



**HAL**  
open science

# Analyse et validation du comportement directionnel des outils de forage couplés aux systèmes de forage dirigé

Malek Ben Hamida

► **To cite this version:**

Malek Ben Hamida. Analyse et validation du comportement directionnel des outils de forage couplés aux systèmes de forage dirigé. Autre. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2013. Français. NNT : 2013ENMP0054 . tel-01552458

**HAL Id: tel-01552458**

**<https://pastel.hal.science/tel-01552458>**

Submitted on 3 Jul 2017

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

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

Ecole doctorale n° 398 : Géosciences et Ressources Naturelles

## **Doctorat ParisTech**

### **T H È S E**

pour obtenir le grade de docteur délivré par

**L'École Nationale Supérieure des Mines de Paris**  
**Spécialité "Technique et économie de l'exploitation du sous-sol"**

**Confidentiel jusqu'au 01 Juillet 2017**

*Présentée et soutenue publiquement par*

**Malek BEN HAMIDA**

Le 13 Juin 2013

## **Analyse et validation du comportement directionnel des outils de forage couplés aux systèmes de forage dirigé**

Directeur de thèse : **Hedi SELLAMI**

### **Jury**

**M. Alain MILLARD, Professeur, Ecole Polytechnique**

**M. Jean DENAPE, Professeur, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes**

**M. Aymeric FLOCH, Ingénieur de Forage Senior, Total, Paris**

**M. Jean-Michel SAVIGNAT, Docteur, Nederlandse Aardolie Maatschappij, Pays-Bas**

**M. Michel TIJANI, Directeur de Recherches, MINES ParisTech**

**M. Hedi SELLAMI, Directeur de Recherches, MINES ParisTech**

Rapporteur

Rapporteur

Examineur

Examineur

Examineur

Examineur

T

H

E

S

E

---

*À mon cher père et ma chère mère pour  
leurs soutien et sacrifices inconditionnels. À  
mes chères sœurs pour leur attention et  
amour.*

---

*Sans vous le tunnel aurait été plus long...*

---

*À ma chère femme qui a partagé avec moi  
les moments difficiles et a été toujours là  
pour me soutenir...*

---

## RESUME

Dans un contexte de forage directionnel, le calcul de la trajectoire passe nécessairement par la connaissance de l'indice d'anisotropie ou *steerability* et de l'angle de *walk* de l'outil de forage utilisé. Ce dernier est généralement soumis à une combinaison de force latérale et d'angle de *tilt* imposés par le système de forage directionnel. Si la force latérale est généralement bien prise en compte dans les modèles d'interaction outil-roche existants dans la littérature, l'effet du *tilt* de l'outil, malgré son influence importante sur la trajectoire de forage, a souvent été négligé.

Nous présentons dans ce travail une formulation des efforts nécessaires au forage en fonction de la cinématique d'un outil de type monobloc PDC. Le mouvement de l'outil est défini par une translation suivant trois axes et une rotation suivant deux axes. L'angle de *tilt*, qui définit l'inclinaison de l'outil par rapport à l'axe du trou en cours de forage, est pris en compte dans le calcul des surfaces d'interactions effectives entre l'outil et la roche et donc dans le calcul des efforts nécessaires à l'avancement d'un outil qui peut être *tilté* dans le trou.

L'approche adoptée est cinématique et consiste à déterminer les efforts de coupe, moyennés sur un tour d'outil, par l'intégration des efforts élémentaires de coupe sur les parties qui sont en interaction avec la roche. Pour se faire, nous avons établi et validé expérimentalement un modèle élémentaire d'interaction taillant-roche qui calcule les efforts de coupe élémentaires en fonction de la profondeur de passe, ce modèle est construit de manière à être applicable aux différentes parties de l'outil (structure de coupe, garde active et garde passive).

Notre modèle d'interaction outil-roche permet de calculer les deux propriétés directionnelles intrinsèques de l'outil, à savoir, la *steerability* et l'angle de *walk*. L'unique paramètre de calage utilisé pour reproduire les résultats expérimentaux est le rayon de l'arrondi sur les lames de la garde passive. Les résultats du modèle sont comparés aux résultats d'essais de forage directionnel, avec des outils en grandeur réelle, réalisés sur un banc spécialement conçu pour reproduire le comportement des garnitures *Rotary Steerable Systems* (RSS). Nous avons conclu que le modèle outil permet de prédire correctement la *steerability* et le *walk* d'un outil de forage de type monobloc PDC quelle que soit sa géométrie, forant une formation connue à l'avance.

Nous avons pu démontrer théoriquement et prouver expérimentalement que le profil de la structure de coupe, la vitesse de rotation de l'outil et la vitesse de pénétration axiale avaient une influence négligeable sur la forabilité latérale de l'outil. En revanche, les surfaces de frottement des *trimmers* de la garde active ainsi que la longueur de la garde passive font remarquablement décroître l'agressivité latérale de l'outil. D'autre part, la prise en compte de l'angle de *tilt* est primordiale puisque nous avons vérifié que la forabilité latérale est croissante en fonction de ce paramètre. Néanmoins, nous avons montré théoriquement que l'angle de *tilt* a une influence plus importante sur les outils à courtes gardes passives.

Couplé à un modèle de comportement mécanique de la garniture de forage, ce modèle présente l'avantage de pouvoir prédire les trajectoires réalisables par des systèmes appliquant à l'outil non seulement une force latérale mais aussi un angle de *tilt*. Il représente aussi un outil d'aide à la décision pour le choix de la géométrie de l'outil (longueur des gardes, nombre des lames, profil de la structure de coupe...) en fonction du système de forage dirigé auquel il sera couplé. Une fois réalisé, ce couplage pourra être intégré dans une boucle de régulation automatique ou semi-automatique de contrôle et de correction de la trajectoire en temps réel (*Closed-Loop Guided Directional Drilling*). Il servira à calculer l'amplitude et la direction des efforts latéraux à appliquer sur un outil de géométrie donnée dans le but de corriger la trajectoire afin de mieux suivre celle planifiée par les ingénieurs de forage.

**Mots clés :**

Forage directionnel, système de forage dirigé, interaction patin-roche, PDC, interaction outil-roche, structure de coupe, garde active, garde passive, angle de *tilt*, *steerability*, angle de *walk*.

---

## ABSTRACT

Nowadays, exploration and production wells are increasingly longer with more complex paths. For instance, the use of Rotary Steerable Systems (RSS) is highly recommended since industrials' requirements in terms of well path corrections, hole over-gauging and borehole quality are more stringent.

Rotary Steerable Systems could be classified into two main families depending on the used steering technology: *Point The Bit* and *Push The Bit*. It is commonly known that directional portions of a wellbore may be formed primarily as a result of bit *tilting*, relatively to the wellbore axis, with point-the-bit systems, and as a result of bit side force with push-the-bit systems. Besides, later experimental studies had revealed that the drill bit is subjected to a combination of *tilt* and side force in both cases. Whilst side force influence on bit directional behavior had been well considered in bit-rock interface laws already existing in the literature, the influence of bit *tilt*, despite its significant influence, had often been overlooked.

This work deals with the formulation of global relationships between kinematic variables describing the penetration of a PDC bit into the rock and drilling forces acting on it. This allows us determine bit directional properties in terms of *steerability*, which corresponds to the bit lateral aggressiveness, and *walk*, which describes the bit azimuth displacement with respect to the side force. The bit kinematic quantities are divided into a three-axis penetration vector and a two-axis angular penetration vector. The bit *tilt*, which describes the angle between the bit revolution axis and the borehole tangent, is used to compute the effective interaction surface between the bit's different components (cutting structure, active gauge and passive gauge) and the rock.

A unique cutter-rock interaction model is set up and experimentally validated using single cutter tests in order to compute elementary forces acting on all parts of the drill bit (sharp or blunt PDC of the cutting structure, trimmers of the active gauge and blades of the passive gauge). Bit directional properties, in terms of *steerability* and *walk*, are computed after the integration of these elementary forces.

The bit-rock interaction model is experimentally validated using directional drilling tests held on a full-scale drilling bench developed to reproduce Rotary Steerable Systems (RSS) directional behavior. The new interface laws predict with a significant accuracy any giving bit's directional behavior, drilling a known formation. Moreover, tests and theoretical results enabled us to fully understand the roles of the *tilt* angle, bit design, operating parameters and rock properties in the deviation process of a PDC bit.

Based on the theoretical and experimental results performed in this work, it is now possible to assume that the cutting structure profile, the bit rotating speed and the bit rate of penetration have a negligible influence on the bit lateral drillability. It has been also shown that the *trimmers'* friction surface and passive gauge blades length have a significant

influence on the bit lateral drillability. Furthermore, we highlight that taking into account the bit *tilt* angle is crucial, since we have verified that the bit aggressiveness is increasing with respect to this parameter. Nevertheless, we have theoretically shown that the bit *tilt* angle has greater influence on bits equipped with short passive gauges.

The bit-rock interaction model could be a decision support tool for optimal drill bit selection according to the Rotary Steerable System being used. It could also be embedded in a real-time Closed-Loop Guided Directional Drilling controller in order to correct the drilling direction or follow a planned borehole trajectory.

**Keywords:**

Directional drilling, Rotary Steerable System, *Point The Bit*, *Push The Bit*, cutter-rock interface law, bit-rock interface law, cutting structure, active gauge, passive gauge, *tilt* angle, *steerability*, *walk* angle.



## RESUME SIGNALETIQUE

Nous présentons dans ce mémoire un modèle d'interaction outil-roche qui calcule les efforts de forage en fonction du déplacement dans la roche d'un outil de forage de type PDC, et permet d'évaluer ses propriétés directionnelles, à savoir, son indice d'anisotropie (*steerability*) et son angle de *walk*. Le mouvement de l'outil est défini par une translation suivant trois axes et une rotation suivant deux axes. L'angle de *tilt*, qui définit l'inclinaison de l'outil par rapport à l'axe du trou en cours de forage, est pris en compte dans le calcul des surfaces d'interactions effectives entre les différentes composantes de l'outil (structure de coupe, garde active et garde passive) et la roche. Ce modèle outil est établi à partir d'une modélisation de la coupe de roche par un taillant. Ce modèle de coupe élémentaire est construit de manière à être applicable aux différentes parties de l'outil. Les efforts élémentaires de coupe sont intégrés sur toute la structure de l'outil de forage afin de calculer ses propriétés directionnelles. Le modèle d'interaction outil-roche est validé à partir d'essais de forage directionnel réalisés sur un banc spécialement conçu pour reproduire le comportement des systèmes de forage dirigé existants. Il constitue un outil d'aide à la décision pour la sélection de l'outil de forage en fonction du système au bout duquel il sera fixé. Ce modèle pourra aussi être intégré dans une boucle de régulation automatique ou semi-automatique de contrôle et de correction de la trajectoire en temps réel.

### Mots clés :

Forage directionnel, système de forage dirigé, interaction patin-roche, PDC, interaction outil-roche, structure de coupe, garde active, garde passive, angle de *tilt*, *steerability*, angle de *walk*.

