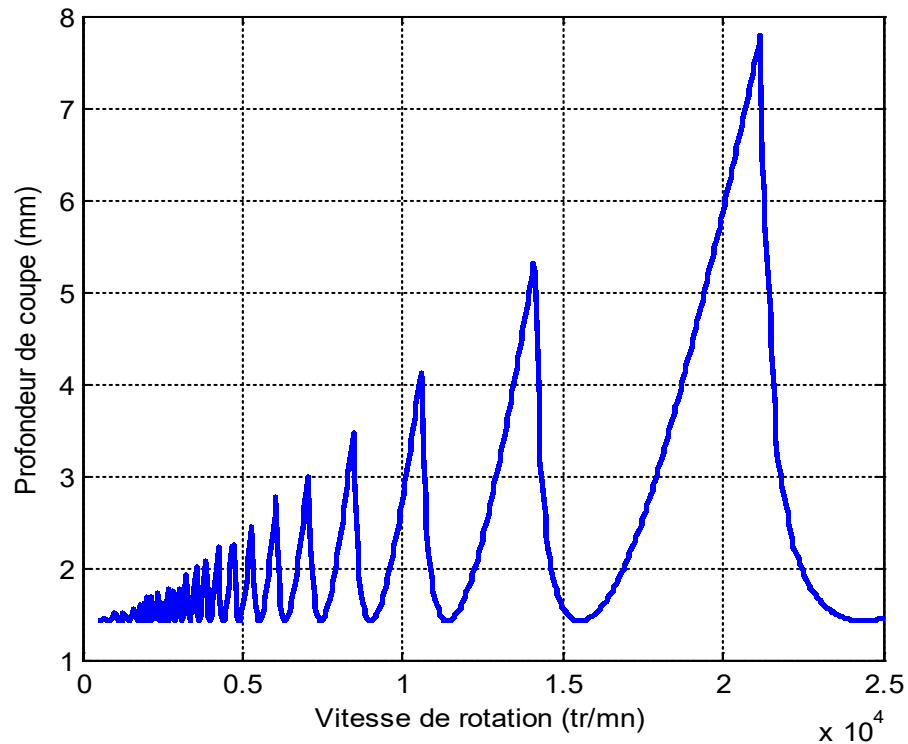
**Figure IV.17.** Présentation de la pièce 3.

**Tableau IV.3.** Caractéristiques dynamiques de la pièce 3 en alliage de Titane, [87].

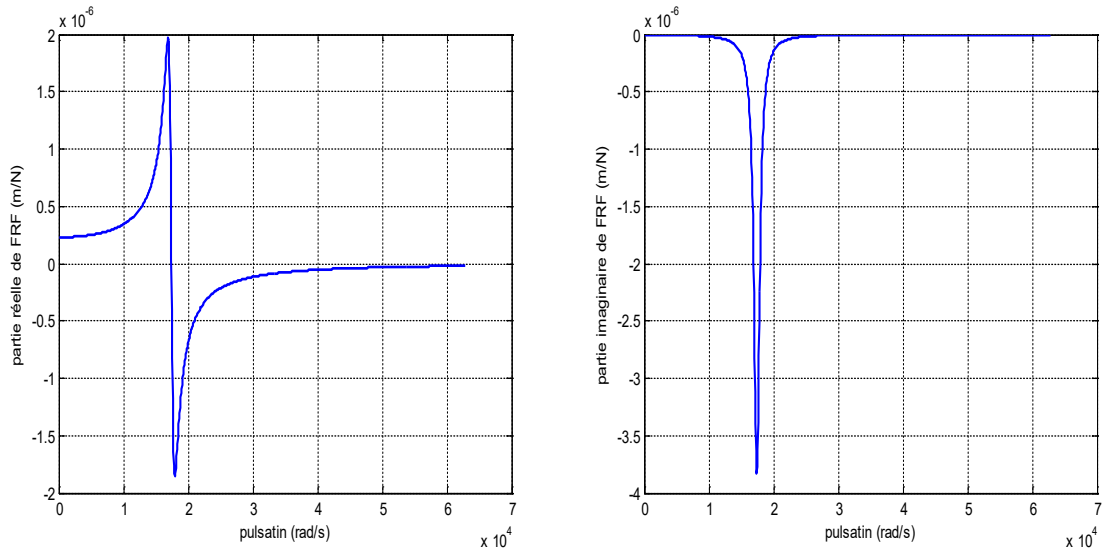
Paramètres Dynamiques	Mode
Fréquence (Hz)	2771
Taux d'amortissement (%)	3
Raideur k (N/m)	$4.35 \times 10^6$

$K_t = 1800 \text{ N/mm}^2$  et  $k_n = 300 \text{ N/mm}^2$

Le tracé de lobes de stabilité de la figure IV.18 est fait pour un taux d'engagement de 0.05 et un nombre de dent égale à 4 en utilisant la méthode d'AOZ.

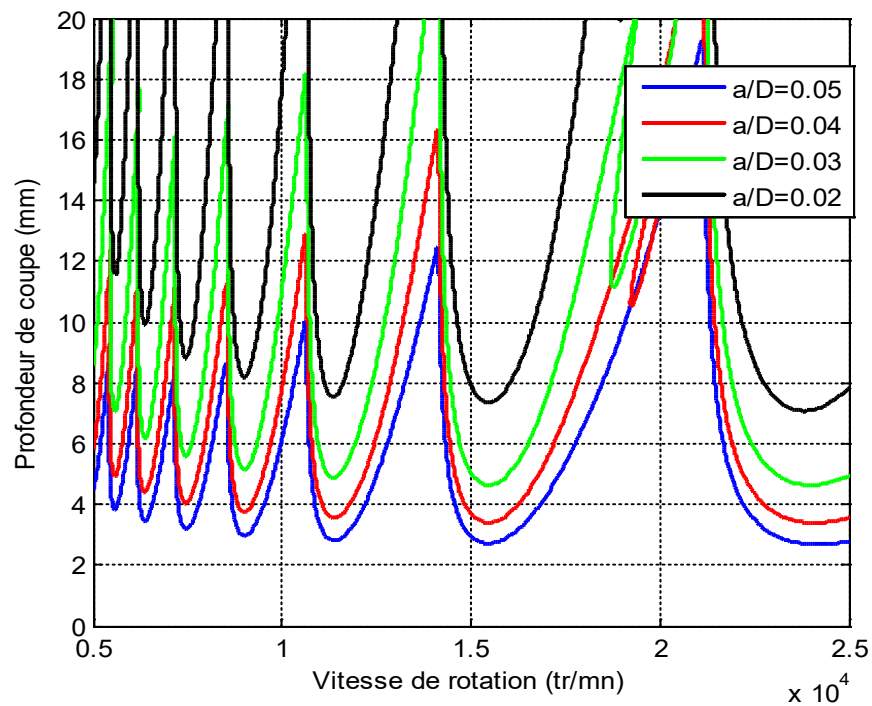
**Figure IV.18.** Lobes de stabilité pour la pièce 3 en alliage de Titane par la méthode d'AOZ.

La figure IV.19 présente les parties réelle et imaginaire de la FRF pour la pièce 3 en Titane.



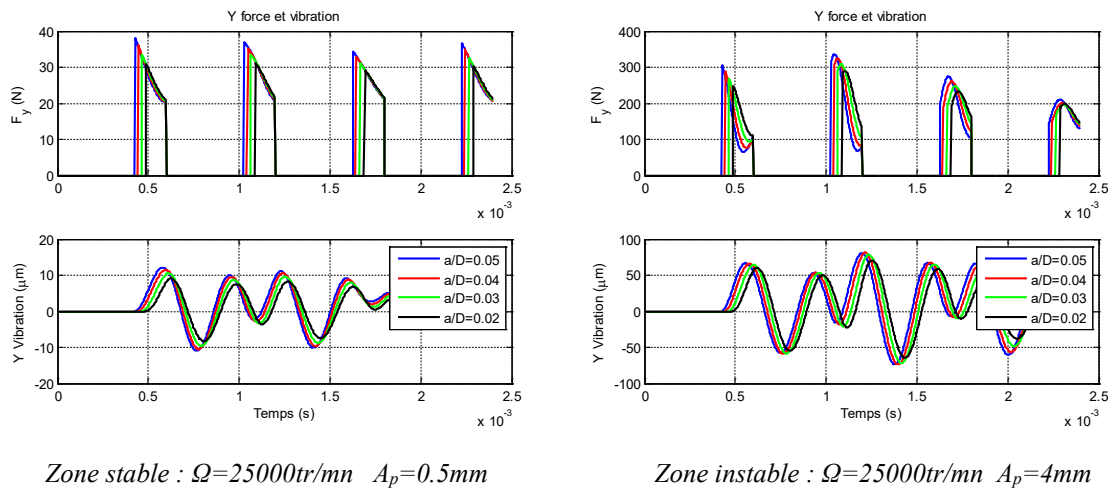
**Figure IV.19.** Parties réelle et imaginaire de la FRF pour la pièce 3 en Titane.

Des Figures IV.18 et IV.20, on remarque que les limites de stabilité pour l'alliage de Titane sont plus élevées que dans le cas des pièces en Aluminium et on remarque aussi la présence d'une seule zone d'instabilité fermée.

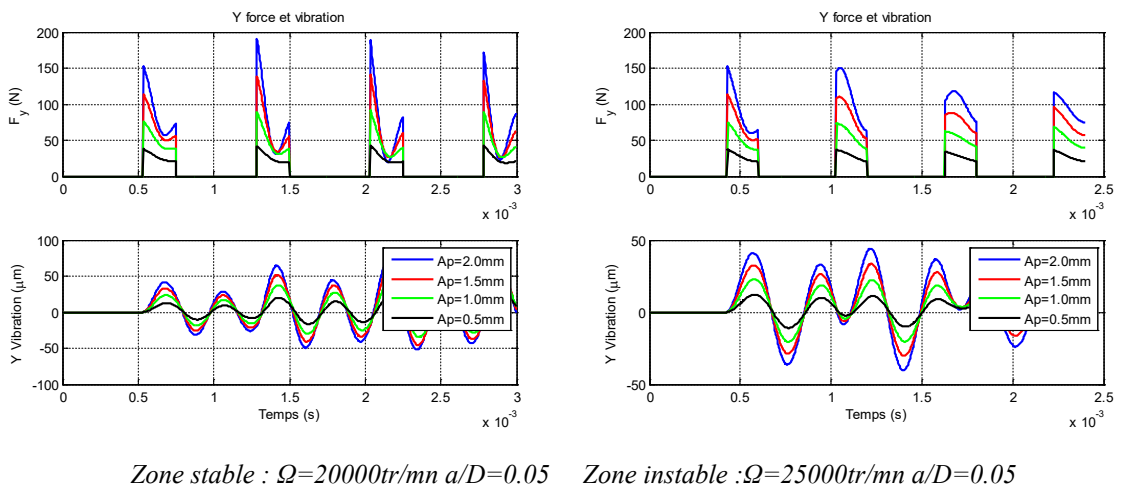


**Figure IV.20.** Influence du taux d'engagement sur les limites de stabilité, cas de la pièce 3 en Titane.

Les forces de coupes et les vibrations sont très importantes pour le cas de l'usinage de l'alliage de titane (Ti6AL4V) que dans le cas de l'usinage des pièces en Aluminium, surtout dans la zone de coupe instable ; par ce que l'alliage de Titane est un alliage dur et difficile à couper. Concernant l'influence de la profondeur axiale et radiale sur les forces de coupe et les vibrations, elle est la même que pour le cas de l'usinage des pièces en Aluminium, (figures IV.21 et IV.22).



