

# Modélisation du perçage vibratoire sur UPA

J. Jallageas<sup>a</sup>, M. Chérif<sup>a</sup>, J.Y. K'nevez<sup>a</sup>, O.Cahuc<sup>a</sup>

*a. Institut de Mécanique et d'Ingénierie (I2M), 351, Cours de la Libération, 33405 TALENCE cedex  
jeremy.jallageas@u-bordeaux1.fr*

## Résumé :

*Essentiellement utilisées dans l'industrie aéronautique, les unités de perçage à avance automatique (UPA) sont une alternative aux perceuses manuelles et aux centres d'usinage. Elles ont été récemment associées à des technologies permettant de percer en mode vibratoire afin de favoriser l'évacuation des copeaux métalliques lors des perçages d'empilages multi-matériaux. Après une présentation théorique de l'apport du vibratoire en perçage du titane, une analyse de l'état de l'art du perçage vibratoire sur UPA sera présentée. Dans un deuxième temps, une modélisation du système vibratoire à oscillations forcées sera exposée. Des résultats expérimentaux seront confrontés au modèle obtenu pour vérifier sa robustesse et évaluer l'apport du mode vibratoire en perçage multi-matériaux.*

## Abstract:

*Mainly used in aerospace industry, positive feed units are a compromise between manual drillers and CNC machines. They have been recently assisted by vibration systems in order to improve the removing of chips ribbon while drilling multi-stacked material. After a first theoretical introduction of the benefit of drilling assisted vibration especially in Titanium, an analysis of the state-of-art of vibration systems on positive feed units will be presented. Secondly, an analytical model of a forced-excited vibration system will be exposed. The model will be after what confronted by experiment results to verify its accuracy and to discuss about the efficiency of the vibration drilling method.*

**Mots clefs :** Perçage vibratoire à oscillations forcées, UPA, multi-matériaux

## 1 Introduction

L'amélioration des performances des structures aéronautiques passe par l'utilisation de combinaison de multicouches associant aux parties métalliques (aluminium, titane), une partie composite (CFRP). C'est ainsi que la part des matériaux composites a considérablement augmenté ces dernières années. Alors qu'en 1980 seulement 4.5% en masse de la structure du A300 était faite en matériau composite, désormais le futur A350 en compte près de 50%.

Cependant ces techniques innovantes d'association de matériaux métalliques et composites compliquent les opérations d'usinage et notamment le perçage. En effet, les dimensions et les géométries des éléments à assembler rendent les tolérances d'alignement des trous d'assemblage très difficiles à respecter [1]. Il est donc indispensable de percer simultanément des multiples couches empilées de différents matériaux: de nouvelles problématiques apparaissent dont notamment l'évacuation efficace des copeaux métalliques.

### 1.1 Problématiques liées au perçage par UPA

Dans l'industrie aéronautique, les moyens de perçage de multi-matériaux peuvent se classer en trois catégories : les machines à commande numérique ou robotisées, les UPA et les perceuses manuelles. Les deux derniers types sont utilisés lorsque l'accessibilité est limitée. A la différence des machines à commandes numériques ou autres moyens utilisant des moteurs électriques, les UPA industrielles ne possèdent généralement qu'un moteur pneumatique (figure 1) qui génère via un système vis/écrou, le mouvement de rotation et le mouvement

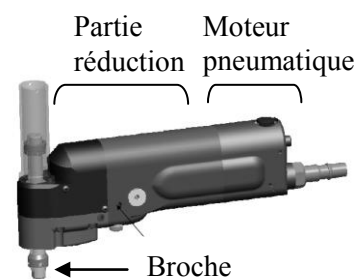


FIG. 1 : UPA pneumatique

d'avance de l'outil qui sont mécaniquement liés. Les paramètres opératoires des UPA sont figés par le choix de la pignonerie et constants tout au long du cycle de perçage.

## 1.2 Evacuation des copeaux

Lors de l'assemblage des structures aéronautiques, il est privilégié un sens de perçage permettant d'avoir la partie composite supportée par une partie métallique [2] pour éviter les risques de délaminage. Néanmoins, ce choix impose une évacuation efficace de la matière métallique chaude pour prévenir tout risque de bourrage de copeaux dans les goujures de l'outil entraînant des dommages dans la partie composite [3] et un risque de bris d'outil.