## SHORT SUMMARY

This work deals with the formulation of global relationships between kinematic variables describing the penetration of a PDC bit into the rock and drilling forces acting on it. This allows us determine the bit directional properties in terms of *steerability*, which corresponds to the bit lateral aggressiveness, and *walk*, which describes the bit azimuth displacement with respect to the side force. The bit kinematic quantities are divided into a three-axis penetration vector and a two-axis angular penetration vector. The bit *tilt*, which describes the angle between the bit revolution axis and the borehole tangent, is used to compute the effective interaction surface between the bit's different components (cutting structure, active gauge and passive gauge) and the rock. A new cutter-rock interface law is set up and experimentally validated in order to compute elementary forces acting on all parts of a drill bit. Bit directional properties are computed after the integration of these elementary forces. The bit-rock interaction model is experimentally validated with directional drilling tests held on a full-scale drilling bench developed to reproduce Rotary Steerable Systems (RSS) directional behavior. Tests and theoretical results enabled us to fully understand the roles of *tilt* angle, bit design, operating parameters and rock properties in the deviation process of a PDC bit. The bit-rock interaction model is a decision support tool for optimal drill bit selection according to the RSS being used. It could also be embedded in a real-time Closed-Loop Guided Directional Drilling controller in order to correct the drilling direction or follow a planned borehole trajectory.

### Keywords:

Directional drilling, Rotary Steerable System (RSS), cutter-rock interface law, bit-rock interface law, cutting structure, active gauge, passive gauge, *tilt* angle, *steerability*, *walk* angle.

## TABLE DES MATIERES

Résumé .....	4
Abstract .....	6
Résumé Signalétique .....	8
Short Summary .....	8
Introduction Générale .....	22
1 Introduction à la problématique du forage directionnel.....	26
1.1 Généralités sur le forage .....	26
1.1.1 Le système de forage .....	26
1.1.2 La garniture de forage .....	27
1.1.3 Les outils de forage.....	28
1.1.3.1 Les outils tricônes.....	28
1.1.3.2 Les outils PDC .....	28
1.2 Le forage directionnel .....	30
1.2.1 Introduction.....	30
1.2.2 La trajectoire.....	30
1.2.3 Application du forage directionnel .....	31
1.2.4 Les systèmes de forage directionnel .....	32
1.2.4.1 Les garnitures “ <i>Rotary</i> ” .....	32
1.2.4.2 Les garnitures à coude.....	33
1.2.5 Les garnitures <i>Rotary Steerable Systems</i> (RSS) .....	34
1.2.5.1 <i>Push The Bit (PuTB)</i> .....	35
1.2.5.2 <i>Point The Bit (PoTB)</i> .....	36
1.2.6 Comportement directionnel des outils de forage.....	37
1.2.6.1 Introduction .....	37
1.2.6.2 Définitions .....	38
1.2.6.3 Comportement directionnel.....	40
1.3 Conclusion .....	44
1.4 Position du problème.....	45
1.4.1 Introduction.....	45
1.4.2 Objectif de la thèse.....	45

1.4.3	Plan de l'étude .....	46
1.4.3.1	Etude de l'interaction taillant-roche.....	46
1.4.3.2	Etude de l'interaction outil-roche.....	46
2	Modélisations théorique et expérimentale de l'interaction taillant-roche.....	48
2.1	Introduction.....	48
2.2	Analyse bibliographique.....	50
2.2.1	Introduction.....	50
2.2.2	Modèles théoriques d'interaction taillant-roche.....	50
2.2.2.1	Modèle de Detournay & Defourny (1992) .....	50
2.2.2.2	Modèle de Kuru et Wojtanowicz (1995).....	54
2.2.2.3	Modèle de Menand (2001) .....	57
2.2.3	Approches Expérimentales de l'interaction taillant-roche .....	61
2.2.3.1	Étude de Lhomme (1999).....	61
2.2.3.2	Étude de Smith (2002) .....	63
2.2.3.3	Etude de Dagrain (2006).....	65
2.2.4	Synthèse .....	68
2.3	Simulations numériques de l'interaction patin-roche.....	70
2.3.1	Introduction.....	70
2.3.2	Conditions des simulations numériques.....	70
2.3.3	Analyse des résultats.....	71
2.3.4	Synthèse .....	74
2.4	Modélisation analytique de l'interaction patin-roche.....	75
2.4.1	Introduction.....	75
2.4.2	Modélisation .....	75
2.4.3	Synthèse .....	79
2.5	Etude expérimentale.....	80
2.5.1	Introduction.....	80
2.5.2	Programme expérimental .....	80
2.5.3	Procédure expérimentale et traitement des données.....	82
2.5.4	Résultats expérimentaux .....	84
2.5.5	Synthèse .....	90
2.6	Conclusions.....	91
3	Modélisation de l'interaction outil-roche.....	94

---

3.1	Introduction.....	94
3.2	Synthèse bibliographique.....	95
3.2.1	Introduction.....	95
3.2.2	Synthèse.....	95
3.3	Modélisation des efforts sur l'outil <i>Tilté</i> .....	97
3.3.1	Introduction.....	97
3.3.2	Formulation du problème.....	97
3.3.2.1	Problématique.....	97
3.3.2.2	Hypothèses.....	97
3.3.3	Cinématique de l'outil.....	101
3.3.4	Efforts sur l'outil.....	103
3.3.4.1	Efforts sur la structure de coupe.....	103
3.3.4.2	Efforts sur les gardes.....	105
3.3.4.3	Efforts résultants sur l'outil.....	110
3.3.5	Etude de sensibilité.....	111
3.3.5.1	Répartition des efforts sur l'outil.....	111
3.3.5.2	Rotation de l'outil.....	112
3.3.5.3	Le <i>tilt</i> de l'outil.....	113
3.3.5.4	Pénétration latérale de l'outil.....	113
3.3.5.5	Angle de frottement au voisinage de l'outil.....	114
3.3.5.6	Nombre de lames sur la garde passive.....	115
3.4	Conclusions.....	116
4	Validation Expérimentale du modèle outil.....	118
4.1	Introduction.....	118
4.2	Dispositif expérimental.....	119
4.3	Programme d'essais.....	126
4.3.1	Outils testés.....	126
4.3.2	Roches testées.....	129
4.3.3	Paramètres testés.....	129
4.4	Résultats.....	130
4.4.1	Introduction.....	130
4.4.2	Forabilité latérale.....	130
4.4.2.1	Influence de la structure de coupe.....	130

4.4.2.2	Influence de la garde active.....	131
4.4.2.3	Influence de la garde passive.....	132
4.4.2.4	Influence de l'angle de <i>tilt</i> .....	134
4.4.2.5	Influence de la dureté de la roche.....	137
4.4.2.6	Influence de la vitesse de rotation de l'outil.....	137
4.4.2.7	Influence de la vitesse de pénétration axiale de l'outil.....	138
4.4.3	Angle de <i>walk</i> .....	139
4.4.3.1	Influence de la structure de coupe.....	140
4.4.3.2	Influence de la garde active.....	140
4.4.3.3	Influence de la garde passive.....	141
4.4.3.4	Influence de l'angle de <i>tilt</i> .....	141
4.4.3.5	Influence de la dureté de la roche.....	142
4.5	Synthèse.....	144
	Conclusions.....	148
	Perspectives.....	150
	Bibliographie.....	154
	Annexe A.....	160
Annexe A.1	Taillant rectangulaire à chanfrein circulaire.....	160
Annexe A.2	Taillant PDC aiguisé.....	163
Annexe A.3	Taillant PDC chanfreiné.....	164
Annexe A.4	Trimmer.....	166
	Annexe B.....	167
Annexe B.1	Modèle de Neubert (1997).....	167
Annexe B.2	Modèle de Menand (2001).....	174
Annexe B.3	Modèle de Perneder & Detournay (2012).....	180
	Annexe C.....	185
Annexe C.1	Calcul de la profondeur de passe liée à la translation d'un outil <i>tilté</i> .....	186
Annexe C.2	Calcul de la profondeur de passe liée à la rotation d'un outil <i>tilté</i> .....	187
	Annexe D.....	190
Annexe D.1	Caractéristiques des structures de coupe.....	190

## LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Système de forage rotary.....	26
Figure 1.2 : Les éléments de la partie basse d'une garniture de forage (la BHA) .....	27
Figure 1.3 : Exemples d'outils tricônes (Catalogue Baker Hughes).....	28
Figure 1.4 : Exemples d'outils PDC (Catalogue Baker Hughes) .....	29
Figure 1.5 : La structure d'un outil monobloc PDC .....	29
Figure 1.6 : Trimmers dans la garde active.....	29
Figure 1.7 : Puits de forage directionnel à plusieurs niveaux .....	30
Figure 1.8 : Caractéristiques de la trajectoire d'un puits.....	31
Figure 1.9 : Cas d'application du forage dévié.....	31
Figure 1.10 : Différentes configurations des garnitures rotary.....	33
Figure 1.11 : La garniture à coude avec moteur de fond de puits .....	33
Figure 1.12 : Tiges en mode Glissement (Sliding) .....	34
Figure 1.13 : Tiges en mode Rotary .....	34
Figure 1.14 : Force latérale appliquée par les patins .....	36
Figure 1.15 : La commande des patins par une valve rotative.....	36
Figure 1.16 : Angle de tilt appliqué par les systèmes PoTB.....	37
Figure 1.17 : A- les deux cames sont de sens opposé : Tilt=0.....	37
Figure 1.18 : Forabilité sur un outil de forage.....	38
Figure 1.19 : Les tendances azimutales d'un outil de forage .....	39
Figure 1.20 : Angle de tilt sur l'outil de forage .....	40
Figure 1.21 : Changement de la trajectoire du trou en fonction de l'angle de tilt pour une force latérale sur l'outil constante .....	40
Figure 1.22 : Les différentes configurations des gardes passives.....	41
Figure 2.1 : Modélisation de l'interaction patin frottant-roche .....	49
Figure 2.2 : Schéma de principe du modèle Detournay & Defourny (1992) .....	51
Figure 2.3 : Diagramme E-S de Detournay (1992) .....	52
Figure 2.4 : Représentation des essais de Glowka dans le diagramme (E-S) de Detournay (1992).....	52
Figure 2.5 : Comparaison du modèle de Detournay & Defourny (1992) et des résultats expérimentaux dans le grès des Vosges .....	53
Figure 2.6 : Comparaison du modèle de Detournay & Defourny (1992) et des résultats expérimentaux dans le calcaire d'Anstrude.....	54
Figure 2.7 : Schématisation des efforts selon Kuru & Wojtanowicz (1995) .....	54
Figure 2.8 : Schéma de principe de l'essai de frottement de Kuru & Wojtanowicz (1995) .....	55
Figure 2.9 : Coefficient de frottement dans le grès de Nugget (air) .....	56
Figure 2.10 : Coefficient de frottement dans le grès de Béréa (boue à base d'eau).....	56