**Figure IV.21.** Influence du taux d'engagement de l'outil sur les forces de coupe et sur les vibrations pour la pièce 3 en Alliage de Titane.



**Figure IV.22.** Influence des profondeurs axiales sur les forces de coupe et sur les vibrations : pièce 3 en Alliage de Titane.

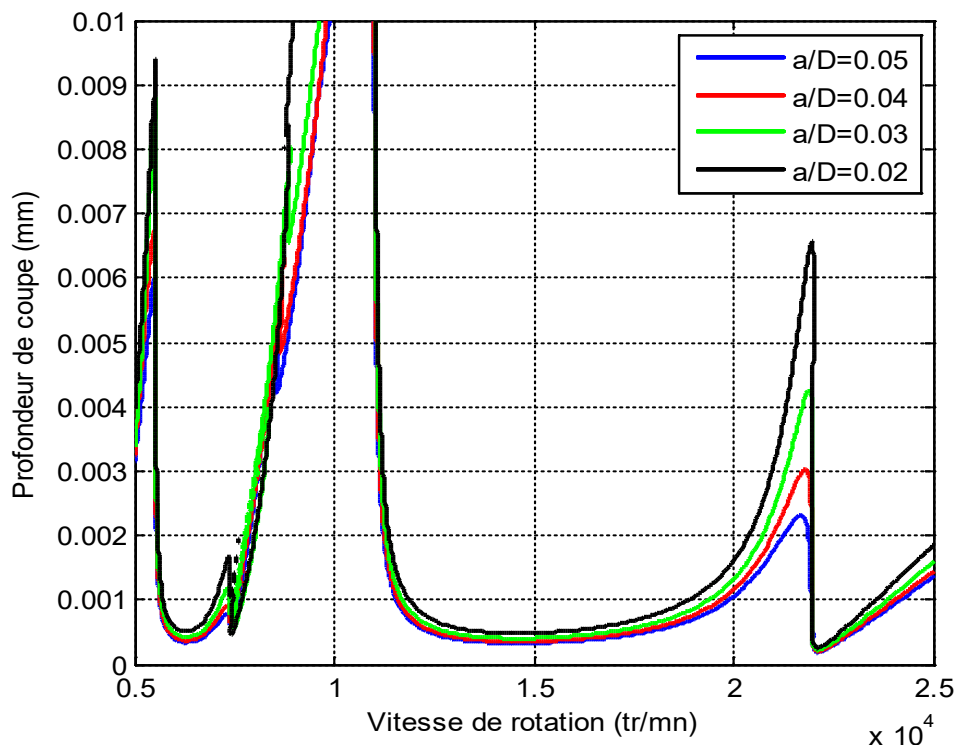


A la fin de cette partie d'étude, en comparant les lobes de stabilité obtenus pour ces trois différentes pièces, on remarque que la hauteur et le nombre de lobes dépendent des caractéristiques dynamiques de la pièce (raideur, amortissement, fréquence) ; ils sont liés aussi au matériau usiné, et de mêmes pour les forces de coupe et les vibrations : elles sont très élevées dans le cas d'alliage dur (Titane) en les comparant au cas des aciers légers et faciles à usiner (Aluminium).

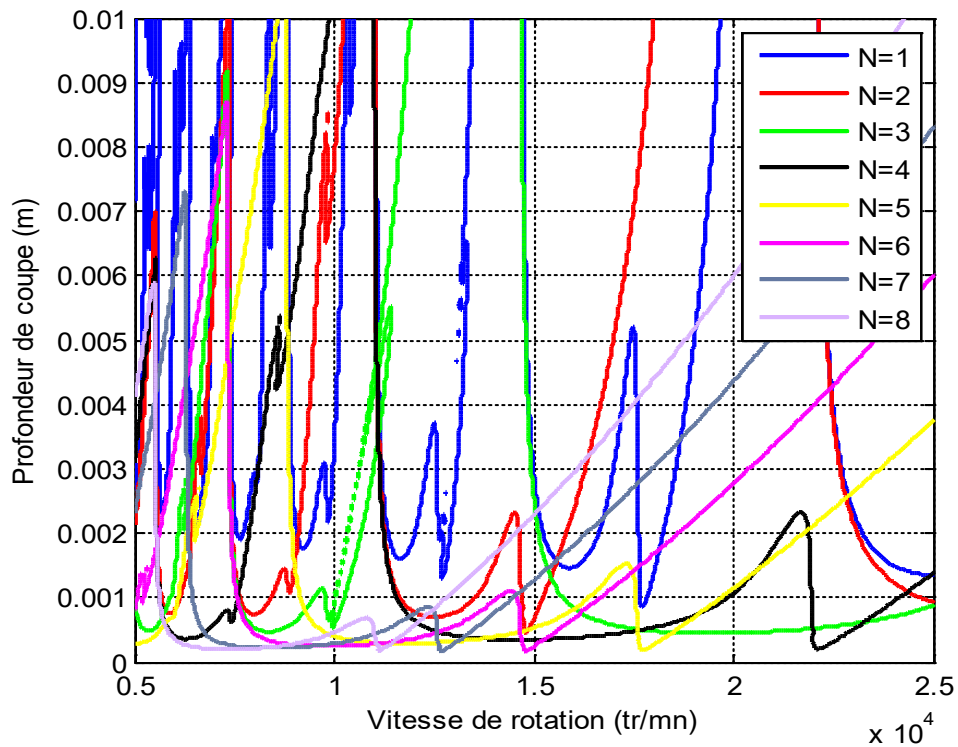
#### IV.2.2 Modèle à deux degrés de liberté (2 DDLs) :

L'étude de la stabilité ainsi que les forces de coupe et les vibrations est réalisée pour une pièce en Aluminium, dont les caractéristiques dynamiques sont présentées dans le tableau III.1, en utilisant le mode fraisage en avalant.

Les figures IV.23 et IV.24 présentent respectivement, l'étude de l'influence du taux d'engagement et du nombre de dents de l'outil sur les limites de stabilité.



**Figure IV.23.** Influence du taux d'engagement sur les limites de stabilité : cas du système à 2 DDLs.



**Figure IV.24.** Influence du nombre de dents sur les limites de stabilité : cas du système à 2 DDLs.

Les lobes de stabilité obtenus pour le système à 2DDLs ont la même forme que pour le système à 1DDL (hopf et flip lobes), en utilisant la méthode de semi discrétisation.

Le taux d'engagement de l'outil et le nombre de dents ont le même effet sur les limites de stabilité que pour le système à 2 DDLs (figures IV.23 et IV.24), que pour le système à 1 DDL, (figures IV.7 et IV.10).

### IV.2.2.1 Etude de l'influence de l'angle d'hélice :

#### a- Angle d'hélice constant :

Les figures de IV.25 jusqu'à IV.30 sont obtenues sur la base des données du tableau III.1, pour un outil à quatre dents, un espacement de dents constant, un taux d'engagement de 0.05 et en utilisant le mode de fraisage en avalant.

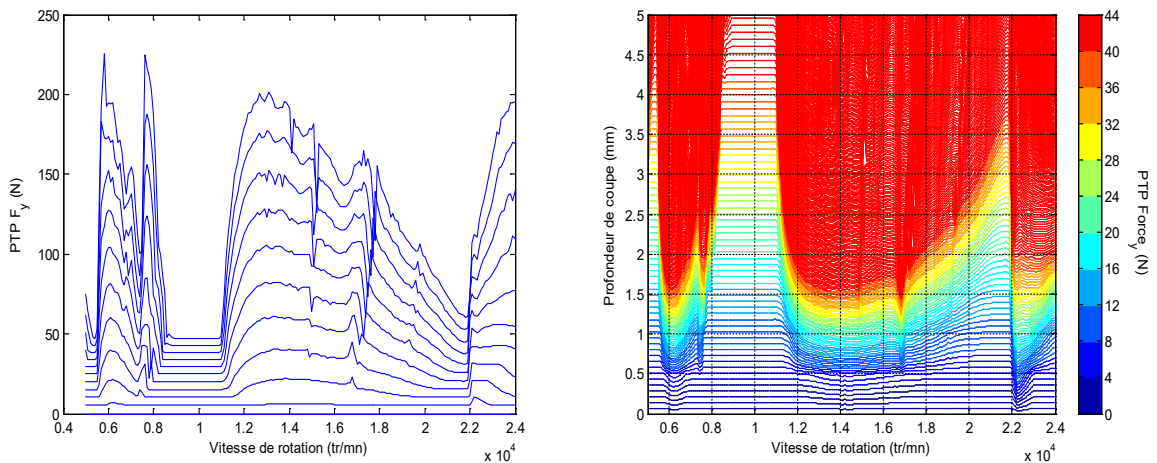


Figure IV.25. Tracé des lobes et des forces de coupe pour un angle d'hélice=5°.