Les solutions existantes pour favoriser l'évacuation des copeaux s'articulent autour de trois concepts. Le premier d'entre eux consiste à diminuer le flux de matière qui passe par les goujures. Ceci est rendu possible en incorporant à la gamme une phase d'ébauche (pré-perçage) [4] ou en enlevant une partie de la matière sous forme de carotte et non de copeaux (trépannage) [5]. Le deuxième concept s'oriente vers l'amélioration des conditions de frottement entre l'outil et le copeau dans les goujures [6]. Cette approche propose d'élargir les goujures, d'améliorer par un revêtement la surface en contact avec le copeau allant de la face de coupe jusqu'à la fin de la goujure. L'ajout de lubrifiant en MQL (Minimum Quantity Lubrication) ou HQL (High Quantity Lubrication) favorise également l'évacuation des copeaux.

La dernière méthode consiste à empêcher la formation des copeaux longs. Cette approche est rendue possible tout d'abord par des améliorations de la conception de l'outil (macro-géométrie, géométries brises copeaux, etc.) [7]. L'optimisation des paramètres de coupe notamment l'avance permet également d'influer sur la forme et la fragmentation du copeau. Par ailleurs, une autre piste s'oriente vers une coupe discontinue. Suivant cette direction Denkena [8] propose d'utiliser le perçage orbital qui est une forme de contournage par interpolation circulaire. D'autres voies d'améliorations s'orientent vers l'intégration des cycles de déburrage ou du perçage en mode vibratoire. Jusqu'alors réservé au perçage profond, l'usage du vibratoire est de plus en plus appliqué au perçage multi-matériaux.

Les solutions de systèmes vibratoires peuvent s'organiser en deux familles. Tout d'abord les technologies permettant un mouvement vibratoire à haute fréquence (de 10 à 50 kHz) et celles offrant une basse fréquence de vibration (< 1 kHz). Au sein de la première famille se trouvent essentiellement les systèmes à oscillations forcées tels que les systèmes ultrasoniques associés à de faibles amplitudes. La deuxième famille comprend un plus vaste éventail de solutions. On y trouve également des systèmes à oscillation forcées comme les systèmes faisant appel à des cames, à des engrenages non-circulaires, à des dispositifs piézoélectriques à basses fréquences etc. De plus, cette famille regroupe le perçage vibratoire auto-entretenu dont le principe est basé sur l'amplification et le maintien des vibrations dues au broutement axial généré par l'usinage [6]. Néanmoins le perçage vibratoire à oscillations auto-entretenu nécessite une parfaite maîtrise de l'ensemble des paramètres du processus de coupe. L'ensemble des contraintes liées au perçage sur structure aéronautique par UPA ; compacité, simplicité, fiabilité, convergent vers l'utilisation du système à came proposé par MITIS.

## 2 Expérimentation du perçage vibratoire

### 2.1 Protocole expérimental

Pour effectuer des essais expérimentaux un banc de perçage a été spécialement conçu. Sur ce banc on retrouve un prototype d'UPA électrique instrumentée dont le mouvement d'avance et le mouvement de rotation sont générés par deux moteurs indépendants. Ce banc est également équipé d'un dynamomètre 6 composantes. Ainsi il est possible d'analyser le torseur complet des actions mécaniques de l'outil sur la pièce lors de la coupe et les caractéristiques spectrales associées.

Deux forets carbures hélicoïdaux SOFIMAG de diamètre 9.52mm comportant 2 lèvres ont été utilisés pour réaliser les essais.

Les essais ont consisté en une série de perçages dans une plaque d'aluminium de 10mm d'épaisseur effectués avec puis sans mode vibratoire. Chacune de ces deux configurations ont été répétées 2 fois en faisant varier la vitesse d'avance (0.04, 0,08, 0.10 et 0.20 mm/tr). Ainsi au total, 16 perçages ont été effectués.

## 2.2 Résultats expérimentaux

Une comparaison de la puissance électrique moyenne consommée par les deux moteurs pour différentes vitesses d'avance est présentée figure 3. Nous pouvons constater que cette puissance entre un perçage en mode vibratoire et non vibratoire est sensiblement identique.