Figure 2.11 : Schématisation de l'interaction PDC-roche de Menand (2001).....	57
Figure 2.12 : Essais de coupe à profondeur imposée sur le banc linéaire du CGES (Menand, 2001).....	59
Figure 2.13 : Comparaison du modèle de Menand (2001) et des résultats expérimentaux dans le grès des Vosges.....	60
Figure 2.14 : Comparaison du modèle de Menand (2001) et des résultats expérimentaux dans le calcaire d'Anstrude.....	60
Figure 2.15 : Schématisation de l'essai de frottement à contrainte normale imposée de Lhomme (1999) .....	61
Figure 2.16 : Variation de l'angle de frottement en fonction de la contrainte normale imposée et de l'état de surface du patin dans le grès des Vosges.....	62
Figure 2.17 : Variation de l'angle de frottement en fonction de la contrainte normale (patin en acier / GDV) d'après Lhomme (1999) .....	63
Figure 2.18 : Schéma de principe des essais de frottement de Smith (2002) .....	64
Figure 2.19 : Coefficient de frottement en fonction de la contrainte normale pour un taillant PDC en frottement sur l'argilite de Catoosa, d'après Smith (2002) .....	65
Figure 2.20 : Schéma de principe de l'essai de coupe à contrainte normale imposée (droite) et à profondeur imposée (gauche) d'après Dagrain (2006) .....	66
Figure 2.21 : Comparaison du modèle de Dagrain (2006) et des résultats expérimentaux dans le grès des Vosges.....	67
Figure 2.22 : Comparaison du modèle de Dagrain (2006) et des résultats expérimentaux dans le calcaire d'Anstrude.....	68
Figure 2.23 : Modélisation de la coupe à profondeur imposée par un patin frottant .....	70
Figure 2.24 : Les conditions aux limites du problème de coupe à profondeur imposée avec un patin frottant .....	71
Figure 2.25 : Maillage de la roche.....	71
Figure 2.26 : Profil de la contrainte normale le long de la surface de frottement du patin pour une profondeur de passe de 1 mm .....	72
Figure 2.27 : Réaction de la roche à l'avancement du patin frottant.....	72
Figure 2.28 : Influence de la profondeur de coupe sur la répartition de la contrainte normale le long de la surface de frottement .....	72
Figure 2.29 : Variation de la contrainte normale de frottement en fonction de la profondeur de coupe	73
Figure 2.30 : Variation de la longueur de frottement effective en fonction de la profondeur de coupe..	74
Figure 2.31 : Schématisation de l'interaction patin frottant-roche.....	76
Figure 2.32 : Schématisation de l'interaction patin chanfreiné-roche.....	79
Figure 2.33 : Vue du taillant et de la roche avant la fermeture de la cellule de forabilité du centre de Géosciences de MINES ParisTech .....	80
Figure 2.34 : Patins Frottants testés dans la cellule de forabilité .....	81
Figure 2.35 : Trimmers PDC de Menand (2001) .....	82

Figure 2.36 : Taillant carré de Pelfrene (2010).....	82
Figure 2.37 : Exemple d'un signal brut et de la fenêtre de traitement des efforts en fonction du temps .....	83
Figure 2.38 : Evolution des efforts expérimentaux (Pelfrene, 2010) et théoriques en fonction de la profondeur de coupe dans le calcaire d'Anstrude : cas d'un taillant carré neuf chanfreiné.....	84
Figure 2.39 : Evolution des efforts de coupe en fonction de la surface apparente de frottement pour une profondeur de passe constante (calcaire d'Anstrude) .....	86
Figure 2.40 : Evolution des efforts de coupe en fonction de la surface apparente de frottement pour une profondeur de passe constante (grès des Vosges) .....	86
Figure 2.41 : Evolution des efforts de coupe sur le patin en fonction de la profondeur de passe dans le grès des Vosges ( $S_{\text{frot}} = 266 \text{ mm}^2$ ).....	87
Figure 2.42 : Evolution des efforts de coupe sur le patin en fonction de la profondeur de passe dans le calcaire d'Anstrude ( $S_{\text{frot}} = 114 \text{ mm}^2$ ).....	87
Figure 2.43 : Evolution des efforts de coupe sur le patin en fonction de la profondeur de passe dans le grès des Vosges ( $S_{\text{frot}} = 266 \text{ mm}^2 / \text{rayon d'usure}$ ).....	88
Figure 2.44 : Evolution des efforts de coupe sur le patin en fonction de la profondeur de passe dans le calcaire d'Anstrude ( $S_{\text{frot}} = 114 \text{ mm}^2 / \text{rayon d'usure}$ ).....	88
Figure 2.45 : Evolution des efforts de coupe expérimentale (Menand, 2001) et théoriques sur le trimmer ( $S_{\text{frot}} = 12 \text{ mm}^2$ ) en fonction de la section de coupe dans le grès des Vosges .....	89
Figure 2.46 : Evolution des efforts de coupe expérimentale (Menand, 2001) et théoriques sur le trimmer ( $S_{\text{frot}} = 21 \text{ mm}^2$ ) en fonction de la section de coupe dans le grès des Vosges .....	89
Figure 2.47 : Evolution des efforts de coupe expérimentale (Menand, 2001) et théoriques sur le trimmer ( $S_{\text{frot}} = 32 \text{ mm}^2$ ) en fonction de la section de coupe dans le grès des Vosges .....	90
Figure 3.1 : Décomposition des efforts de coupe sur l'outil.....	97
Figure 3.2 : Angle de tilt sur l'outil de forage .....	98
Figure 3.3 : Emplacement du point de rotation sur l'outil.....	98
Figure 3.4 : Simplification de la structure de coupe.....	99
Figure 3.5 : Caractéristiques géométriques du profil de coupe de l'outil.....	99
Figure 3.6 : Illustration des trimmers sur la garde active .....	100
Figure 3.7 : Définition des angles et des repères sur le profil de l'outil.....	101
Figure 3.8 : Déplacement élémentaire par tour de l'outil.....	102
Figure 3.9 : Section élémentaire de coupe .....	103
Figure 3.10 : Définition des bornes d'intégration le long des gardes .....	106
Figure 3.11 : Evolution des bornes d'intégration sur les gardes en fonction de la hauteur et de l'angle de tilt .....	107
Figure 3.12 : Description du mode de coupe d'un élément d'une lame de la garde passive .....	109
Figure 3.13 : Zone de contact entre les lames de la garde passive et la roche.....	109



Figure 3.14 : Décomposition théorique de la force latérale générée par le forage avec un outil non tilté .....	112
Figure 3.15 : Évolution de la force latérale en fonction de la rotation de l'outil.....	112
Figure 3.16 : Évolution de la steerability en fonction de la rotation de l'outil.....	112
Figure 3.17 : Évolution de la steerability en fonction de l'angle de tilt de l'outil .....	113
Figure 3.18 : Évolution de l'angle de walk en fonction de l'angle de tilt de l'outil .....	113
Figure 3.19 : Évolution de la force latérale en fonction de la pénétration latérale de l'outil .....	114
Figure 3.20 : Évolution de l'angle de walk en fonction de la pénétration latérale de l'outil .....	114
Figure 3.21 : Évolution de la steerability en fonction de l'angle de frottement de l'outil .....	114
Figure 3.22 : Évolution de l'angle de walk en fonction de l'angle de frottement de l'outil .....	114
Figure 3.23 : Évolution de la steerability en fonction du nombre de lames sur la garde passive .....	115
Figure 3.24 : Évolution de l'angle de walk en fonction du nombre de lames sur la garde passive .....	115
Figure 4.1 : Banc de forage directionnel du Centre de Géosciences à Pau.....	119
Figure 4.2 : Mesure de l'angle d'inclinaison de l'outil .....	120
Figure 4.3 : Variation de l'angle d'inclinaison de l'outil en fonction des forces d'activation.....	120
Figure 4.4 : Les différentes étapes d'un essai en configuration Hybride.....	121
Figure 4.5 : Position des jauges sur l'arbre de forage.....	122
Figure 4.6 : Variation du moment de flexion et des pics d'impulsion en fonction du temps.....	122
Figure 4.7 : Trajectoire de forage dans le cas d'une configuration Hybride .....	124
Figure 4.8 : Variation de la trajectoire et de la force latérale en fonction de la profondeur .....	125
Figure 4.9 : Variation de la trajectoire et de l'angle de tilt en fonction de la profondeur.....	125
Figure 4.10 : Variation de la force latérale en fonction de la pénétration latérale par tour de l'outil..	125
Figure 4.11 : Variation de la forabilité latérale et de la steerability de l'outil en fonction du tilt .....	125
Figure 4.12 : Assemblage de l'outil.....	126
Figure 4.13 : Photo des 3 profils de coupe : Short (SH), Medium (ME) et Long (LG) .....	126
Figure 4.14 : Profil court parabolique type SHORT (SH)_IADC 9 .....	127
Figure 4.15 : Profil medium parabolique type MEDIUM (ME)_IADC 6.....	127
Figure 4.16 : Profil long parabolique type LONG (LG)_ IADC 3.....	127
Figure 4.17 : Schématisation d'un anneau « type garde active » .....	128
Figure 4.18 : Anneaux « type garde passive » de longueur 1“ et de largeur 57 mm (à gauche) et 30 mm (à droite).....	128
Figure 4.19 : SH-FT-H1L30 .....	129
Figure 4.20 : ME-FT-H2L30 .....	129
Figure 4.21 : LG-FT-H1L30.....	129
Figure 4.22 : Influence du profil de la structure de coupe sur la forabilité latérale de l'outil dans le grès de la Rhune.....	130

Figure 4.23 : Influence de la garde active sur la forabilité latérale de l'outil dans le Grès des Vosges	131
Figure 4.24 : Influence de la largeur des lames de la garde passive sur la forabilité latérale de l'outil dans le Grès des Vosges .....	132
Figure 4.25 : Influence de la longueur de la garde passive sur la forabilité latérale de l'outil dans le Grès des Vosges .....	133
Figure 4.26 : Décomposition théorique des forces latérales de coupe en fonction de la longueur des gardes passives .....	134
Figure 4.27 : Décroissance de la forabilité latérale de l'outil en fonction de la longueur de la garde passive.....	134
Figure 4.28 : Influence de l'angle de tilt sur la forabilité latérale de l'outil ME-FT-H1L30.....	135
Figure 4.29 : Influence de l'angle de tilt sur la forabilité latérale de l'outil ME-FT-H2L30.....	135
Figure 4.30 : Influence de l'angle de tilt sur la forabilité latérale de l'outil ME-FT-H3L30.....	135
Figure 4.31 : Variation du gradient de la forabilité latérale en fonction de la longueur de la garde passive dans le grès des Vosges.....	136
Figure 4.32 : Influence de la dureté de la roche sur la forabilité latérale de l'outil ME-FT-H1L30 .....	137
Figure 4.33 : Influence de la vitesse de rotation sur la forabilité latérale de l'outil ME-FT-H3L30 dans le grès des Vosges .....	138
Figure 4.34 : Influence de la vitesse de pénétration axiale sur la forabilité latérale de l'outil ME-FT-H3L30 dans le grès des Vosges .....	139
Figure 4.35 : Influence du profil de la structure de coupe sur l'angle de walk de l'outil dans le grès de la Rhune.....	140
Figure 4.36 : Influence de l'agressivité de la garde active sur l'angle de walk de l'outil dans le grès des Vosges .....	140
Figure 4.37 : Influence de la largeur des lames de la garde passive sur l'angle de walk de l'outil dans le Grès des Vosges .....	141
Figure 4.38 : Influence de la longueur de la garde passive sur l'angle de walk de l'outil dans le Grès des Vosges .....	141
Figure 4.39 : Influence de l'angle de tilt sur l'angle de walk de l'outil ME-FT-H1L30 .....	142
Figure 4.40 : Influence de l'angle de frottement interne de la roche sur l'angle de walk de l'outil ME-FT-H1L30 .....	142
Figure 4.41 : Influence de la dureté de la roche sur l'angle de walk de l'outil ME-FT-H1L30.....	142
Figure A.1 : Interaction taillant rectangulaire à chanfrein circulaire-roche .....	160
Figure A.2 : Schématisation de l'interaction taillant PDC aiguisé-roche .....	163
Figure A.3 : Définition de la zone broyée (Menand 2001).....	163
Figure A.4 : Paramètres du chanfrein d'un taillant PDC .....	164
Figure A.5 : Schématisation de l'interaction taillant cylindrique chanfreiné-roche.....	165
Figure B.1 : Définition des repères selon Neubert (1997) .....	168
Figure B.2 : Cinématique de l'outil après une revolution selon Neubert (1997) .....	168