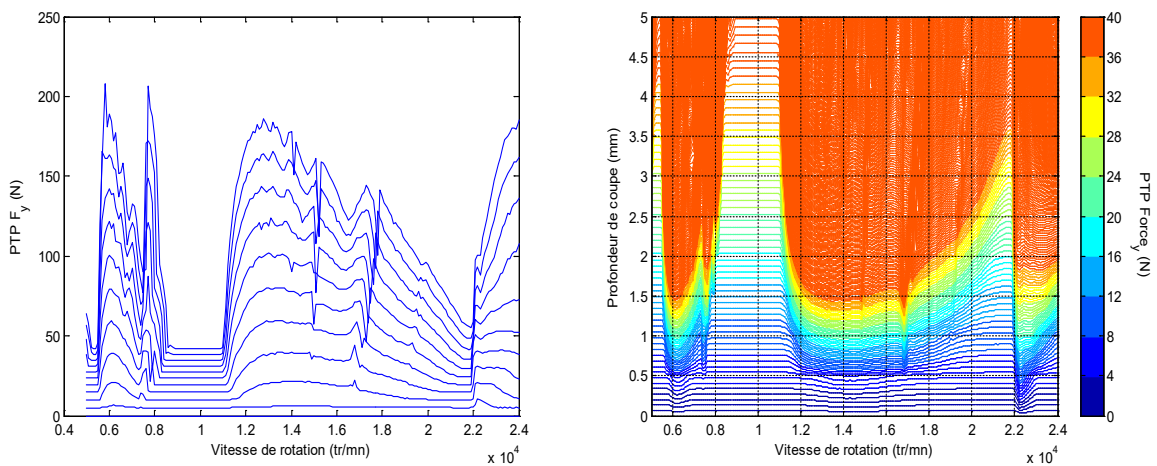
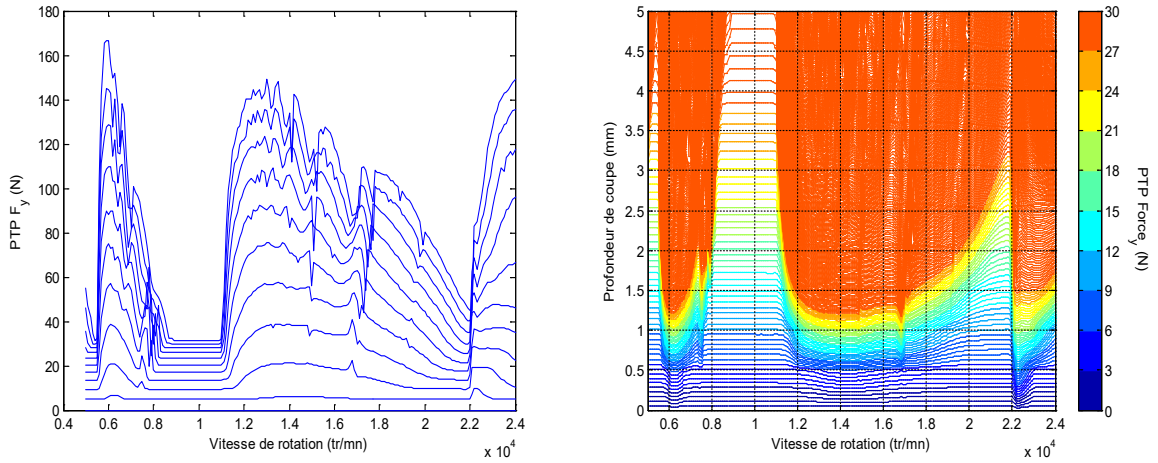
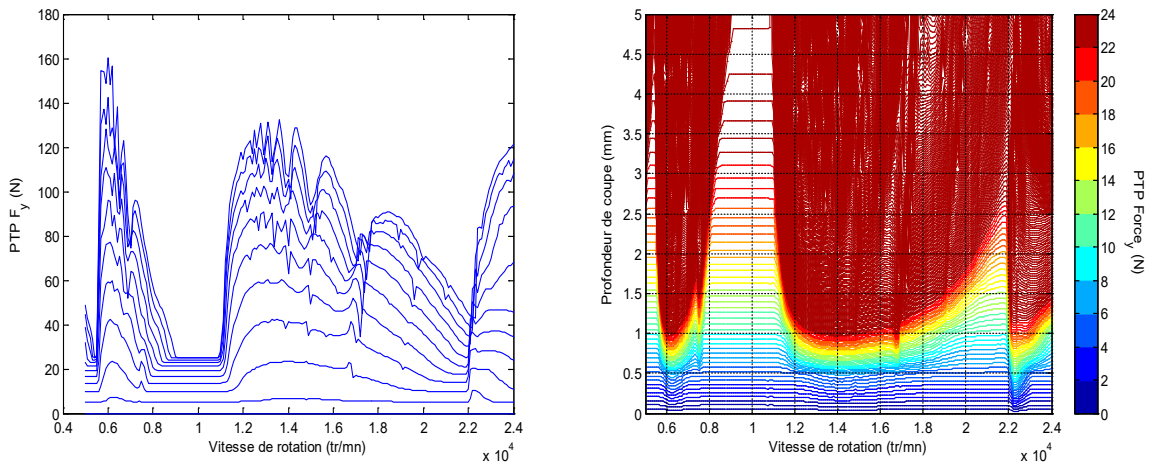


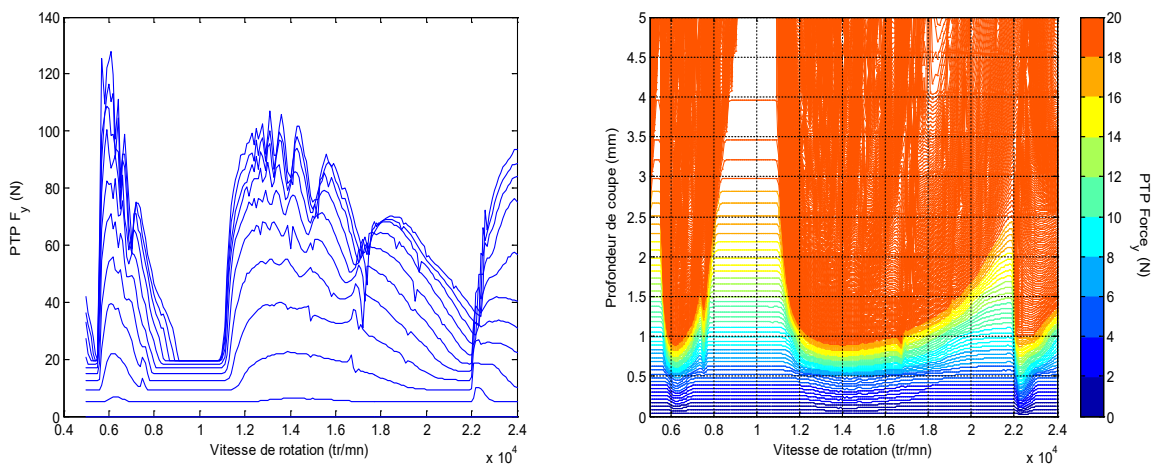
Figure IV.26. Tracé des lobes et des forces de coupe pour un angle d'hélice=10°.



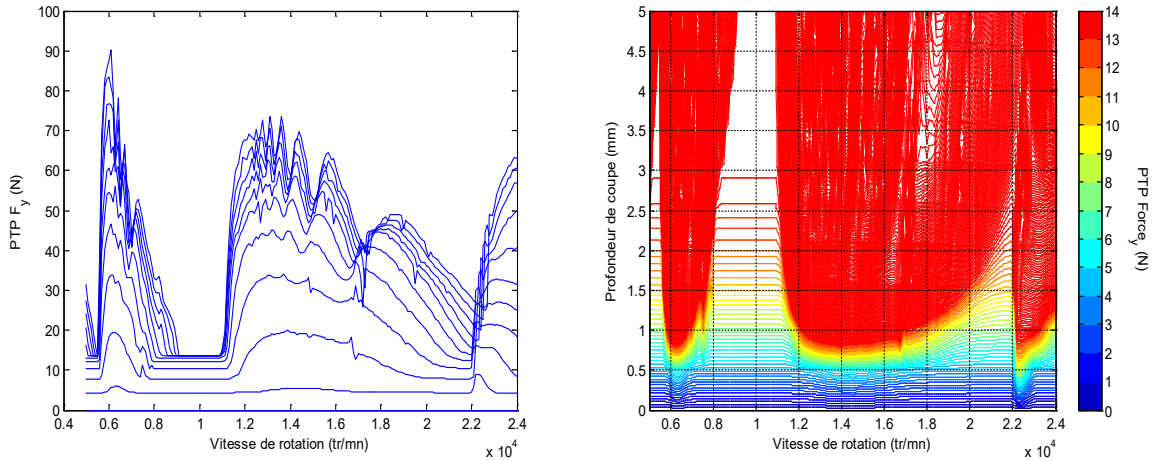
**Figure IV.27.** Tracé des lobes et de forces de coupe pour un angle d'hélice=20°.



**Figure IV.28.** Tracé des lobes et des forces de coupe pour un angle d'hélice=30°.



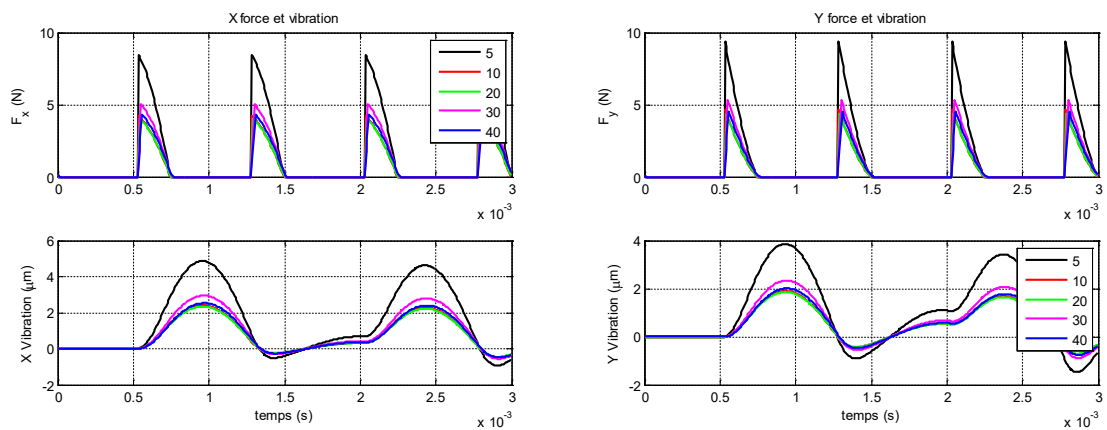
**Figure IV.29.** Tracé des lobes et des forces de coupe pour un angle d'hélice=35°.



**Figure IV.30.** Tracé des lobes et des forces de coupe pour un angle d'hélice=40°.

A partir des figures IV.25 jusqu'à IV.30, on peut conclure que l'angle d'hélice n'a pas de grand effet sur les limites de stabilité, mais il a un effet sur les forces de coupe.