Néanmoins lorsque l'on observe plus en détail l'évolution du couple axial ( $M_z$ ) lors d'un perçage vibratoire on s'aperçoit qu'il évolue cycliquement (figure 2). En approximant la puissance mécanique par le produit du couple et de la fréquence de rotation (considérée constante), nous pouvons donc en déduire que la puissance instantanée, contrairement à du perçage non-vibratoire, n'est pas constante. La puissance consommée sur un tour étant identique entre les deux techniques de perçage, le niveau de couple maximum instantané atteint lors d'un perçage vibratoire sera par conséquent plus important.

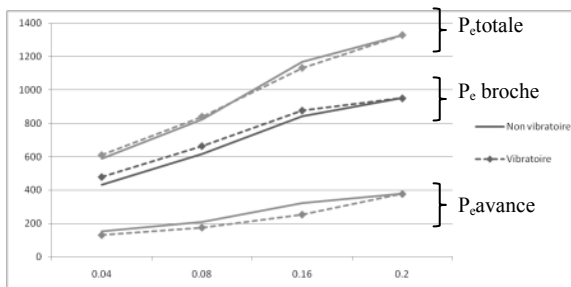


FIG. 3 : Puissance électrique (en Watts) moyenne pour différentes avances

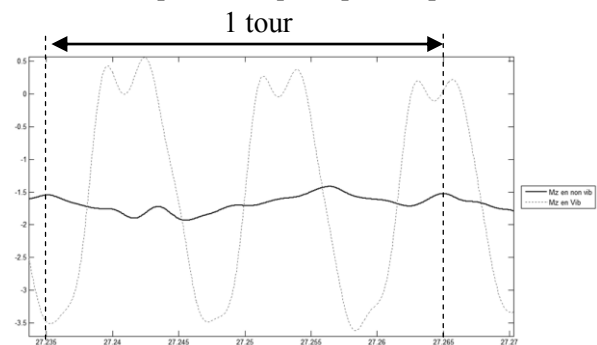


FIG. 2 : Comparaison du couple ( $M_z$ ) filtré lors d'un perçage avec et sans vibrations

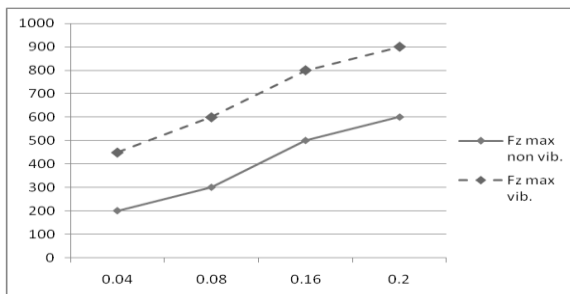


FIG. 4 : comparaison en entre la force axiale ( $F_z$  en N) maximale mesurée

La Figure 4 décrit l'évolution de l'effort axial ( $F_z$ ) pour les différentes avances lors des perçages en mode vibratoire et non vibratoire. On observe que l'effort dans les deux cas évolue quasi linéairement. On notera également que l'écart entre les deux forces est sensiblement constant (environ 300 N). On observe également que la section des copeaux (secteur angulaire et épaisseur) fractionnés obtenue lors du perçage vibratoire évolue comme le montre le tableau 1.

|                | Avance : 0.04 mm/tr |   | Avance : 0.2 mm/tr |   |
|----------------|---------------------|---|--------------------|---|
| Non-vibratoire |                     |   |                    |   |
| Vibratoire     |                     | Epaisseur : 0.111 mm<br>Secteur angulaire : 30° |                    | Epaisseur : 0.230 mm<br>Secteur angulaire : 45° |

Tableau 1 : Comparaison de la morphologie des copeaux pour différentes avances.

### 3 Modélisation analytique du système

#### 3.1 Présentation du système

Le principe du système vibratoire proposé par MITIS consiste en une cage à rouleaux (S1) comprise entre deux bagues (S0 et S2) (figure 6). Ce système peut s'apparenter aux butées à rouleaux (figure 5) à la différence que l'une des deux bagues est ondulée (S2). Cette dernière est entraînée en rotation contrairement à la bague lisse qui reste fixe (S0). Un ensemble de rondelles élastiques (non représentées sur la figure 6) permet de maintenir le contact entre le galet et la came. Ainsi les variations de hauteur de la bague ondulée vont induire un mouvement de translation axiale.