---

Figure B.3 : Position d'une pastille PDC sur la structure de coupe selon Neubert (1997) .....	169
Figure B.4 : Cinématique de la garde passive selon Neubert (1997) .....	170
Figure B.5 : Description des surfaces de coupe de la garde passive selon Neubert (1997) .....	171
Figure B.6 : Définition des angles et des repères sur le profil de coupe selon Menand (2001) .....	174
Figure B.7 : Déplacement élémentaire de l'outil selon Menand (2001) .....	175
Figure B.8 : Simplification du profil de la structure de coupe.....	175
Figure B.9 : Section élémentaire de coupe selon Menand (2001) .....	176
Figure B.10 : Déplacement élémentaire de l'outil selon Perneder & Detournay (2012) .....	181
Figure B.11 : Coordonnées d'un point du profil de coupe selon Perneder & Detournay (2012) .....	181
Figure B.12 : Profondeur de passe sur la structure de coupe selon Perneder & Detournay (2012) .....	182
Figure B.13 : Efforts de coupe sur un taillant usé selon Perneder & Detournay (2012) .....	183
Figure C.1 : Translation élémentaire de l'outil tilté.....	186
Figure C.2 : Rotation élémentaire de l'outil tilté .....	187
Figure D.1 : Classification IADC des structures de coupe .....	190
Figure D.2 : Evolution des angles de coupe le long du profil de la structure de coupe du profil Short	191
Figure D.3 : Evolution des angles de coupe le long du profil de la structure de coupe du profil Medium .....	191
Figure D.4 : Evolution des angles de coupe le long du profil de la structure de coupe du profil Long	191

## NOMENCLATURE

$\theta_f$	Angle de frottement taillant-roche
$\phi$	Angle de frottement sur la surface de frottement
$\phi'$	Angle de frottement roche broyée-roche saine
$\varphi$	Angle de frottement interne de la roche
$C_0$	Cohésion de la roche
$g$	Taille des grains de la roche
$p^b$	Pression du fluide de forage
$p^h$	Pression du fluide dans les pores de la roche
$F_t^c$	Effort tangentiel de coupe pure sur la face d'attaque
$F_n^c$	Effort normal de coupe pure sur la face d'attaque
$F_t^{frot}$	Effort tangentiel de frottement
$F_n^{frot}$	Effort normal de frottement
$F_n$	Effort normal sur le taillant
$F_t$	Effort tangentiel sur le taillant
$\varepsilon$	Energie spécifique de coupe
$\zeta$	Frottement entre la face de coupe et la roche
$E$	Energie spécifique de coupe
$S$	Résistance au forage
$k$	Coefficient d'ajustement de la surface de frottement roche broyée-fond de la saignée
$\psi$	Angle de rupture du copeau
$\sigma_n^{frot}$	Contrainte normale sur la surface de frottement
$\sigma^*$	Contrainte limite de frottement
$\omega_c$	Angle de coupe du taillant
$R_c$	Résistance à la compression simple de la roche
$R_p$	Résistance au poinçonnement de la roche
$R_t$	Résistance à la traction de la roche
$R_{eq}$	Résistance équivalente de la roche
$(X, Y, Z)$	Repère global orthonormé de vecteurs unitaires respectifs $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ , avec $\vec{k}$ orienté dans la direction de la gravité terrestre
$(X_t, Y_t, Z_t)$	Repère lié à l'outil et de vecteurs unitaires respectifs $(\vec{i}_t, \vec{j}_t, \vec{k}_t)$
$(U_r, U_s, U_v)$	Repère local lié à la position d'un point de l'outil de vecteurs unitaires respectifs $(\vec{r}, \vec{s}, \vec{v})$
$\Omega_y$	Angle de tilt dans le plan $(C, \vec{i}, \vec{k})$ autour de $(C, \vec{j})$
$\Omega_x$	Angle de tilt dans le plan $(C, \vec{j}, \vec{k})$ autour de $(C, \vec{i})$
$\vec{n}$	Vecteur unitaire normal au profil de coupe de l'outil
$\vec{v}$	Vitesse d'avancement de l'outil
$\vec{\omega}$	Vitesse de rotation autour des axes orthogonaux à l'axe de symétrie de l'outil
$\Omega$	Vitesse de rotation autour de l'axe de symétrie de l'outil

$\overline{F}_{lat}$	Force latérale sur l'outil
$F_z$	Force axiale sur l'outil
$\overline{M}$	Moments de déviation sur l'outil
$M_z$	Couple sur l'outil
$\overline{F}_{lat}^{sc}$	Force latérale sur la structure de coupe
$F_z^{sc}$	Force axiale sur la structure de coupe
$\overline{M}^{sc}$	Moments de déviation sur la structure de coupe
$M_z^{sc}$	Couple sur la structure de coupe
$\overline{F}_{lat}^{ga}$	Force latérale sur la garde active
$F_z^{ga}$	Force axiale sur la garde active
$\overline{M}^{ga}$	Moments de déviation sur la garde active
$M_z^{ga}$	Couple sur la garde active
$\overline{F}_{lat}^{gp}$	Force latérale sur la garde passive
$F_z^{gp}$	Force axiale sur la garde passive
$\overline{M}^{gp}$	Moments de déviation sur la garde passive
$M_z^{gp}$	Couple sur la garde passive
$dF_n, dF_t$	Efforts élémentaires de coupe
$\vec{h}$	Translation par tour de l'outil
$\vec{\delta}$	Rotation par tour de l'outil
$h_{ir}(t, \theta)$	Profondeur de passe relative à la translation par tour de l'outil
$h_{rot}(t, \theta)$	Profondeur de passe relative à la rotation par tour de l'outil
$\ell_{frot}^{eff}(t, \theta)$	Longueur effective de frottement
$l_c$	Largeur de contact du chanfrein
$dLg$	Largeur de frottement sur le méplat élémentaire d'usure
$L_{ga}$	Longueur de la garde active
$L_{gp}$	Longueur de la garde passive
$L_s$	Longueur du corps de l'outil
$D_{st}(t)$	Coefficient de densité de pastilles à une même position $t$ du profil de coupe
$D_{st\ ga}(t)$	Densité de <i>trimmers</i>
$R_{PDC}$	Rayon de la pastille PDC
$R$	Rayon de l'arrondi sur les lames de la garde passive
$\omega_{c\ ga}$	Angle de coupe moyen sur la garde active
$dS_{f\ usure}(t)$	Surface élémentaire d'usure
$S_{f\ chanf}$	Surface de frottement entre le chanfrein et la roche
$S_{f\ trim}$	Surface de frottement géométrique sur le <i>trimmer</i>
$dS_c$	Section élémentaire de coupe
$dS_b(t)$	Surface élémentaire de frottement de la zone broyée
$\theta_1, \theta_2$	Bornes d'intégration en fonction de la hauteur des gardes
$\sigma'_0$	Contrainte à la rupture sur la section élémentaire
$\sigma_{max}(t, \theta)$	Contrainte normale de frottement sur le méplat d'usure
$\mu'$	Coefficient de frottement au voisinage des pastilles PDC
$D_{neu}$	Diamètre du trou

---

$D_{outil}$	Diamètre de l'outil
$N_{lames}$	Nombre de lames de la garde passive
$\ell_{lame}$	Largueur de lames de la garde passive
$\alpha_{F_{lat}}$	Direction de la force latérale $F_{lat}$ par rapport à $(C, \vec{i})$
$\alpha_{D_s}$	Direction latérale de forage
$\alpha$	Angle de <i>walk</i>
$D_{ax}$	Forabilité axiale
$D_{lat}$	Forabilité latérale
$BS$	<i>Steerability</i> de l'outil
$F_{push}$ , $F_{point}$	Forces de flexion de l'arbre sur le banc de forage
$\beta$	Angle d'inclinaison de l'arbre par rapport à la verticale
$WOB$	Poids sur l'outil
$RPM$	Vitesse de rotation de l'outil
$ROP$	Vitesse de pénétration axiale

## INTRODUCTION GENERALE

Le forage directionnel trouve de nos jours une grande utilité et ne cesse de résoudre maints problèmes économiques (exploitation de petits gisements) et environnementaux (stopper les éruptions accidentelles). La maîtrise de cet art de forage s'avère désormais l'unique solution pour une exploitation optimale des gisements pétroliers en garantissant l'accessibilité, la productivité et la sécurité de l'environnement et des individus.

Le forage directionnel consiste à diriger le puits suivant une trajectoire tridimensionnelle et complexe afin d'atteindre le réservoir. La maîtrise de la trajectoire s'avère un enjeu technologique et économique très important. En effet, la réussite d'un forage directionnel passe par le contrôle d'un nombre important de paramètres. Cette maîtrise passe non seulement par la capacité à corriger la trajectoire en cours du forage, mais aussi par la capacité à prédire le comportement directionnel du système de forage composé de la garniture incluant l'outil.

Les systèmes de forage dirigé appelés *Rotary Steerable Systems* appliquent une combinaison de force latérale et d'angle de *tilt* (orientation de l'outil par rapport à l'axe du trou au cours du forage) à l'outil afin de dévier la trajectoire dans la direction souhaitée. Bien que l'étude du comportement mécanique de ces garnitures ait été largement abordée, la compréhension et la modélisation de l'interaction entre l'outil, en particulier lorsque ce dernier est *tilté*, et la roche restent un défi majeur dans l'analyse du comportement directionnel des systèmes de forage. Les modèles d'interaction outil-roche existants, lorsqu'ils permettent de prédire le comportement directionnel de l'outil, utilisent beaucoup de paramètres d'ajustement pour coller aux résultats expérimentaux. Cependant, ces paramètres sont de vraies caractéristiques de l'outil comme l'angle de coupe, l'angle de frottement ou la surface de frottement effective entre la structure de l'outil et la roche.

L'objectif du présent travail est de développer un modèle d'interaction outil-roche qui fournit une relation entre les efforts de coupe moyens en fonction du déplacement par tour de l'outil dans la roche, et ceci afin de déterminer son comportement directionnel. Une attention particulière est accordée à la modélisation des mécanismes de coupe sur la garde passive, qui s'avère une composante principale de l'outil qui conditionne son comportement directionnel.

Le modèle d'interaction outil-roche développé permet de calculer deux propriétés directionnelles intrinsèques à l'outil, à savoir, son l'indice d'anisotropie (*steerability*) et son angle de *walk*. Si la première exprime la capacité de l'outil à forer latéralement, la deuxième correspond à la tendance de l'outil à forer à droite ou à gauche de la force latérale qui lui est appliquée. La connaissance de la *steerability* et du *walk* permet d'optimiser la conception de l'outil de forage en fonction du système de forage dirigé utilisé et de calculer la force de consigne dans le cas d'une boucle de régulation automatique ou semi-automatique de contrôle et de correction de la trajectoire de forage en temps réel. Ce modèle théorique est validé par des essais de forage directionnel avec des outils de forage grandeur réelle.

L'étude présentée dans le cadre de cette thèse est organisée en quatre parties distinctes :

Dans la première partie, nous décrivons d'abord le principe de fonctionnement d'un système de forage, les différents constituants d'une garniture et les principaux types d'outils de forage utilisés. Nous énumérons ensuite les différents domaines d'application du forage directionnel où nous analysons le rôle de la garniture, de l'outil et des paramètres de forage dans le comportement directionnel du système. Enfin, nous posons le problème et donnons les différentes étapes qui permettent sa résolution.

Dans la deuxième partie et à la suite d'une synthèse bibliographique, nous présentons une formulation théorique permettant de calculer les efforts de coupe en fonction de la profondeur de passe sur un patin frottant. La longueur de frottement effective et la contrainte normale de frottement sont calculées, en fonction de la profondeur de coupe. Ce modèle élémentaire de coupe est construit de manière à être appliqué à toutes les parties coupantes d'un outil de forage (taillants neufs ou usés, chanfreinés ou non, tronqués ou présentant une surface de frottement importante). Nous validons ce modèle par des essais de creusement de saignées isolées dans le grès des Vosges et le calcaire d'Anstrude.