De la figure IV.31, on remarque que les forces de coupe et les vibrations sont élevées dans le cas d'un petit angle d'hélice ; en augmentant l'angle d'hélice les forces de coupe et les vibrations seront minimisées.

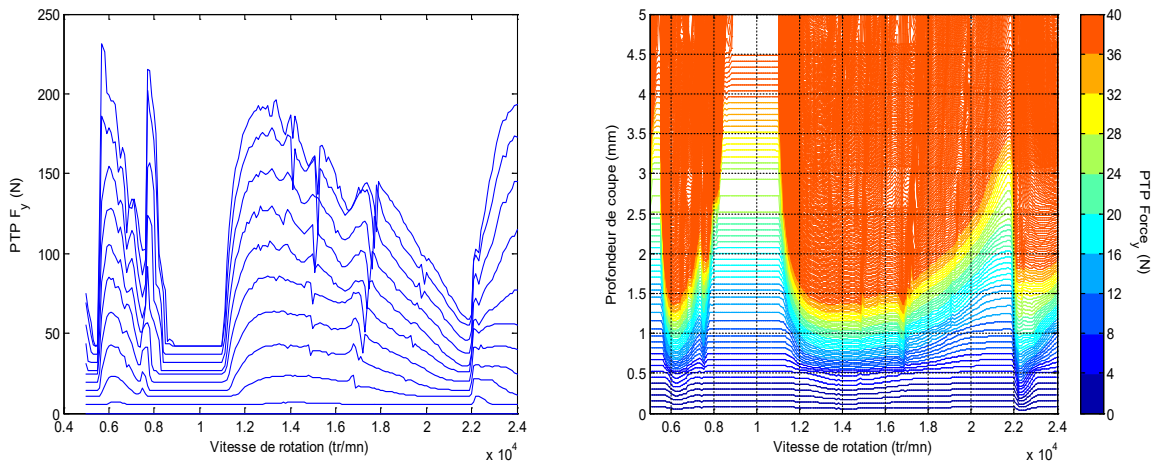


$$\Omega = 20000 \text{ tr/mn} \text{ et } A_p = 0.5 \text{ mm}$$

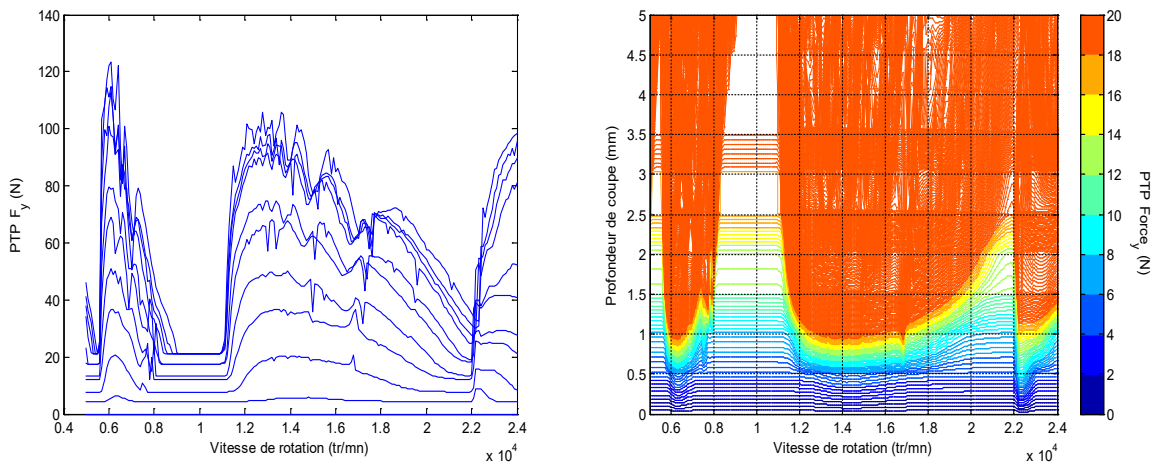
**Figure IV.31.** Influence de l'angle d'hélice sur les forces de coupe et les vibrations.

**b- Angle d'hélice variable :**

Les figures IV.32 et IV.33 sont obtenues en utilisant un outil à quatre dents, un taux d'engagement égal à 0.05 et des angles d'hélices variables.



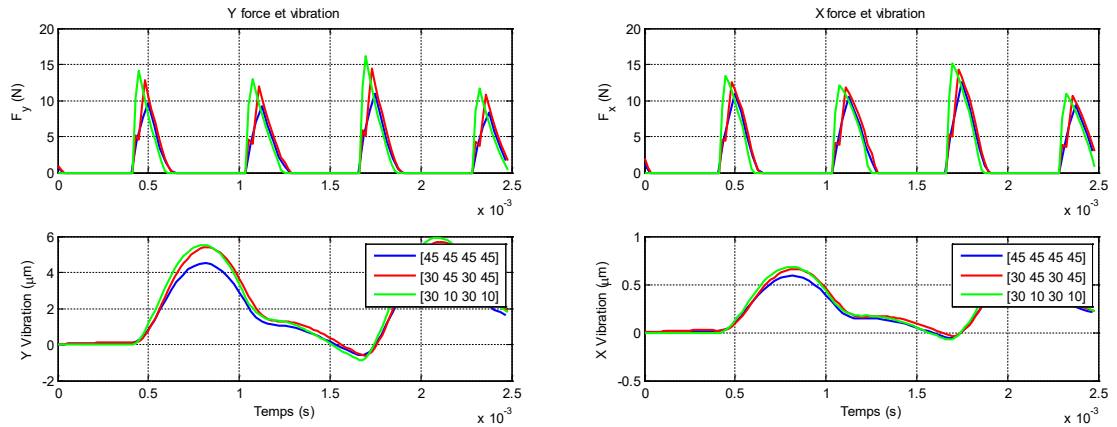
**Figure IV.32.**Le tracé des lobes stabilité et des forces de coupe pour un angle d'hélice =  $[30^\circ 10^\circ 30^\circ 10^\circ]$ .



**Figure IV.33.**Le tracé des lobes stabilité et des forces de coupe pour un angle d'hélice =  $[30^\circ 45^\circ 30^\circ 45^\circ]$ .

Les figures IV.32 et IV.33 montrent que l'utilisation d'un outil avec des angles d'hélices variables n'a pas de grand effet sur les limites de stabilité.

L'utilisation d'un outil avec des angles d'hélices variables fait augmenter les forces de coupe et les vibrations, donc il est préférable d'utiliser un outil avec un angle d'hélice constant pour les minimiser, (figure IV.34).

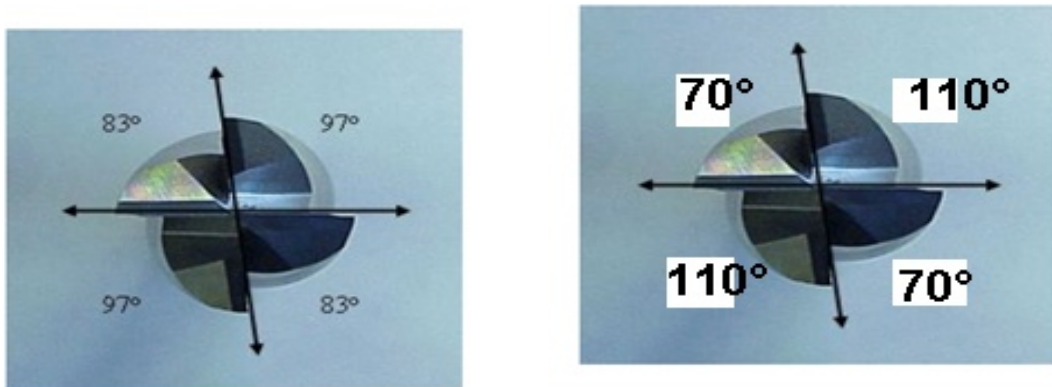


$$\Omega=24000\text{tr/mn} \text{ et } a=1.5\text{mm}$$

**Figure IV.34.** Influence de l'angle d'hélice variable sur les forces de coupe et les vibrations.

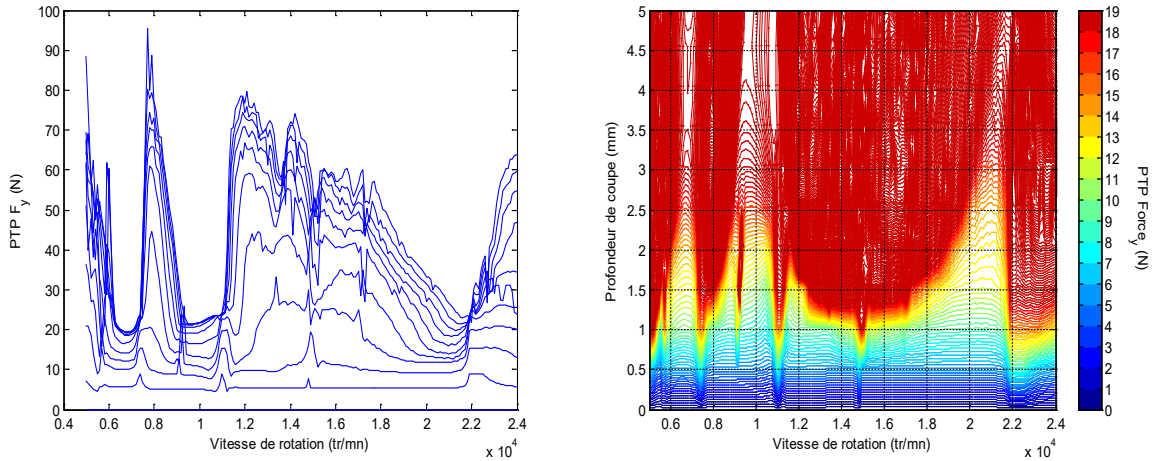
#### IV.2.2.2 Etude de l'influence de l'espacement des dents :

Pour notre étude, on va considérer deux types d'espacement  $[83^\circ \ 97^\circ \ 83^\circ \ 97^\circ]$  et  $[70^\circ \ 110^\circ \ 70^\circ \ 110^\circ]$ , en supposant que l'angle d'hélice est constant est égal à  $45^\circ$  et le taux d'engagement est de  $0.05\text{mm}$ , en utilisant toujours le mode de fraisage en avalant.