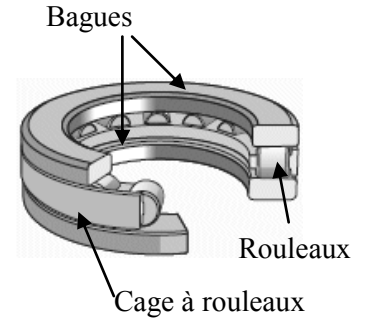


FIG. 5 : Butée à galets

L'objectif de cette modélisation est de déterminer la relation qui lie la fréquence de vibration à la fréquence de rotation motrice du système.

#### 3.2 Variables du système

L'ensemble des paramètres est énuméré ci-dessous :

|                  |  |
|------------------|--|
| $\dot{\theta}_1$ | Vitesse de la cage des rouleaux (tr/min)         |
| $\dot{\theta}_2$ | Vitesse de rotation de l'écrou (tr/min)          |
| $\dot{\theta}_3$ | Vitesse de rotation d'un rouleau (tr/min)        |
| $\dot{\theta}_b$ | Vitesse de rotation de la broche (tr/min)        |
| $\Delta V_f$     | Vitesse de rotation de l'écrou d'avance (tr/min) |
| $r_2$            | Rayon de roulement (mm)                          |
| $r_3$            | Rayon d'un rouleau (mm)                          |
| $\bar{\alpha}$   | Angle $\alpha$ moyen de la tangente à la came    |
| $f_{vib}$        | Fréquence vibratoire (Hz)                        |
| $z(t)$           | Vitesse d'oscillation axiale                     |
| $a$              | Amplitude de la came (mm)                        |
| $n_L$            | Nombre de lobes (5 dans notre cas)               |

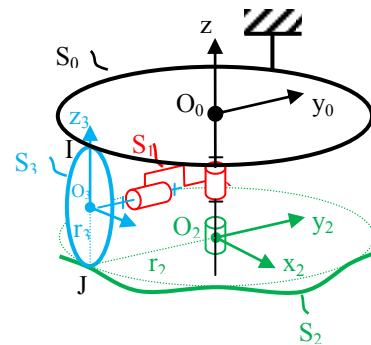


FIG. 6 : Schéma cinématique du système

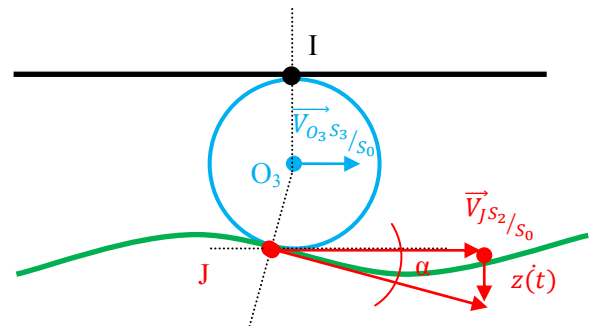


FIG. 7 : Vue développée

#### 3.3 Hypothèses

On admettra les hypothèses suivantes :

- Les solides {0, 1, 2, 3} seront considérés indéformables
- Roulement sans glissement entre S2/S3 en J et entre S0/S3 en I
- Le nombre de rouleaux équivaut le nombre lobes

#### 3.4 Mise en équation du système

A chacun des solides {0, 1, 2, 3} sera associé un torseur (entre crochets) cinématique comme suit :

$$\left[ V_{S_1/S_0} \right]_{O_1} = \left[ \begin{array}{c} \vec{\Omega}_{S_1/S_0} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta}_1 \end{Bmatrix} \\ \vec{V}_{O_1 S_1/S_0} = \vec{0} \end{array} \right]_{R_1} ; \left[ V_{S_2/S_0} \right]_{O_2} = \left[ \begin{array}{c} \vec{\Omega}_{S_2/S_0} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) \end{Bmatrix} \\ \vec{V}_{O_2 S_2/S_0} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ z(t) \end{Bmatrix} \end{array} \right]_{R_1} ; \left[ V_{S_3/S_0} \right]_I = \left[ \begin{array}{c} \vec{\Omega}_{S_3/S_0} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_3 \\ \dot{\theta}_1 \end{Bmatrix} \\ \vec{V}_{I S_3/S_0} = \begin{Bmatrix} r \cdot \dot{\theta}_3 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{array} \right]_{R_1} \quad (1)$$