Dans la troisième partie nous présentons les trois modèles d'interaction outil-roche de la littérature qui permettent de fournir les efforts de coupe moyens par tour de l'outil en fonction du déplacement de ce dernier, selon une cinématique bien déterminée. Ces modèles supposent que l'outil de forage reste droit dans le trou et ne prennent pas en compte l'influence de l'angle de *tilt* sur le comportement directionnel. L'objectif principal de notre travail est de développer un modèle d'interaction outil-roche qui prend en compte le *tilt* de l'outil dans le trou, qui est un paramètre très important dans le forage dirigé. Nous adoptons une approche cinématique basée sur le calcul des efforts de coupe en fonction du déplacement de l'outil. Pour ce faire, le modèle élémentaire de coupe détaillé dans la partie précédente est utilisé pour le calcul des efforts de forage sur l'outil. Ceux-ci sont les résultantes des efforts sur les parties de l'outil qui sont en interaction avec la roche. La connaissance de ces efforts permet de calculer les propriétés directionnelles de l'outil en termes de *steerability* et d'angle de *walk*.

La dernière partie débute par une présentation du banc d'essais qui est spécialement conçu pour reproduire les différentes configurations de la technologie du forage directionnel (*Point The Bit*, *Push The Bit* et *Hybride*). Nous décrivons le dispositif expérimental et détaillons son principe de fonctionnement. Nous présentons aussi les différents outils de forage de type monobloc PDC utilisés et identifions les paramètres qui feront l'objet de cette validation expérimentale. Enfin, nous exposons les résultats des essais effectués avec les différents outils en termes de forabilité latérale et d'angle de *walk*. Une comparaison entre les résultats expérimentaux et théoriques, issus des simulations avec le modèle d'interaction outil-roche, permet de tirer les conclusions sur la validité du modèle.





---

# CHAPITRE 1

## INTRODUCTION A LA PROBLEMATIQUE DU FORAGE DIRECTIONNEL

# 1 INTRODUCTION A LA PROBLEMATIQUE DU FORAGE DIRECTIONNEL

## 1.1 GENERALITES SUR LE FORAGE

### 1.1.1 LE SYSTEME DE FORAGE

Le forage rotary consiste à mettre en rotation un outil sur lequel s'applique une force orientée dans la direction d'avancement pour atteindre le gisement réservoir. Le poids sur l'outil (Weight On Bit : *WOB*) est obtenu par gravité grâce à l'introduction de tiges lourdes appelées masses-tiges. Le couple à l'outil nécessaire au forage de la roche est fourni par un système de rotation des tiges en surface et aussi par un moteur de type moineau placé au dessus de l'outil et piloté en surface (Figure 1.1). Le poids sur l'outil et la vitesse de rotation en surface sont contrôlés par le foreur afin de s'assurer du bon fonctionnement de l'outil au fond du trou et de la bonne tenue mécanique des tiges de forage.

Les copeaux (*cuttings*) générés au fond du trou suite à la destruction de la roche remontent en continu à la surface grâce à la circulation du fluide de forage. Ce fluide est pompé depuis la surface vers l'intérieur des tiges de forage, passe à travers les buses de l'outil et remonte ensuite dans l'espace annulaire entre les tiges et les parois du puits jusqu'à la surface. Ces débris de roche sont étudiés en continu pour reconnaître les formations et les fluides traversés.

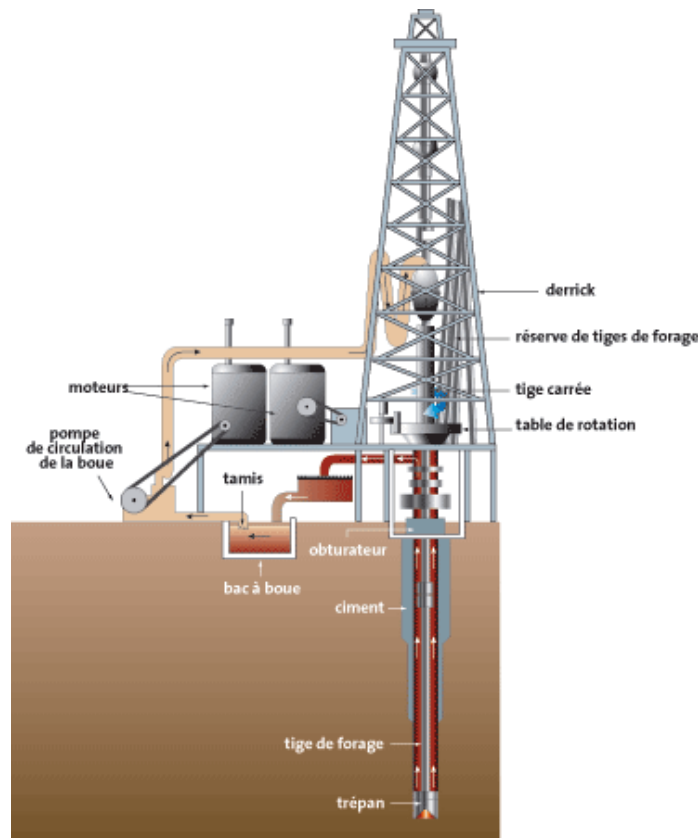


Figure 1.1 : Système de forage rotatif

### 1.1.2 LA GARNITURE DE FORAGE

De manière générale, une garniture se compose d'une partie basse au fond du trou (*Bottom Hole Assembly : BHA*) (Figure 1.2) et d'un train de tiges jusqu'à la surface. La *BHA* est essentiellement composée de :

- *Un outil de forage* : Extrémité basse de la garniture, l'outil est entraîné en rotation et permet la progression de la garniture par son action directe sur le front du trou.
- *Des masses-tiges (Drill Collars, DC)* : Il s'agit d'une série de tubes massifs en acier dont le rôle est d'assurer une poussée suffisante sur l'outil. Par conséquent, pendant la phase de forage, les masses-tiges sont, en partie ou voire en totalité, en état de compression.

On trouve aussi des éléments complémentaires :

- *Des stabilisateurs* : Des tubes dotés, sur leurs circonférences, de lames droites ou spiralées et d'un diamètre proche ou égal au diamètre du trou foré. On distingue deux types de stabilisateurs, ceux à diamètre fixe et ceux à diamètre variable, pouvant être actionnés hydrauliquement ou mécaniquement à partir de la surface. Ils servent à stabiliser la BHA et à contrôler la direction de forage en fixant leur nombre, leurs diamètres ainsi que leurs positions.
- *Des moteurs à pression de boue (Positive Displacement Motors)* : Sont incorporés dans la partie inférieure de certaines garnitures afin de permettre la rotation de l'outil de forage indépendamment de la rotation du train de tiges. En plus de l'apport d'une puissance supplémentaire à l'outil de forage, ce procédé est généralement utilisé pour amorcer des déviations ou pour procéder à des corrections de trajectoire.
- *Des appareils de mesures (MWD/LWD)* : Ce sont des appareils embarqués dans la garniture et qui permettent de fournir des mesures de la direction de forage (inclinaison et azimut) ainsi que des propriétés des formations traversées (pression, température, argilosité, ...).
- *Le train de tiges (Drill Pipes, DP)* : C'est la partie la plus longue de la garniture ; elle est constituée de tubes plus minces d'acier qui s'étendent jusqu'à la surface et dont le rôle est de transmettre le couple vers l'outil de forage. En conditions normales, on s'arrange pour que le train de tiges soit en traction afin d'éviter son flambement.

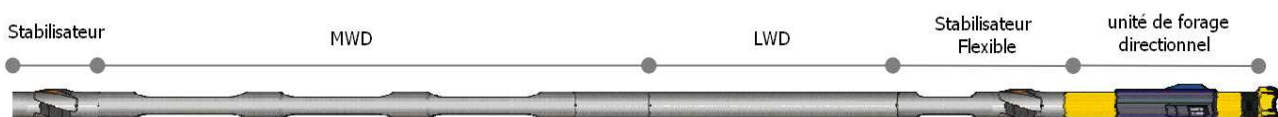


Figure 1.2 : Les éléments de la partie basse d'une garniture de forage (la BHA)

### 1.1.3 LES OUTILS DE FORAGE

L'outil de forage est l'élément destructeur de la roche. Le choix d'un outil doit se faire en fonction de la nature des formations à forer (dureté, abrasivité, hétérogénéité...), des conditions opératoires qui lui seront appliquées et de la configuration de la *BHA* utilisée.

On distingue deux grandes familles d'outils de forage :

- *Les outils tricônes* : les taillants travaillent essentiellement en mode de poinçonnement.
- *Les outils monoblocs de type PDC* : les taillants travaillent principalement en mode coupe (cisaillement).

#### 1.1.3.1 LES OUTILS TRICONES

Les outils tricônes sont constitués de 3 molettes disposées à  $120^\circ$  l'une de l'autre (Figure 1.3) et tournant chacune au tour de son propre axe. Les molettes sont montées sur des arbres de roulement qui font partie intégrante du corps de l'outil. Sous l'effet du poids et de la rotation appliqués à l'outil, les molettes roulent sur la roche et la détruisent essentiellement par poinçonnement. Ce type d'outil est souvent utilisé dans les roches dures.

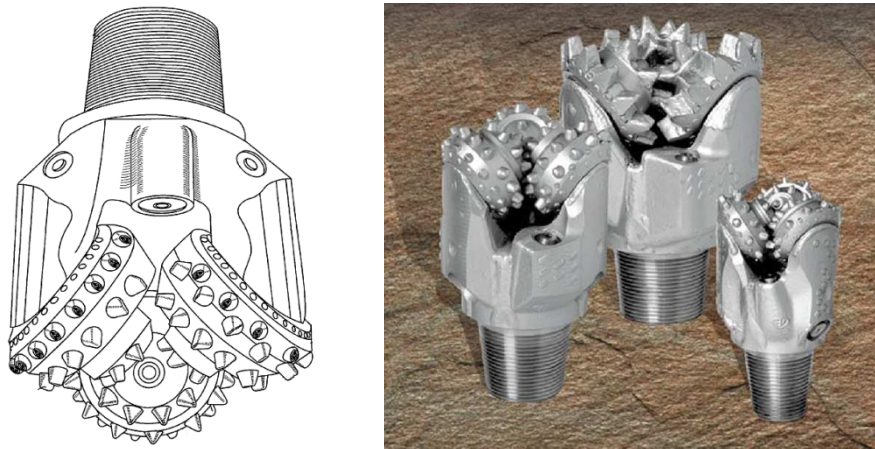


Figure 1.3 : Exemples d'outils tricônes (Catalogue Baker Hughes)

#### 1.1.3.2 LES OUTILS PDC

Ces outils, apparus au milieu des années 70, comportent des taillants appelés pastilles ou PDC (Poly-cristaline Diamond Compact) (Figure 1.4). Ceux-ci sont constitués d'une fine couche de diamant synthétique (1 à 3 mm d'épaisseur) brasée sur un support en carbure de tungstène. Le domaine d'utilisation de ce type d'outils est principalement les formations tendres à moyennement dures et peu abrasives. Cependant, les études tendent à repousser de plus en plus ses limites vers des roches plus dures et plus abrasives en élaborant des pastilles plus résistantes aux chocs et à l'usure.