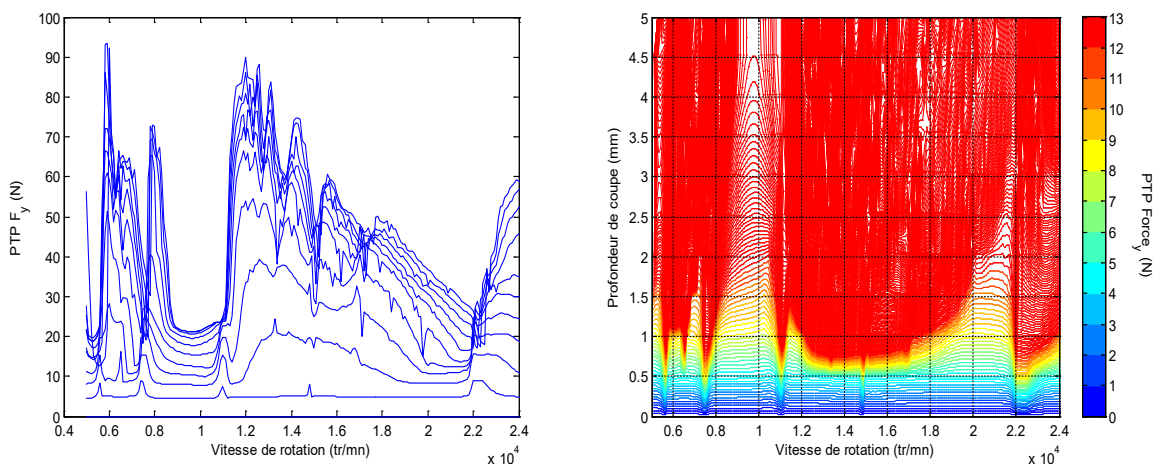


**Figure IV.35.** Exemple d'un outil avec un espacement de dents variable.

L'étude de l'effet de l'espacement des dents se fait pour un taux d'engagement de 0.05 mm et un nombre de dents égal à quatre et un angle d'hélice=45°.



**Figure IV.36.** Le tracé des lobes de stabilité et des forces de coupe pour un outil avec un espacement de dents = [70° 110° 70° 110°].



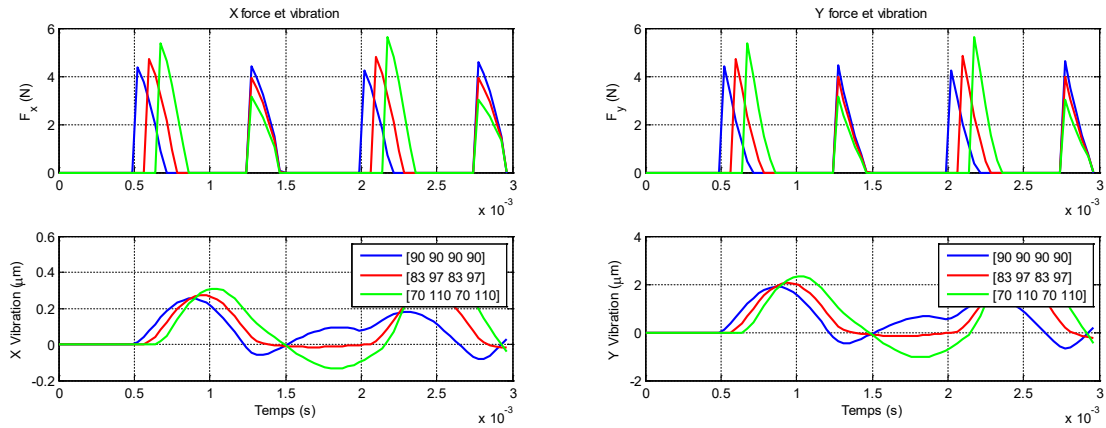
**Figure IV.37.** Le tracé des lobes de stabilité et des forces de coupe pour un outil avec un espacement de dents = [83° 97° 83° 97°].

L'utilisation d'un outil avec un espacement de dents variable, fait apparaître plus de zones d'instabilité (flip lobes), en le comparant avec un outil avec un espacement de dents constant. De plus il a un effet sur les limites de stabilité, par exemple pour une vitesse de rotation entre 20000 tr/mn, les limites de stabilité sont décalées de 2.5 mm



pour un outil avec un espacement de dents variable égale à  $[70^\circ \ 110^\circ \ 70^\circ \ 110^\circ]$  à 1.5 mm que pour un espacement de dents  $[83^\circ \ 97^\circ \ 83^\circ \ 97^\circ]$ , (figures IV.36 et IV.37).

D'après les résultats de la figure IV.38, on remarque que le bon choix d'un outil avec un espacement de dents constant ou variable dépend de l'intervalle choisi des vitesses de rotation.



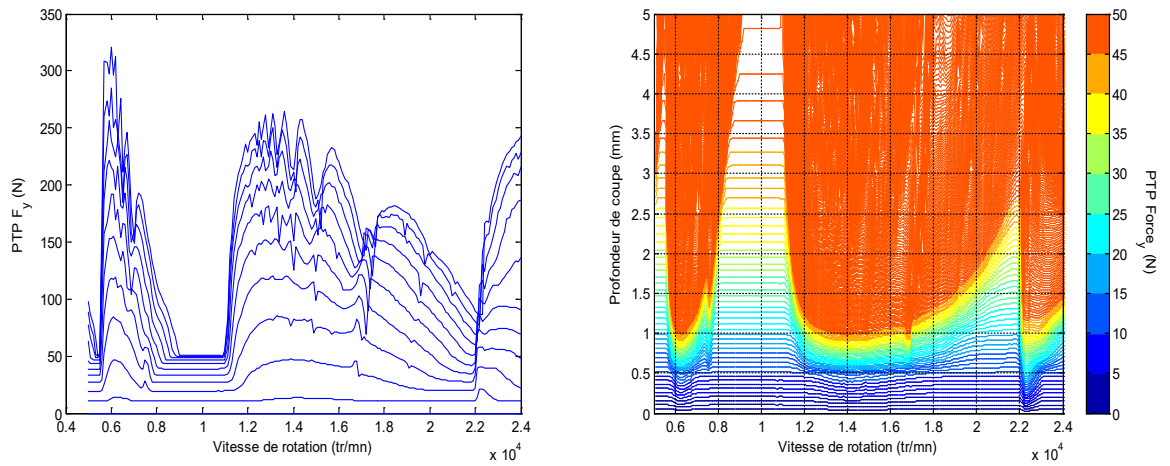
Zone stable :  $\Omega=20000\text{tr/mn}$  et  $A_p=0.5\text{mm}$

**Force IV.38.** Influence de l'espacement entre les dents de l'outil sur les forces de coupe et les vibrations.

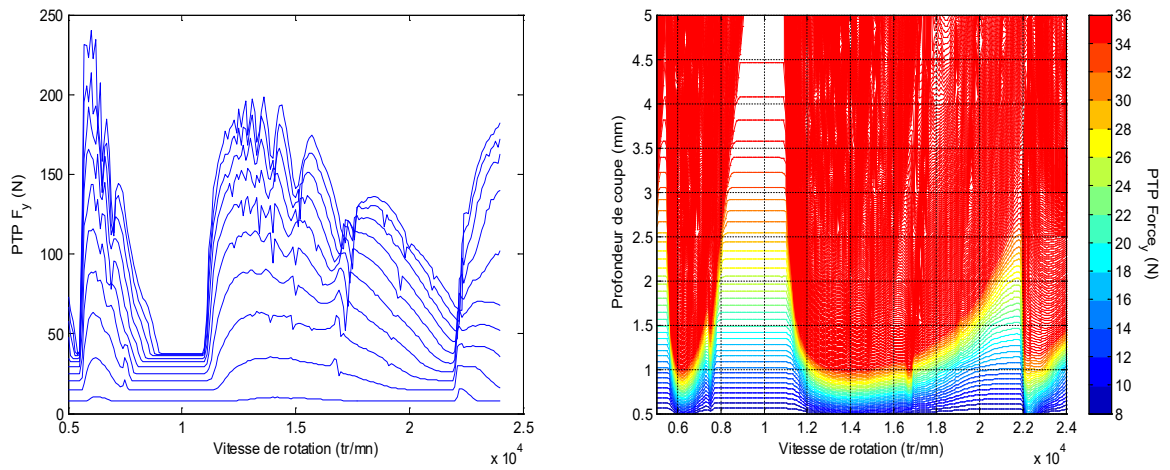
### V.2.2.3. Etude de l'influence de l'avance par dent :

Les résultats de la figure IV.39 et IV.40 sont obtenus pour le mode de fraisage en avalant, par la méthode du domaine Temporel PTP, qui nous a permis l'étude de l'influence de l'avance par dent sur les limites de stabilité, pour un outil de quatre dents et un angle d'hélice égale à  $30^\circ$  et un engagement de 0.05 mm.

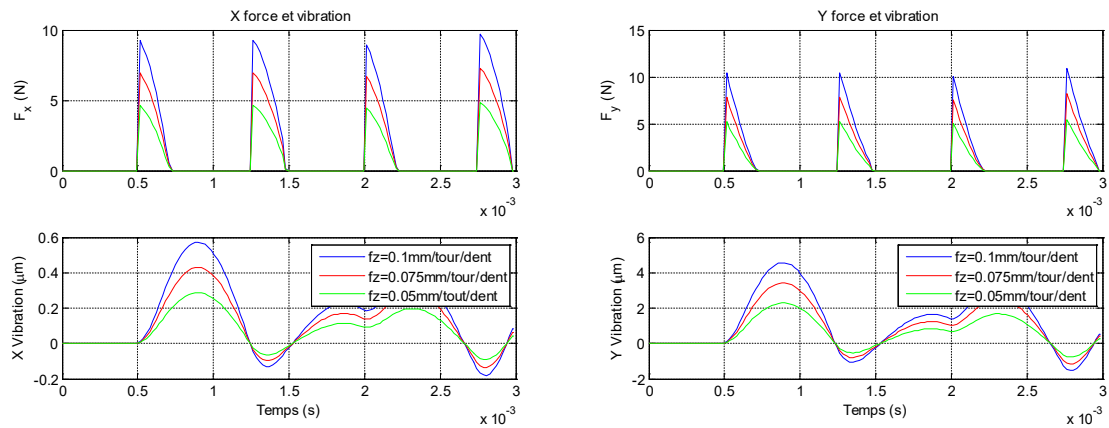
A partir des figures IV.38, IV.39 et IV.40, on remarque que l'avance par dent n'a pas d'effet sur les limites de stabilité, par contre elle a un effet sur les forces de coupe et les vibrations, la diminution de l'avance par dent fait minimiser les forces de coupe et les vibrations, figure IV.41.