En faisant l'hypothèse d'un roulement sans glissement on obtient (figure 7) :

$$\dot{\theta}_3 = -\frac{r_2 \cdot \dot{\theta}_2 \cdot \cos(\theta_2 - \theta_1)}{r_3 \cdot (1 + \cos(\alpha))} \text{ et } \dot{\theta}_3 = -\frac{\dot{z}(t)}{r_3 \cdot \sin(\alpha)} \quad (2)$$

$$\overrightarrow{V_{0_3 S_3/S_0}} = \overrightarrow{V_{0_1 S_1/S_0}} + \overrightarrow{\Omega_{S_1/S_0}} \wedge \overrightarrow{\Lambda_{0_1 0_3}} \Rightarrow \dot{\theta}_1 = -\frac{\dot{\theta}_2 \cdot \cos(\theta_2 - \theta_1)}{(1 + \cos(\alpha))} \quad (3)$$

Avec :  $\bar{\alpha} = \tan^{-1}\left(\frac{n_L \cdot a}{\pi}\right)$  (5) et  $\cos(\theta_2 - \theta_1) = -\cos\left(\frac{a}{2 \cdot r_2}\right)$

D'où :  $f_{vib} = n_L * \frac{(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1)}{60}$  avec :  $\dot{\theta}_1 = +\frac{\dot{\theta}_2 \cdot \cos\left(\frac{a}{2 \cdot r_2}\right)}{1 + \cos\left(\tan^{-1}\left(\frac{n_L \cdot a}{\pi}\right)\right)}$  et  $\dot{\theta}_2 = (\dot{\theta}_b + \Delta V_f)$  (7)

Une application numérique de l'équation 7 a été faite pour les 4 avances différentes testées expérimentalement. En comparant les résultats obtenus aux fréquences d'oscillation mesurées, on constate une forte corrélation (figure 8). En effet, le pourcentage d'erreur relatif moyen observé est de 1.04% pour un rayon de roulement ( $r_2$ ) de 1mm.

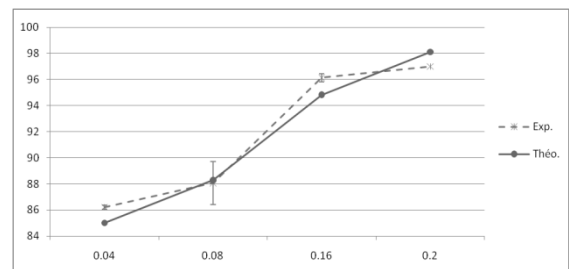


FIG. 8 : Comparaison fréquences expérimentales / fréquences calculées en fonction des avances

#### 4 Effet du perçage vibratoire à oscillation forcée sur la section du copeau

En connaissant la fréquence des oscillations il est possible d'estimer pour différentes conditions de coupe la section de copeaux à partir de sa hauteur et sa section angulaire. On obtiendra pour une avance de 0.04 tr/min une hauteur maximale de 0.12 mm avec un secteur angulaire de 25° et pour une avance de 0.2 tr/min une hauteur maximale de 0.23 mm avec un secteur angulaire de 41°. Les figures 9 et 10 illustrent cette section de copeaux (quadrants du haut) et l'évolution de la surface générée par le passage successif des lèvres de l'outil (quadrants du bas) pour une avance de 0.04 et de 0.2mm/tr.