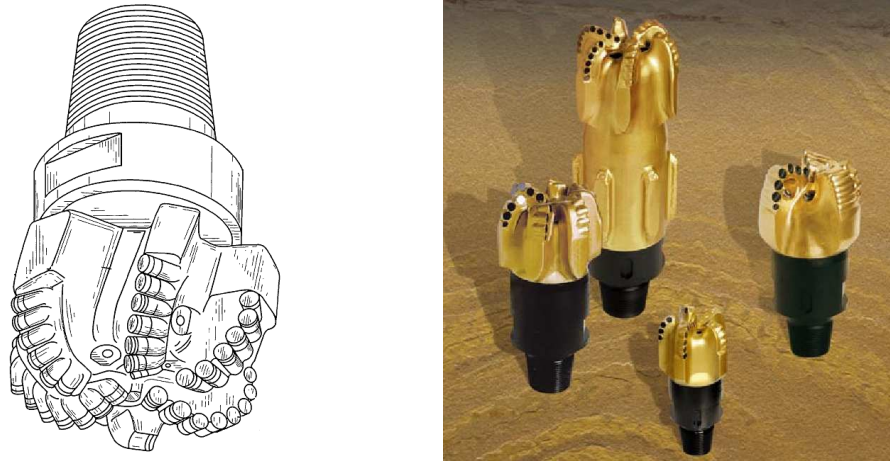


Figure 1.4 : Exemples d'outils PDC (Catalogue Baker Hughes)

Un outil PDC est principalement constitué de 3 parties distinctes (Figure 1.5) :

- *La structure de coupe* comprend toutes les pastilles PDC implantées à un rayon inférieur ou égal à celui de l'outil sur des lames droites ou spiralées. Le profil générique de l'outil joue un rôle primordial dans la stabilité et l'aptitude de l'outil à dévier.

L'implantation des pastilles doit assurer un recouvrement total du front de coupe au cours d'une révolution complète de l'outil, une répartition homogène de l'usure et un bon équilibre latéral et axial de l'outil. L'orientation d'une pastille est définie par son angle de coupe qui conditionne l'agressivité du taillant et sa résistance aux chocs, et son angle latéral qui sert à éjecter les copeaux vers la périphérie de l'outil.

- *La garde active* est composée de pastilles PDC tronquées au diamètre de l'outil. Ces taillants, appelés *trimmers*, de plus faible agressivité que les PDC, assurent un forage de diamètre égal au diamètre du corps de l'outil (garde passive) (Figure 1.6).
- *La garde passive* correspond à la partie stabilisatrice de l'outil et généralement composée de patins lisses (spiralés ou droits) ou couverts d'inserts diamantés. Elle joue un rôle primordial dans l'agressivité latérale de l'outil. Une attention particulière est, de nos jours, accordée à la conception et au dimensionnement des gardes passives pour leurs rôles d'amortissement des vibrations, d'amélioration d'état de surface des parois du puits et surtout de maîtrise du comportement directionnel d'une garniture de forage.

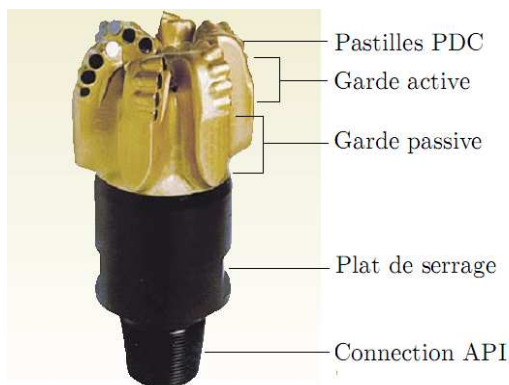


Figure 1.5 : La structure d'un outil monobloc PDC



Figure 1.6 : Trimmers dans la garde active

## 1.2 LE FORAGE DIRECTIONNEL

### 1.2.1 INTRODUCTION

Le forage directionnel consiste à piloter le puits à forer suivant une trajectoire qui peut être tridimensionnelle et complexe en vue d'atteindre une cible dans le sous-sol qui est généralement le réservoir (Figure 1.7). La maîtrise de la trajectoire s'avère un enjeu technologique et économique très important vu que la réussite d'un forage directionnel passe par le contrôle d'un nombre important de paramètres. Cette maîtrise passe non seulement par le contrôle et la modification d'une trajectoire au cours du forage, mais aussi par la capacité à prédire le comportement directionnel du système de forage composé de la garniture et de l'outil de forage.

Ce type de forage trouve son apogée dans plusieurs applications comme les puits à grand déport, le forage horizontal et le forage multilatéral à plusieurs niveaux.

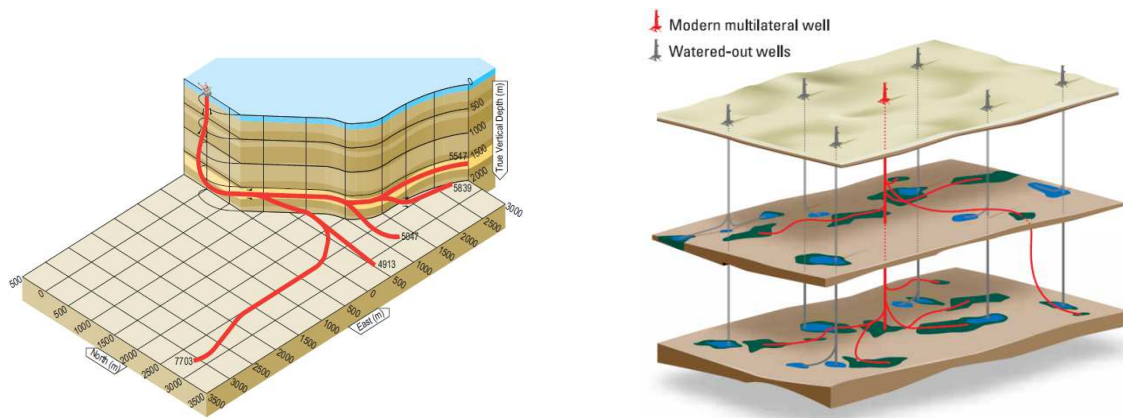


Figure 1.7 : Puits de forage directionnel à plusieurs niveaux

### 1.2.2 LA TRAJECTOIRE

La trajectoire d'un puits est obtenue à partir des mesures d'inclinaison, d'azimut et de longueur forée (Figure 1.8) :

- *La profondeur mesurée* (*"Measured Depth"*: MD) est la longueur réellement forée, obtenue en additionnant les longueurs de tiges de forage introduites dans le puits.
- *L'inclinaison de la trajectoire* est l'angle que fait la tangente au puits, au point de mesure, avec la verticale.
- *L'azimut* est l'angle entre le plan vertical contenant la tangente au puits et le plan contenant une direction horizontale fixe donnée, par convention le Nord magnétique. La mesure de l'inclinaison est réalisée par un pendule ou des accéléromètres et celle de l'azimut est obtenue à l'aide d'une aiguille aimantée ou d'un gyroscope.
- *Les gradients de déviation* : Les foreurs utilisent généralement la notion de gradient d'inclinaison et d'azimut, qui représente la variation de l'angle sur une longueur forée

donnée. Ils sont souvent exprimés en degrés par 30 m. Le gradient d'inclinaison est généralement compris entre 1 et  $15^\circ/30$  m, et le gradient d'azimut est beaucoup plus faible.

- *Courbure, DLS (DogLeg Severity)* : Le *DLS* renseigne sur la courbure de la trajectoire (plus cette valeur est élevée plus la déviation est importante) entre deux points de mesures A et B. Il est exprimé en fonction des trois grandeurs mesurées (MD, inclinaison et azimut).

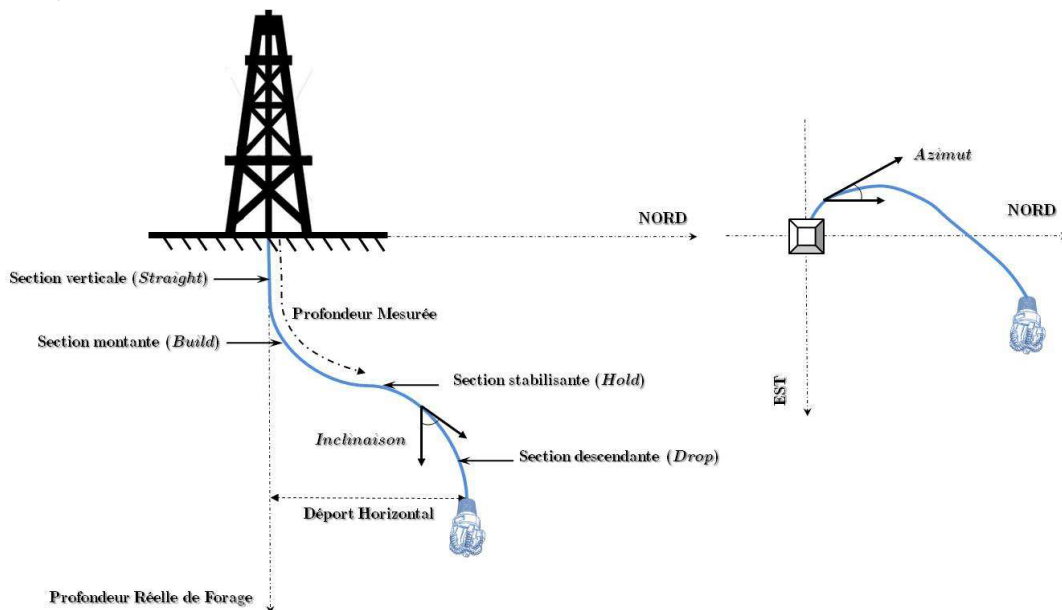


Figure 1.8 : Caractéristiques de la trajectoire d'un puits

### 1.2.3 APPLICATION DU FORAGE DIRECTIONNEL

Le forage directionnel trouve de nos jours une grande utilité et ne cesse de résoudre maints problèmes économiques et environnementaux. La maîtrise de cet art de forage s'avère désormais l'unique solution pour une exploitation optimale des réservoirs pétroliers en garantissant l'accessibilité, la productivité et la sécurité. Nous énumérons dans la suite les principales applications du forage directionnel (Figure 1.9).

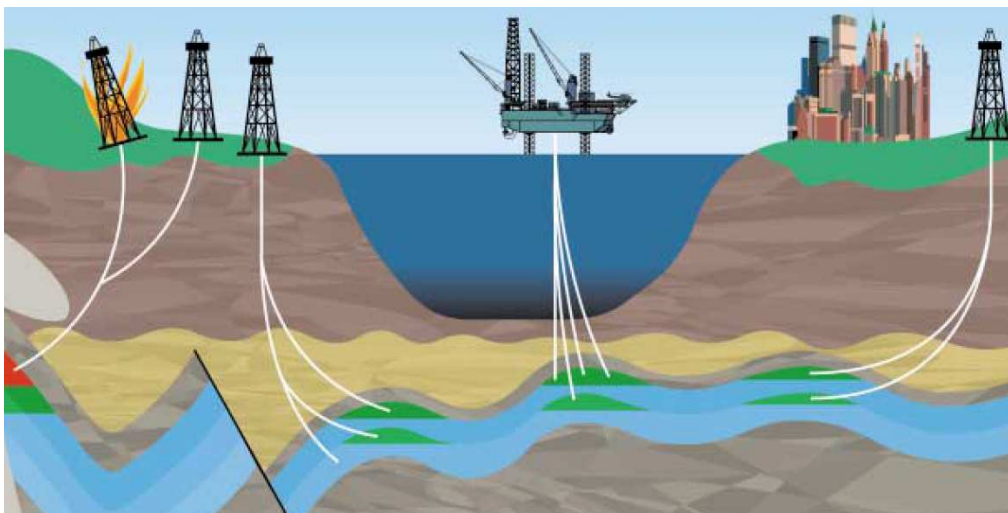


Figure 1.9 : Cas d'application du forage dévié



- *Sites inaccessibles*

Dans le cas d'un réservoir enfouit sous un lieu difficile d'accès (mer, lac, rivière, montagne, etc..) ou dans une zone urbaine dense, le forage directionnel servira aussi pour contourner des obstacles géologiques comme les dômes de sel et les formations dures.