**Figure IV.39.**Tracé des lobes de stabilité pour un taux d’avance par dent 0.1 mm/tour/dent.



**Figure IV. 40.**Tracé des lobes de stabilité pour un taux d’avance par dent 0.075 mm/tour/dent.



Zone stable :  $\Omega=20000\text{tr/mn}$   $A_p=0.5\text{mm}$

**Figure IV. 41.** Influence de l'avance par dent sur les forces de coupe et les vibrations.

### IV.3. Conclusions :

Dans ce chapitre, l'étude de la stabilité de différentes pièces a été faite pour le fraisage de finition (fraisage en avalant) pour des faibles engagements de l'outil, en utilisant de différents modèles dynamiques du système d'usinage et de différentes méthodes de simulation :

- La méthode d'approximation d'ordre zéro (AOZ) ;
- la méthode de semi discrétisation (SD) ;
- la méthode de discrétisation complète (DC) ;
- la méthode de domaine temporel (DT) des vibrations maximales (nommée Peak to Peak : PTP).

La méthode d'AOZ est facile à programmer, mais elle ne prend pas en considération l'effet de tous les paramètres de coupe sur la stabilité du système de fraisage, comme l'effet de l'angle d'hélice et l'effet de l'avance par dent.

Les résultats de simulation obtenus par les méthodes de (SD) et (DC) sont les mêmes, soit pour le système à un seul DDL ou bien à deux DDLs ; sauf que la méthode

de (DC) devienne plus compliquée que la méthode de (SD), lorsqu'on augmente le nombre de DDLs.

Dans le cas de faibles engagements de l'outil, les méthodes de (SD), (DC) et du domaine temporel (DT) montrent deux types de lobes nommés : "Hopf" et "Flip" ; alors que la méthode d'AOZ montre un seul type de lobes qui sont les lobes de type "Hopf" ; ce qui fait que les trois méthodes (SD, DC et domaine temporel DT) sont les plus proches de la réalité, surtout pour les faibles engagements.

La méthode de (SD) devienne plus compliquée que la méthode du domaine temporel(DT), lorsqu'on étudie des systèmes à plusieurs degrés de liberté, et si on introduit aussi de différents paramètres de coupe, tels que : l'avance par dent, l'angle d'hélice ; d'après les travaux de [74].

Malgré la complexité de la méthode de (SD), si on introduit de différents paramètres de coupe et plusieurs degrés de libertés pour le système d'usinage, elle est largement utilisée pour l'étude de la stabilité de l'usinage, en comparaison avec les autres méthodes, puisque cette méthode ne perd pas sa précision pour les systèmes compliqués d'usinage, [51].

Puisque notre objectif est l'étude de la stabilité du fraisage de finition des parois minces, on a étudié dans ce chapitre :

- L'effet de faibles engagements sur la stabilité dans le cas du fraisage de finition des pièces minces ( $a/D < 10\%$ ), et aussi sur les forces de coupe et sur les vibrations en considérant le fraisage en avalant ;
- L'effet de profondeurs axiales faibles sur les forces de coupe et les vibrations ;
- L'influence de l'angle d'hélice sur les zones de stabilité, les forces de coupe et les vibrations, dans le cas où cet angle est constant ou bien variable.
- L'influence du nombre de dents de l'outil sur la stabilité.
- L'influence de l'espacement des dents de l'outil, constant et variable, sur les limites de stabilité, les forces de coupe et les vibrations.

- L'influence du taux d'avance par dent sur la stabilité et sur les forces de coupe et les vibrations.

## **Conclusion générale et perspectives :**

### **Conclusion générale :**

L'usinage des pièces a rencontré de grands développements et la demande est devenue très exigeante, spécialement dans certains domaines, tels que : l'industrie aéronautique et l'industrie automobile ; dont la qualité des pièces est devenue une obligation et non plus une tache esthétique ; donc une bonne finition de pièces est nécessaire pour la bonne productivité.

Le broutement est un problème souvent rencontré dans l'usinage, surtout dans la phase de finition où il peut produire de mauvais états de surface, et dans des cas il peut détruire complètement la pièce. Pour éviter ce problème plusieurs recherches ont été réalisées pour comprendre ce phénomène compliqué du broutement.

Plusieurs méthodes ont été développées pour pouvoir déterminer les conditions et les paramètres optimaux qui permettent d'éviter ou de minimiser au maximum tous types de vibrations, surtout le broutement avant l'usinage réel afin de gagner le temps et l'argent.

Ce travail de thèse de doctorat a porté sur l'étude de la stabilité du fraisage de finition des parois minces, c'est à dire l'étude de la stabilité du processus de fraisage pour des faibles taux d'engagement de l'outil dans la pièce, ainsi que l'étude des forces de coupe et des vibrations.

## Conclusion générale et perspectives

Cette étude nous a permis de conclure que :

- En utilisant de faibles engagements de l'outil, on peut obtenir des limites de stabilité élevées, en comparaison avec les grands engagements de l'outil avec la présence de plus de zones d'instabilité.
- L'application de faibles profondeurs radiales ( $a/D < 10\%$ ) et axiales réduisent les forces de coupe et les vibrations.
- L'angle d'hélice, constant ou variable, dans le cas de faibles engagements n'a pas de grand effet sur les limites de stabilité, mais il a un effet sur les forces de coupe et les vibrations, et le bon choix dépend des conditions de coupe.
- L'application d'un outil avec un angle d'hélice variable n'a pas de grands effets sur les limites de stabilité en le comparant avec un outil avec angle d'hélice constant.
- L'utilisation d'un outil avec un espacement de dents variable a un effet sur les zones de stabilité (plus de zones d'instabilité), mais pas sur les forces de coupe et les vibrations, donc le bon choix de l'outil dépend des conditions de coupe.
- L'avance par dent n'a pas d'effet sur les limites de stabilité pour un engagement faible de l'outil, par contre la diminution de l'avance par dent réduit les forces de coupe et les vibrations.

Enfin, on peut aussi conclure que chaque méthode utilisée a ses avantages :

- la méthode d'AOZ est très facile à programmer surtout pour les systèmes vibrants selon plusieurs modes,
- la méthode du domaine temporel (DT) permet d'avoir une idée complète sur le système d'usinage, stabilité, forces de coupe et vibrations... .
- Pour l'étude de la stabilité du fraisage de finition l'application de la méthode de semi discrétisation(SD) est plus fiable que les autres méthodes, puisque :
  - Dans le cas de la finition, la qualité de surface est mieux en utilisant un outil avec un angle d'hélice nul, et l'avance n'a pas d'effet sur les limites de stabilité ; et pour la modélisation généralement, on ne considère qu'un seul mode vibratoire selon une seule direction qui est l'épaisseur de la pièce (ou bien deux

## Conclusion générale et perspectives

directions), ce qui rend cette méthode facile à programmer et en même temps, elle donne des résultats proches de la réalité ("flip" et "hopf" lobes).

### **Perspectives :**

Le fraisage des parois minces est un processus très complexe, donc à la fin de cette étude on peut proposer quelques perspectives :

- La validation expérimentale de cette étude de stabilité du fraisage de finition ;
- Utiliser d'autres méthodes de simulation pour l'étude de la stabilité du fraisage de finition (l'analyse temporel par éléments finis FEAT, ...)
- Faire une étude globale du fraisage des parois minces à partir de la phase d'ébauche jusqu'à la phase de finition ;
- Notre étude est réalisée pour des pièces rectangulaires, alors que la plupart des pièces minces ont généralement des formes curvilignes, donc on propose de refaire cette étude pour ce type de pièces.
- Pour le fraisage de finition, l'engagement de l'outil, les profondeurs axiales et radiales et les forces de coupe sont faibles, et la question qui se pose : est-ce qu'on peut contrôler tous ces faibles paramètres réellement et en même temps ?
- Dans notre étude on a considéré que les paramètres dynamiques de la paroi mince dans la phase de finition sont constants, alors qu'en réalité ces paramètres variaient au cours de l'usinage. Donc, on propose comme perspective de refaire cette étude en prenant en considération la variation des paramètres dynamiques de la pièce le long de l'usinage (étude théorique et expérimentale).



## Références bibliographiques

- [1] N. V. Dijk, «**Active chatter control in high-speed** », Eindhoven University of Technology Library, ISBN: 978-90-386-2430-3, 2011.
- [2] D. Olvera, G. Urbikain, A. E. Zuñiga and L. N López de Lacalle, «**Improving Stability Prediction in Peripheral Milling of Al7075T6**», applied sciences, DOI: 10.3390/app8081316, 8, 1316, 2018.
- [3] P. Lorong, G. Coffignal and S. Cohen-Assouline, «**Simulation du comportement dynamique d'un système usinant : modélisation de l'interaction outil/matière en présence d'une pièce flexible**», Mechanics & Industry, EDP Sciences, pp.117-124, 2008.
- [4] S. Bolsunovskiy, V. Vermel, G. Gubanov, I. Kacharavaand and A. Kudryashov, «**Thin-walled part machining process parameters optimization based on finite-element modeling of workpiece vibrations**», Procedia CIRP 8, pp. 276 – 280, 2013.
- [5] T. Srinivasa Rao and .P. Mallesham, «**Reduction of reworks and rejections in manufacturing of a thin walled aerospace component**», IJMER, Vol. 6, 2016.
- [6] J. Sturacci, « **Modelling of machining systems dynamic behaviour**», Master thesis, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2015.
- [7] J. Zajac, M. Hatala, J. Duplák, D. Dupláková and and J. Steranka, « **Experimental high speed milling of the selected thin-walled component**», TEM Journal. Vol.6, Issue 4, pp. 678-682, DOI: 10.18421/TEM64-05, 2017.
- [8] P. Pandian, P. Raja and K. Sakthimurugan, «**Surface error compensation in HSM of thin wall structures**», International Journal of Engineering Science Invention ISSN (Online): 2319 – 6734, Vol. 2, PP.01-112, 2013.
- [9] H. Moradi, «**Optimization of cutting parameters for pocket milling on the skin plate in al and al-limaterials**», mémoire du diplôme de maîtrise des sciences appliquées (génie mécanique), université de Montréal, 2014.
- [10] M. Popma, « **Computer aided process planning for high-speed milling of thin-walled parts strategy-based support**», thèse de Doctorat, University of Twente, Enschede, the Netherlands, 2010.
- [11] M. Charles and V. Stanislaus, « **Frictional damper to enhance dynamic stability in end milling**», these de Master de science, university of Florida, 2003.
- [12] G. Q.I.Badosa, « **Stability lobes diagram identification and surface roughness monitoring in milling processes**», thèse de Doctorat, University of Girona, 2009.