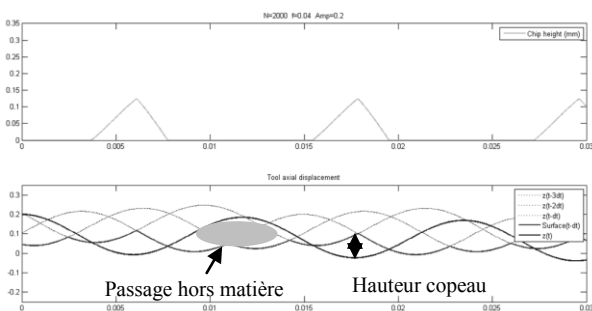


FIG. 9 : simulation de la hauteur de copeau (en mm) pour une avance de 0.04mm/tr

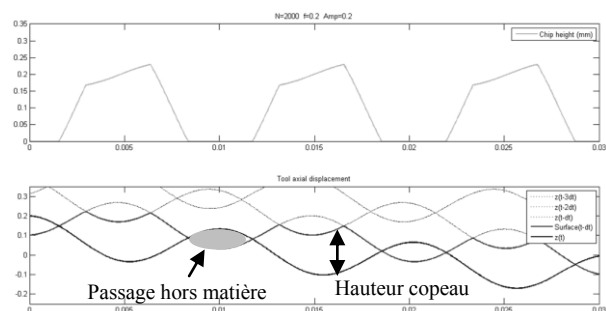


FIG. 10 : simulation de la hauteur de copeau (en mm) pour une avance de 0.2mm/tr

On constate que pour toutes les avances testées nous obtenons une coupe discontinue. Or les sollicitations mécaniques induites par cette discontinuité (chocs) sont néfastes pour l'outil. Par un calcul récursif, il a été déterminé qu'avec une avance théorique minimale de 0.35mm/tr la coupe restait continue. Néanmoins, la hauteur de copeau résultante de 0.35mm serait à son tour néfaste pour l'outil.

Par conséquent, deux conditions doivent être respectées pour obtenir une coupe optimale en mode vibratoire (dans le cadre de notre étude) :

- Condition 1 (C1) : continuité de la coupe
- Condition 2 (C2) : non surcharge de l'outil (épaisseur de copeau mini)

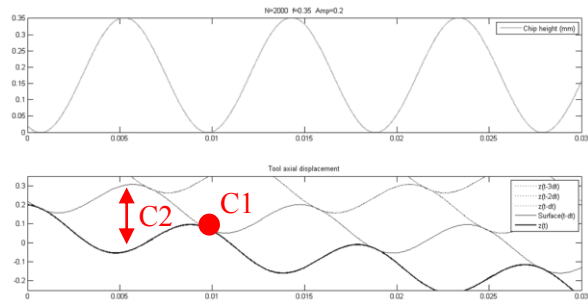


FIG. 11 : simulation de la hauteur de copeau pour une avance de 0.35mm/tr

## 5 Conclusion

Après une rapide présentation de la problématique de perçage par UPA, cet article présente le perçage vibratoire à oscillations forcées basses fréquences, solution pertinente au problème d'évacuation des copeaux inhérente au perçage multi-matériaux. Une étude expérimentale a été menée dans le but de mettre en œuvre le perçage vibratoire à l'aide du système développé par MITIS. Une modélisation de ce même système a été ensuite proposée pour permettre l'estimation de la fréquence de vibration générée par le système et de simuler la hauteur de copeau. En vue d'une optimisation de cette technique de perçage, les conditions de continuité de la coupe et de non surcharge de l'outil devront être respectées. Pour cela, il sera nécessaire d'adapter les paramètres d'amplitudes et de fréquences du système vibratoire aux paramètres de coupe et d'autres paramètres dont nous parlerons prochainement.

## 6 Remerciements

Nous tenons à remercier les entreprises MITIS et SOFIMAG pour leur précieuse collaboration.

## 7 Références:

- [1] M. Ramulu, T. Branson, and D. Kim, "study on the drilling of composite and titanium stacks," *Composite Structures*, vol. 54, 2001, pp. 67-77.
- [2] R. Zitoune, V. Krishnaraj, and F. Collombet, "Study of drilling of composite material and aluminium stack," *Composite Structures*, vol. 92, 2010, pp. 1246-1255.
- [3] I. Shyha, S.L. Soo, D.K. Aspinwall, S. Bradley, S. Dawson, and C.J. Pretorius, "Drilling of Titanium/CFRP/Aluminium Stacks," *Key Engineering Materials*, vol. 447-448, Sep. 2010, pp. 624-633.
- [4] E. Brinksmeier and R. Janssen, "Drilling of Multi-Layer Composite Materials consisting of Carbon Fiber Reinforced Plastics (CFRP), Titanium and Aluminum Alloys," *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 51, 2002, pp. 87-90.
- [5] J. Mathew, N. Ramakrishnan, and N.K. Naik, "Investigations into the effect of geometry of a trepanning tool on thrust and torque during drilling of GFRP composites," *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 91, Jun. 1999, pp. 1-11.
- [6] N. Guibert, "Etude et modélisation de l'influence des phénomènes de coupe sur les performances du forage vibratoire," 2008.
- [7] S.-lim Ko and J.-K. Lee, "Analysis of burr formation in drilling with a new-concept drill," *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 113, Jun. 2001, pp. 392-398.
- [8] B. Denkena, D. Boehnke, and J. Dege, "Helical milling of CFRP-titanium layer compounds," *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, vol. 1, 2008, pp. 64-69.