- *L'exploitation de petits réservoirs*

Le forage d'un seul puits accédant à plusieurs petits réservoirs d'hydrocarbure permet une exploitation économique de ces réservoirs.

- *Augmentation du taux de récupération du pétrole*

L'utilisation du forage horizontal sert à augmenter la productivité du puits grâce à une plus grande surface de drainage du fluide.

- *Multiplicité de puits sur un même emplacement*

Les plateformes en mer exigent le forage de plusieurs puits à partir du même emplacement afin d'éviter le coût élevé d'installation d'autres plateformes de forage.

- *Accidents de forage*

Le forage directionnel est aussi utilisé pour remédier à des accidents graves lors du forage d'un puits. Il permet, par exemple, de stopper des éruptions accidentelles (*blowouts*) ou de diriger le flux de pétrole vers un autre puits de secours en cas d'incendie. Par ailleurs, en cas de rupture de la garniture de forage, les foreurs pratiquent couramment le *side tracking* pour abandonner la portion inférieure du forage contenant la partie de la garniture rompue et poursuivre le forage selon une nouvelle trajectoire.

#### 1.2.4 LES SYSTEMES DE FORAGE DIRECTIONNEL

Il existe sur le marché une panoplie de systèmes de forage directionnel. Chaque technologie a ses avantages, ses inconvénients et ses domaines d'application. Nous allons détailler dans la suite quelques exemples.

##### 1.2.4.1 LES GARNITURES “ ROTARY ”

Les garnitures “*rotary*” comportent un ou plusieurs stabilisateurs. Le comportement directionnel de la garniture est déterminé par le nombre, la position et le diamètre des stabilisateurs. Selon le besoin, la garniture peut avoir un effet montant, descendant ou stabilisé (Figure 1.10).

- *Les garnitures montantes (build up)* : Elles possèdent plusieurs stabilisateurs dont un proche de l'outil jouant le rôle de levier. Sous l'effet de la gravité, la section de la garniture se trouvant en amont du premier stabilisateur transmet à l'outil une force dirigée vers le haut (inclinaison croissante).

- *Les garnitures descendantes (drop off)* : L'effet descendant (inclinaison décroissante) est obtenu en supprimant l'effet de levier du premier stabilisateur. Ce dernier doit être supprimé ou suffisamment éloigné pour que le poids propre de la garniture génère une force latérale orientée vers le bas.
- *Les garnitures stabilisées (hold on)* : Par comparaison aux garnitures montantes, ces garnitures comprennent un stabilisateur supplémentaire entre le premier et le second qui annule l'effet de levier. L'inclinaison est alors gardée constante au cours du forage.

Une méthode permettant à une même garniture de basculer d'un effet montant à un effet descendant consiste à utiliser des stabilisateurs à diamètres variables. La modification du diamètre au cours du forage permet d'inverser la tendance du système. Ce changement est activé d'une façon mécanique ou hydraulique. On peut citer dans ce contexte l'exemple du projet *Gyrostab* (Genevois et al., 2003) qui permet à travers l'activation et la désactivation d'un stabilisateur de réaliser des phases de montée ou de descente.

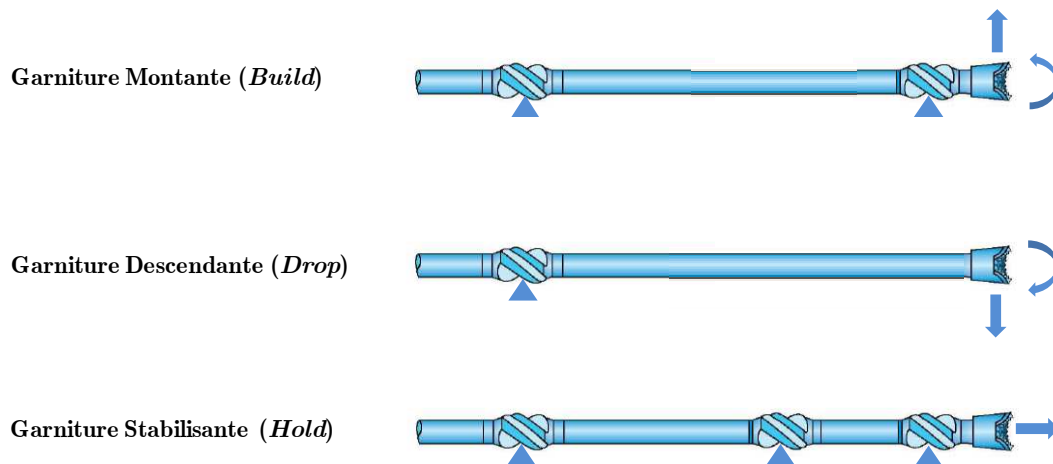


Figure 1.10 : Différentes configurations des garnitures rotary

#### 1.2.4.2 LES GARNITURES A COUDE

L'orientation du forage peut être suivie et maîtrisée, en utilisant conjointement des systèmes déviateurs classiques, tels qu'un moteur de fond assemblé à un raccord coudé (*motor and bent-sub* ; figure 1.11) ou, plus récemment, un moteur de fond avec un coude intégré (*bent-housing* ; figure 1.12). Ces systèmes de forage, et principalement le dernier cité, qui est très largement utilisé aujourd'hui, ont pris une part de plus en plus importante au sein de la panoplie des outils directionnels mis au service des opérations du forage dirigé.

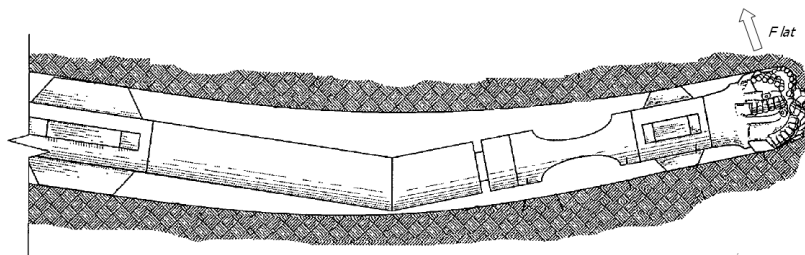


Figure 1.11 : La garniture à coude avec moteur de fond de puits

Cette garniture fonctionne selon deux modes :

- *Mode Glissement (Sliding)* : La rotation de la garniture de forage étant arrêtée depuis la surface, seul le moteur de fond permet la rotation de l'outil. Cela permet au forage de progresser dans la direction de l'axe de rotation de l'outil (Figure 1.12).

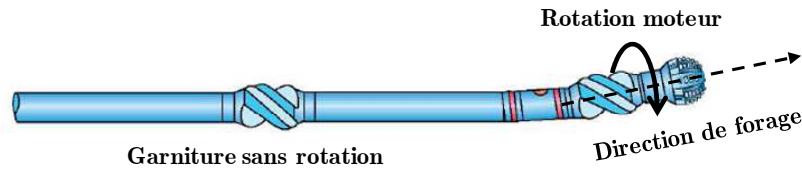


Figure 1.12 : Tiges en mode Glissement (Sliding)

- *Mode Rotary* : L'ensemble de la garniture est en rotation. Il n'y a plus, par conséquent, d'angle de pivotement sur l'outil (Figure 1.13).



Figure 1.13 : Tiges en mode Rotary

Le recours à la phase *sliding* pour corriger la direction du forage s'accompagne généralement par une réduction de la vitesse d'avancement compte tenu des frottements statiques importants entre les tiges et les parois du puits. Le nettoyage du trou sans rotation des tiges devient aussi difficile car les débris de roche ont tendance à se déposer sur la partie basse du puits. Par conséquent, au moment de l'enclenchement de la phase *rotary*, les débris seront éjectés en masse provoquant ainsi le *Hole Pack Off*.

Diriger ce type de système nécessite le maintien de l'orientation du coude dans la direction désirée. Les couples réactifs du moteur influent sur la direction de forage provoquant des phénomènes de spirallage de la trajectoire, cela induira un état de surface médiocre du puits et, par conséquent, une éventuelle perte de la garniture au fond du puits suite à l'endommagement des tiges (Pratten C, 2001).

### 1.2.5 LES GARNITURES *ROTARY STEERABLE SYSTEMS* (RSS)

Avec la hausse des prix des hydrocarbures et devant la rareté de plus en plus grandissante des ressources faciles d'accès, les opérateurs sont face à de nouveaux challenges qui consistent à concevoir de nouveaux modes de forage permettant d'atteindre des réservoirs éloignés, exploiter de petits réservoirs et minimiser les coûts de forage tout en préservant l'environnement très fragile.

Les *Rotary Steerable Systems* s'avèrent désormais le remède à ces problèmes. Apparus à la fin des années 90, les *RSS* ne cessent d'évoluer et de marquer des records dans le forage des

puits à trajectoires tridimensionnelles complexes. Le forage de certains puits, surtout horizontaux, n'était pas possible avec les garnitures conventionnelles rotary ou à coude. Ces garnitures permettent de diriger les trajectoires sans avoir besoin d'arrêter la rotation des tiges. L'efficacité de ces nouveaux systèmes réside dans leur utilisation d'une boucle de régulation rendant ainsi automatique ou semi-automatique les opérations de contrôle et de correction. Cette technologie a permis (Janwadkar et al., 2009) :

- le contrôle de la trajectoire du forage avec une grande précision (de l'ordre de 30 cm) ;
- la réduction du couple et des forces de frottement de 25 à 30% ;
- le forage sans avoir recours au mode *sliding* ;
- l'augmentation de la vitesse de pénétration ;
- la réduction de la durée de forage et, par conséquent, des coûts du forage (250 000 \$/jour).

On distingue aujourd'hui deux grandes familles de *RSS*. Elles sont présentées ci-dessous.

#### 1.2.5.1 *PUSH THE BIT* (PuTB)

Cette technologie se résume à l'application d'une force latérale sur l'outil afin de changer la direction de forage (Figure 1.14). L'amplitude de cette force ainsi que sa direction sont variables en fonction des caractéristiques de l'outil de forage utilisé, des formations forées et de la *DLS* à atteindre.

Un système *PuTB* se compose généralement de deux unités :

- *Bias Unit* : se trouve directement avant la tête de forage et applique une force latérale par le biais de trois patins (Figure 1.15) qui sont contrôlés séparément. Le contrôle se fait par une valve qui ajuste le flux de boue nécessaire à l'application d'une pression sur les patins. Une fois excités, les patins glisseront séparément vers l'extérieur (extension maximale de 1 cm) pour s'appuyer contre les parois du puits et générer ainsi une force latérale à l'outil, résultante des trois forces appliquées par les patins.
- *Control unit* : se compose de cartes électroniques autoalimentées, de capteurs et de mécanismes qui contrôlent l'amplitude et la direction de la force latérale. Un algorithme calcule en continu la pression à appliquer sur chaque patin pour fournir la force désirée.