- [13] U. Umer, L.Xie and X Wang, «**Finite element chip formation analysis for high speed milling operations**», Transactions of the CSME/de la SCGM, Vol. 32, DOI: 10.1139/TCSME-2008-0034, 2008.
- [14] R. Pasko, L. Przybylski and B. Slodki, « **High speed machining (HSM) – the effective way of modern cutting**», International Workshop CA Systems and Technologies, 2002.
- [15] J. L-B. Vidal, «**L’usinage à grande vitesse**», 2005.
- [16] R. Roy, «**Trajectoire de type spirale adaptative pour l'usinage haute vitesse des cavités**», mémoire pour l’obtention de diplôme la maîtrise en génie mécanique, Ecole de technologie supérieure université du Québec, 2007.
- [17] K. Saleh, « **Modelling and analysis of chatter mitigation strategies in milling**», thèse de doctorat, University of Sheffield, UK, 2013.
- [18] G. Jin, Q. Zhang, S Hao and Q Xie; «**Stability prediction of milling process with variable pitch cutter**», Mathematical Problems in Engineering, DOI:10.1155/2013/932013, 2013.
- [19] S. Seguy, «**De l’adaptation à la variation continue de la vitesse de broche afin de contrôler le broutement en fraisage de parois minces : modélisations et études expérimentales**», thèse de Doctorat, l’Institut National Polytechnique de Toulouse, 2008.
- [20] K.A.M. Adem, «**Effects of machining system parameters and dynamics on quality of high-speed milling**», thèse de doctorat, University of Missouri, Columbia, 2013.
- [21] N. Corduan, «**Study of vibratory behaviour of thin walled parts in finishing milling operations: application on blades of high pressure aeronautical turbo compressor**», thèse de Doctorat, Laboratoire Bourguignon des Matériaux et Procédés, ENSAM, CER de Paris, 2006.
- [22] I. Buranský, M. Bračík and V. Š. Slovak, « **Influence of end mill helix angle on surface quality of Aluminum thin-walled parts**», Research papers faculty of materials science and technology in Tranvaslovak University of Technology in Bratislava , Vol. 26, DOI 10.2478/rput-2018-0022, 2018.
- [23] C. Yue, H. Gao , X. Liu , S. Y. Liang and L. Wang, « **Review of chatter vibration research in milling**», Chines journal of Aeronautics, Chinese Society of Aeronautics and Astronautics & Beihang University, pp.215-242, 2019.

- [24] S. Aggarwa, «**Part programming to realize chatter free and efficient high speed milling**», thèse de Doctorat, EPF de Lausanne, Suisse, 2012.
- [25] M. Sekar, «**Machining chatter analysis for high speed milling operations**», Materials Science and Engineering, DOI:10.1088/1757-899X/247/1/012014, 2017.
- [26] M. Kováčand and I.Buranský, «**Experimental determination of milling model for thin-walled parts**», ACTA TECHNICA- Bulletin of engineering, ISSN 2067-3809, Tome VI, 2013.
- [27] G. Sridhar and R. Babu «**Understanding the challenges in machining thin walled thin floored Avionic, components**», Int. Journal of Applied Sciences and Engineering Research, Vol. 2, No. 1, 2013.
- [28] E. Badowski, «**Improved machining stability through eddy current damping**», Degree of Master of Applied Science, McMaster University, 2015.
- [29] A. Dutta, A. Das and S. N. Joshi, «**Optimum process parameters for efficient and quality thin wall machining using firefly algorithm**», Int. J. Additive and Subtractive Materials Manufacturing, Vol. 1, No. 1, 2017.
- [30] S. Seguy, F. J. Campa and L. N. López de Lacalle, L. Arnaud, G. Desein and G. Aramendi, «**Toolpath dependent stability lobes for the milling of thin-walled parts**», International journal of machining and machinability of materials, Vol. 4 (n° 4), pp. 377-392, DOI:10.1504/IJMMM.2008.023720, 2008.
- [31] I. D. Sol, A. Rivero, L. N. López de Lacalle, and A. J Gamez, «**Thin-wall machining of light alloys: a review of models and industrial approaches**», Materials 2019, DOI: 10.3390/ma12122012, 2012.
- [32] S.Borojević, D. Lukić, M. Milošević, J. Vukman, and D. Kramar, «**Optimization of process parameters for machining of Al 7075 thin-walled structures** », Advances in Production Engineering & Management, Vol.13, Number 2, pp. 125–135, DOI: 10.14743/apem2018.2.278, 2018.
- [33] J. Menezes, K. Kiran and T. L. Schmitz, «**Analytical model for thin plate dynamics**»,[https://coefs.uncc.edu/tschmit4/files/2011/11/ASPE\\_EXAbstract\\_2015\\_Menezes\\_Schmitz.pdf](https://coefs.uncc.edu/tschmit4/files/2011/11/ASPE_EXAbstract_2015_Menezes_Schmitz.pdf).
- [34] Y. Huang, X. Zhang and Y. Xiong, «**Finite element analysis of machining thin-wall parts: error prediction and stability analysis**», Finite element analysis-applications in mechanical engineering, DOI: 10.5772/50374, 2012.

- [35] M. Meshreki, «**Dynamics of thin-walled aerospace structures for fixture design in multi-axis milling**», thèse de Doctorat, university of Montreal, Quebec, 2009.
- [36] J.-P. Michaud, «**Etude expérimentale de l'usinage à haute vitesse des pièces à parois minces**», mémoire présenté à l'obtention de diplôme de la maîtrise en génie mécanique, Ecole de technologie supérieure université du Québec, Montréal, 2006.
- [37] «**Machining methods: Climb & Conventional Milling**», info (888) 531-8500, conicalendmills.com.
- [38] «**Helical Quick Reference eBook for CNC Milling Practices & Techniques**», Machining Guidebook, Helical Solutions, LLC, 2016.
- [39] A. Scippa, N. Grossia and G. Campatellia, «**FEM based cutting velocity selection for thin walled part machining**», Science Direct, 6<sup>th</sup> CIRP International Conference on High Performance Cutting, DOI: 10.1016/j.procir.2014.03.023, 2014.
- [40] A. Larue and F. Lapujoulade, «**Simulation temporelle du fraisage des parois minces** », 18<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique Grenoble, pp. 27-31, 2007.
- [41] P. Palpandian, V. Prabhu Raja and S. Satishbabu, «**Stability lobe diagram for high speed machining processes: comparison of experimental and analytical methods – a review**», International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, Vol. 2, Issue 3, 2013.
- [42] I. Bediaga, I. Egana and J. Munoa, «**Time and frequency domain models for chatter prediction in milling**», DAAAM International Scientific Book, pp.33-48, 2005.
- [43] A. Weremczuk, R. Rusinek, and J. Warminski, «**Bifurcation and stability analysis of a nonlinear milling process**», American Institute of Physics, Computer Methods in Mechanics (CMM2017) 100008, DOI: 10.1063/1.5019093, 2018.
- [44] Y. Chen, «**A study of the cutting forces and vibration characteristics in titanium** », thèse de Doctorat, University of New South Wales, 2015.
- [45] E. Budak and Y. Altintas, «**Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling-Part I: General Formulation** », Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, DOI: 10.1115/1.2801317, 1998.
- [46] O. Gaber, «**Numerical and experimental modal analysis of machine tool spindles accounting for system decay and its application to chatter avoidance**», thèse de Doctorat, Ryerson University, Toronto, Canada, 2016.
- [47] A. Ganguli, «**Chatter reduction through active vibration damping**», thèse de Doctorat, Université Libre de Bruxelles, 2005.

- [48] M. A. Rubeo and T. L. Schmitz , «**Global stability predictions for flexible workpiece milling using time domain simulation**», journal of manufacturing systems, Vol. 40, Part 2, pp. 8-14, 2016.
- [49] D. Han, D. Ye and Z. Li Min, «**On time-domain methods for milling stability analysis**», Mechanical Engineering, Vol.57, N°.33, pp. 4336-4345, DOI: 10.1007/s11434-012-5499-y, 2012.
- [50] V. Moreau, «**Etude dynamique de l'usinage et de l'interaction pièce-outil par mesure des déplacements : application au fraisage et au tournage**», thèse de Doctorat, Institut des sciences et technologies, Paris, France, 2010.
- [51] J. Gradisek, M. Kalveram, T. Insperger, K. Weinert, G. Stepan, E. Govekar and I. Grabek, «**On stability prediction for milling**», International Journal of Machine Tools and Manufacture, pp.769-781, DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2004.11.01545(7-8), 2005.
- [52] T. Insperger and G. Stépán, «**Semi-discretization stability and engineering applications for time-delay systems**», Springer New York Dordrecht Heidelberg London, DOI: 10.1007/978-1-4614-0335-7, 2010.
- [53] T. Insperger and G. Stepan, «**Updated semi-discretization method for periodic delay-differential equations with discrete delay**», International Journal for Numerical Methods in Engineering, DOI: 10.1002/nme.1061, pp.117–141, 2004.
- [54] T. Insperger, B.P. Mann, G. Stepan and P. V. Bayly, «**Stability of up-milling and down-milling, Part 1: alternative analytical methods**», 16-International Journal of Machine Tools & Manufacture 43, pp.25–34, 2003.
- [55] T. Insperger and G. Stepan, «**Semi discretization method for delayed systems**», International Journal for Numerical Methods in Engineering, pp.503–518, DOI: 10.1002/nme.505, 2002.
- [56] C. Azoui and B. Benmohammed, «**Stability Lobes for 1DOF and 2DOF Milling System**», International Congrès Modélisation des systems mécaniques, CMSM, Tunisie, 2015.
- [57] C. Azoui and B. Benmohammed, «**A review of milling stability using semi discretization method**», 3ème I.C.M'2017 Annaba, Algeria, 26-27 Avril, 2017.
- [58] Y. Ding, L. Zhu, X. Zhang and H. Ding, «**A full-discretization method for prediction of milling**», International Journal of Machine Tools and Manufacture, DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2010.01.003, 2010.

- [59] C. G. Ozoegwu, «**A general order full-discretization algorithm for chatter avoidance in milling**», Advances in Mechanical Engineering, Vol. 10, DOI: 10.1177/1687814018773811, 2018.
- [60] D. Olvera, G.Urbikain, A. E. Zuñiga and L.N.López de Lacalle, «**Improving stability prediction in peripheral milling of Al7075T6**», DOI: 10.3390/app8081316, Appl. Sci. 2018.
- [61] T.Insperger, «**Full-discretization and semi-discretization for milling stability prediction: Some comments**», International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 50, Issue 7, pp. 658-662, 2010.
- [62] C. Azoui and B. Benmohammed, «**Stability lobes prediction in high speed milling**», International Journal of Modern Manufacturing Technologies, ISSN 2067–3604, Vol. X, No. 1, 2018 .
- [63] H. Paris, G. Peigne and D.Brissaud, « **Influence du comportement dynamique sur la qualité d’une surface fraisée en UGV**», Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, pp. 237-249, DOI: 10.1139/tcsme-2004-0017, 2004.
- [64-] A.Susanto, C.H. Liu, K.Yamada, Y. R. Hwang, R. Tanaka and K. Sekiya, «**Milling process monitoring based on vibration analysis using hilbert-huang transform**», Int. J. of Automation Technology, Vol.12, No.5, 2018.
- [65] A. Tang and Z. Liu, «**Three-dimensional stability lobe and maximum material removal rate in end milling of thin-walled plate**», Int. J. Adv., ManufTechnol, pp.33-39, DOI: 10.1007/s00170-008-1695-y, 2009
- [66] Q. Song, Z. Liu, and X. Ai, «**Influence of chatter on machining distortion for thin-walled component peripheral milling**», Advances in Mechanical Engineering, DOI:10.1155/2014/329564, 2014.
- [67] T. Wehbe, G. Dessenin and L. Arnaud, «**Etude expérimentale du comportement vibratoire d’une pièce mince en usinage**», Laboratoire Génie de Production, École Nationale d’Ingénieurs de Tarbes, Assises MUGV, Nantes, 2008.
- [68] Y. Altintas, «**Manufacturing automation, metal cutting mechanics, machine tools vibrations and CNC design**», Cambridge University Press, 298 pages, 2000.
- [69] R. E. Zapata Ramos, «**Applying decision analysis to milling with system dynamics constraints: a new frontier in machining science**», thèse de Doctorat, University of Florida, 2009.
- [70] L. Arnaud, «**Vibrations d’usinage -Comment les identifier et les limiter**», Techniques de L’ingénieur, ref : BM7030 V2, 2019.

- [71] S. Qu, J. Zhao and T. Wang, «**Analysis of the machining stability in milling thin-walled plate**», Proceedings of the IEEE Conference on Robotics and Biomimetics Zhuhai, China, 2015.
- [72] M.J.J. Vanballegooijen, , «**Overview of stability analysis in machining processes**», Department Mechanical Engineering, Dynamics and Control Group, Eindhoven, B. Sc. (0533569), Eindhoven University of Technology, 2008.
- [73] C. Mladenović, M. Zeljković, A. Košarac, and A. Živković, «**A definition of machining systems stability lobe diagram using analytical models**». Journal of Production Engineering (JPE), Vol.18, n° (1), 2015.
- [74] E. Budak, «**An analytical design method for milling cutters with non-constant pitch to increase stability, part I: theory**», Journal of Manufacturing Science and Engineering, Vol. 125, 2003.
- [75] X. Long, «**Loss of contact and time delay dynamics of milling processes**», thèse de Doctorat, University of Maryland, 2006.
- [76] T. L. Schmitz and A. Honeycutt, «**The extended milling bifurcation diagram**», procedia manufacturing, 43rd Proceedings of the North American Manufacturing Research Institution of SME, Vol. XXX, pp. 1–11, 2015.
- [77] E. Budak, Y. Altintas, et E. J. A. Armarego, «**Prediction of milling force coefficients from orthogonal cutting data**», J. Manuf. Sci. Eng., pp.216-224, DOI:10.1115/1.2831014, 1996.
- [78] M. A. Rubeo, «**Time domain simulation with applications in compliant workpiece milling** » thèse de Doctorat, University of North Carolina at Charlotte, 2016.
- [79] K. B. Powell, «**Cutting performance and stability of helical milling with variable pitch**», Master thesis, graduate school of the University of Florida, 2008.
- [80] S. M. Young, «**Dynamics of low immersion milling**», Master thesis, University of Maryland, 2008.
- [81] O. B. Adetoro, P. H. Wen, W. M. Sim and R. Vepa, «**Numerical and experimental investigation for stability lobes prediction in thin wall machining** », Engineering Letters, 17:4, EL\_17\_4\_07, Advance online publication: 19 November, 2009.
- [82] V. Suresh, M. Gopinath, V. Prabhu Raja and P. Palpandian, «**Prediction of stability of thin wall ribs in high speed machining**», International Journal of Science and Research (IJSR), ISSN (Online): 2319-7064, DOI: 10.21275/v5i7.ART2016238, 2016 .

- [83] D. Bachrathy, J. Munoa and G. Stepan, «**Experimental validation of appropriate axial immersions for helical mills**», International Journal of Advanced Manufacturing Technology, DOI: 10.1007/s00170-015-7748-0, 2015.
- [84] F.J. Campa, L.N. Lopez de Lacalle and A. Celaya, «**Chatter avoidance in the milling of thin floors with bull-nose end mills: Model and stability diagrams**» International Journal of Machine Tools and Manufacture 51(1), pp. 43–53, 2011.
- [85] Q.H. Song, W.X. Tang and X. Ai, «**Prediction of dynamic stability limit of time-variable parameters system in thin-walled work piece high-speed milling processes**», WASE International Conference on Information Engineering, 2010.
- [86] T. Insperger, «**Stability of mechanical systems with varying time delays**», thèse de Doctorat, Hungarian Academy of Sciences, 2014.
- [87] X. Li, W. Zhao, L. Li, N. He, and S.W. Chi, «**Modeling and application of process damping in milling of thin-walled work piece made of titanium alloy**», Hindawi Publishing Corporation Shock and Vibration, Article, DOI:10.1155/2015/431476, 2015.
- [88] A. Weremczuk, R. Rusinek, and J. Warminski, «**Bifurcation and stability analysis of a nonlinear milling process**», Computer Methods in Mechanics, DOI:10.1063/1.5019093, 2017.
- [89] T. Wehbe, «**Étude des vibrations de pièces minces durant l’usinage par stéréocorrélation d’images**», thèse de Doctorat, Toulouse, France, 2012.
- [90] E. Budak, «**Analytical models for high performance milling. Part I: Cutting forces, structural deformations and tolerance integrity**», International Journal of Machine Tools & Manufacture, pp.1478–1488, 2006.
- [91] C. Azoui and B. Benmohammed, «**Obtention des lobes de stabilité pour le cas du fraisage de profil pour le système vibrant à un seul degré de liberté**», Congrès algérien de mécanique Guelma, Algérie, 2009.
- [92] C. Azoui and B. Benmohammed, «**Etude de l’influence de quelques paramètres sur la stabilité du fraisage des parois minces avec tracé des lobes de stabilité**», The international conference on innovative materials, manufacturing, and advanced technologies, Tunisie, 2019.
- [93] C. Azoui and B. Benmohammed, «**Etude de la stabilité du processus de fraisage de profil par la méthode des lobes de stabilité**», Colloque International JIT’ 2009 « Tendances et Perspectives du Monde de la Production, Hammamet, Tunisie, 2009.



[94] C. Azoui et B. Benmohammed, «**Influence de la position de l'outil sur la stabilité du fraisage**», Première conférence Internationale de mécanique, Constantine, Algérie, 2010.

## Résumé

Le fraisage de finition des parois minces est limité généralement par le broutement, qui dégrade fortement la qualité du produit fin, et dans des cas il peut détruire la pièce complètement. Le diagramme de lobes de stabilité (SLD) est une technique qui permet de déterminer la zone stable d'usinage (sans broutement) de la zone instable (avec broutement). Cette technique permet de choisir les conditions optimales de coupe. Le diagramme de lobes de stabilité (SLD) est obtenu par différents modèles dynamique du système d'usinage et méthodes de simulation. L'objectif de cette thèse de doctorat est l'étude de la stabilité du fraisage de finition des parois minces par différents modèles, dans le cas de faibles taux d'engagement de l'outil. En utilisant quatre méthodes de simulation : la méthode d'approximation d'ordre zéro (AOZ), la méthode de domaine temporel (DT), la méthode de semi discrétisation (SD) et la méthode de discrétisation complète (DC), ainsi que l'étude des forces de coupe et des vibrations dans le cas du fraisage de finition des parois minces.

## Abstract

Finished thin wall milling limited by chatter, which greatly, degrades the quality of the final product, and in some cases, it can damage completely the workpiece. The stability lobe diagram (SLD) is a technique to determine the stable machining zone (without chatter) from the unstable zone (with chatter). This technique makes it possible to choose the optimal cutting conditions. The objective of this doctoral thesis is to study the stability of finished thin wall milling, by different models, in the case of low immersion milling by using four simulation methods: the zeroth-order approximation method (AOZ), the time domain method (DT), the semi-discretization method (SD) and the full discretization method (DC), as well as the study of cutting forces and vibrations in the case of finished thin wall milling.

## ملخص

التفريز النهائي للقطع الصناعية الرفيعة محدود بالاهتزازات التي تؤثر بشكل كبير على جودة المنتج النهائي وقد تؤدي إلى تخريب القطع المصنعة نهائياً في بعض الحالات. مخطط فص الاستقرار هو تقنية لتحديد منطقة التصنيع المستقرة (بدون اهتزازات) من المنطقة غير المستقرة (وجود اهتزازات). تتيح هذه التقنية اختيار شروط القطع المثلى. يتم الحصول على مخطط فص الاستقرار بواسطة نماذج وطرق محاكاة مختلفة. الهدف من أطروحة الدكتوراه هذه هو دراسة استقرار عملية تفريز القطع الصناعية الرفيعة باستخدام نماذج مختلفة في حالة كانت مدة دخول أداة القطع في القطعة المصنعة صغيرة وذلك باستخدام أربع طرق محاكاة: طريقة التقريب بدرجة صفر، وطريقة المجال الزمني وطريقة التقسيم الجزئي وطريقة التقسيم الكلي وكذلك دراسة القوى والاهتزازات في حالة التفريز النهائي للقطع الرفيعة.