Généralement, avec ce type de *RSS* toutes les tiges de forage sont continuellement en rotation. Les *Bias & Control Units* sont maintenues géostatiques par le biais des patins qui poussent contre les parois du puits tout au long de la phase de déviation. L'absence de la phase *sliding* dans les systèmes *PuTB* garantit un nettoyage permanent du fond de puits. Ces systèmes peuvent être couplés avec des moteurs de fond de puits. Cela a permis une augmentation des vitesses de pénétration d'environ 200% par rapport au système moteur coudé sur le site de forage de Vankor en Sibérie (Zimuzor et al., 2011). Un gain de temps de forage de 25% à 47% a été enregistré dans les sites de Tomoporo au Venezuela en utilisant cette technique (Danny et al., 2009).

L'inconvénient des systèmes *PuTB* réside dans le risque d'usure des patins lors des phases de déviation. Cette technique n'est pas applicable dans le cas des formations tendres à cause de problèmes d'enfoncement des patins dans la roche ou quand le diamètre du trou devient supérieur à celui de l'outil, l'extension des patins étant limitée à 1 *cm* au plus.

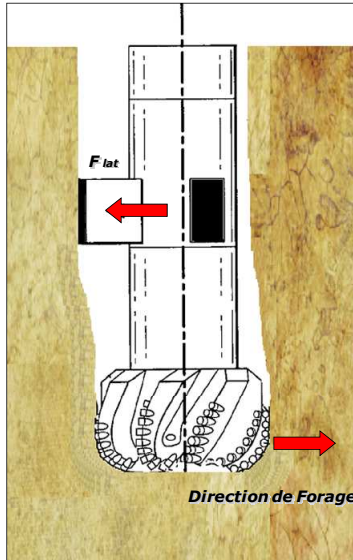


Figure 1.14 : Force latérale appliquée par les patins

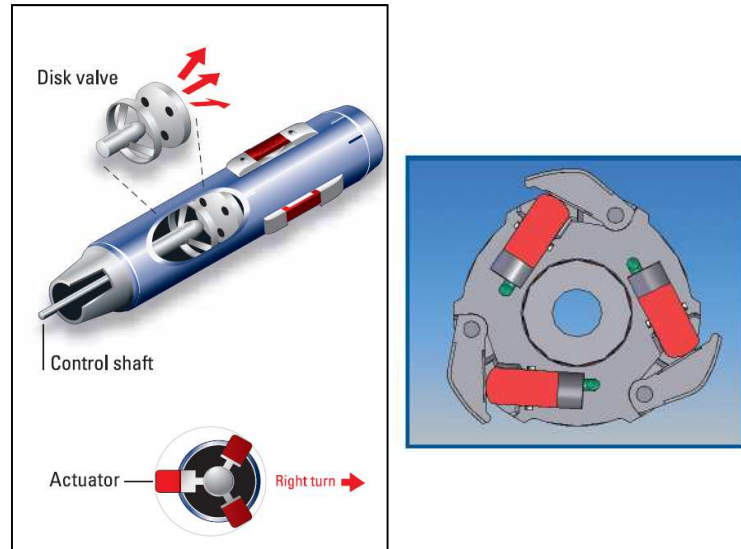


Figure 1.15 : La commande des patins par une valve rotative

### 1.2.5.2 POINT THE BIT (POTB)

Cette technologie consiste à appliquer un angle de pivotement, appelé angle de *tilt*, à l'outil de forage. Un *tilt* est défini comme étant l'angle entre l'axe de rotation de l'outil et la tangente au fond du trou (Figure 1.16). Le principe de fonctionnement du système *PoTB* est similaire à celui de la garniture à coude (Figure 1.11). Cependant, à l'encontre de la garniture à coude, les systèmes *PoTB* permettent d'appliquer un *tilt* variable à l'outil et en temps réel sans besoin d'arrêter la rotation des tiges de forage.

Le système *PoTB* se compose généralement de 3 parties différentes :

- La section de pilotage (*Steering section*) : C'est l'unité de commande qui applique un *tilt* à l'outil. Il y a une panoplie de technologies utilisées pour orienter l'outil : Il y a des modèles qui permettent d'excentrer l'arbre de forage, qui est ainsi déformée, par un jeu de deux cames (excentriques). L'angle de *tilt* appliqué à l'outil est proportionnel à l'angle et à la direction de rotation des cames (Figure 1.17). Il existe d'autres modèles qui utilisent un moteur à la place des cames.
- La section des commandes électriques (*Electronics & Sensor section*) : Se compose de cartes électroniques autoalimentées et de capteurs qui contrôlent l'angle et la direction de rotation des cames ou du moteur qui sont générés en fonction de la trajectoire préalablement programmée par les ingénieurs de forage. Le système fonctionne donc en boucle fermée et compare, en temps réel, la direction de la face de l'outil à la direction

programmée. Le forage est complètement automatisé et les foreurs peuvent agir à tout moment pour corriger la trajectoire.

- Le module d'énergie (*Power Generation section*) : Il s'agit d'une turbine qui convertit le flux de boue de forage en puissance électrique pour l'alimentation du système.

Dans les systèmes *PoTB* le module d'énergie et la section des commandes électriques sont maintenus géostationnaires, ce qui permet d'avoir une référence sur laquelle le système calcule l'angle de *tilt*. Les tiges de forage, en revanche, sont en rotation continue garantissant un nettoyage permanent du fond de puits.

L'avantage des systèmes *PoTB* réside dans l'absence de composants frottant contre les parois du puits, ce qui leur confère un comportement plus déterministe que les systèmes *PuTB*. En revanche, ces garnitures directionnelles présentent l'inconvénient de ne pas pouvoir fournir de force latérale suffisante à l'outil. De même, le fonctionnement de ces systèmes peut s'accompagner de vibrations importantes.

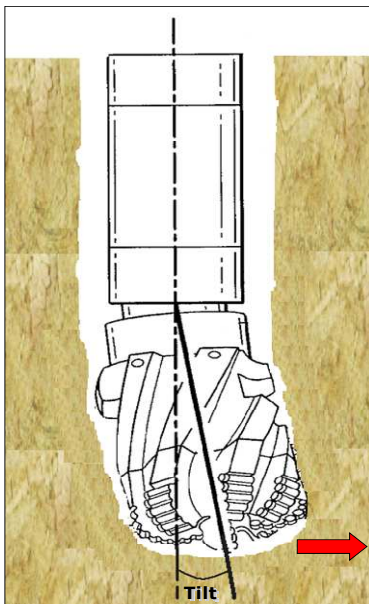


Figure 1.16 : Angle de tilt appliqué par les systèmes *PoTB*

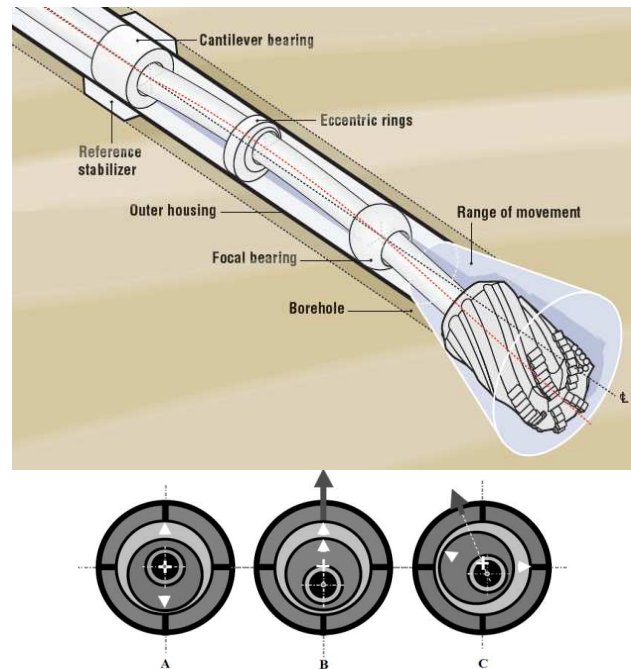


Figure 1.17 : A- les deux cames sont de sens opposé : *Tilt=0*  
 B- les deux cames sont dans le même sens : *Tilt max vers le haut*  
 C- Jeu des deux cames : *Tilt intermédiaire*

## 1.2.6 COMPORTEMENT DIRECTIONNEL DES OUTILS DE FORAGE

### 1.2.6.1 INTRODUCTION

L'outil de forage est un élément clé du système de forage. Son comportement directionnel couplé à celui de la garniture de forage influence la direction et la vitesse de forage. L'étude du comportement directionnel d'un système de forage passe inéluctablement par la compréhension du comportement directionnel de l'outil.

Des définitions claires des termes relatifs au comportement directionnel de l'outil de forage s'avèrent indispensables.

### 1.2.6.2 DEFINITIONS

#### LA FORABILITE

Dans le passé, les outils de forage étaient conçus pour forer une trajectoire rectiligne suivant la direction de leurs axes de rotation. Avec l'apparition du forage directionnel, les concepteurs ont doté les outils d'une certaine agressivité latérale leur permettant de forer latéralement et donc de dévier la trajectoire.

La forabilité est définie comme étant le rapport entre le déplacement par tour de l'outil et la force nécessaire à ce déplacement dans une direction donnée. Ainsi, la forabilité axiale se met sous la forme suivante :

$$D_{ax} = \frac{h_{ax}}{WOB} \quad (\text{Eq 1.1})$$

Où  $WOB$  est le poids appliqué sur l'outil et  $h_{ax}$  la pénétration verticale par tour d'outil. Par analogie, la forabilité latérale est explicitée selon la relation ci-dessous :

$$D_{lat} = \frac{h_{lat}}{F_{lat}} \quad (\text{Eq 1.2})$$

Où  $F_{lat}$  est la force latérale encaissée par l'outil et  $h_{lat}$  la pénétration latérale par tour d'outil. La forabilité latérale est un indicateur de l'agressivité latérale d'un outil de forage. Elle a une influence directe sur le comportement en inclinaison du système de forage.

#### STEERABILITY DE L'OUTIL (BS)

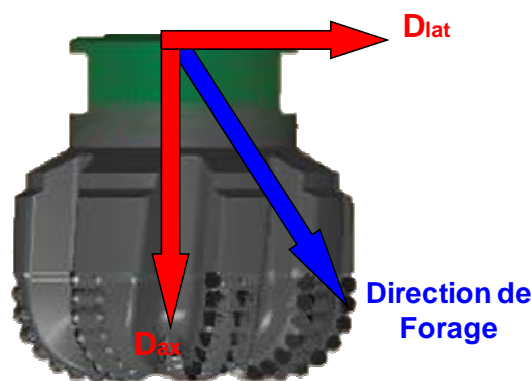


Figure 1.18 : Forabilité sur un outil de forage

La *steerability* ou la pilotabilité de l'outil (*Bit Steerability*) est un indicateur de la capacité de l'outil, soumis à des forces axiale et latérale, à dévier. Elle est équivalente au rapport des forabilités latérale et axiale de l'outil.

$$BS = \frac{D_{lat}}{D_{ax}} \quad (\text{Eq 1.3})$$

Cette définition stipule alors qu'un outil est d'autant plus *steerable* ou directionnel que son agressivité latérale est importante, et cela pour une pénétration axiale donnée.

#### LE WALK DE L'OUTIL

L'angle du *walk* ou le roulement de l'outil a été introduit par Ho H.S. (1995). Il correspond à l'angle, orienté suivant la vitesse de rotation, entre la direction de la force latérale à l'outil et la direction du déplacement latéral de ce dernier. Si cet angle est négatif, on dira que l'outil a une tendance gauche et s'il est positif, on dira que l'outil a une tendance droite. L'outil aura une tendance neutre s'il fore dans la direction de la force latérale (Figure 1.19). C'est le *walk* de l'outil qui régit son comportement azimuthal.

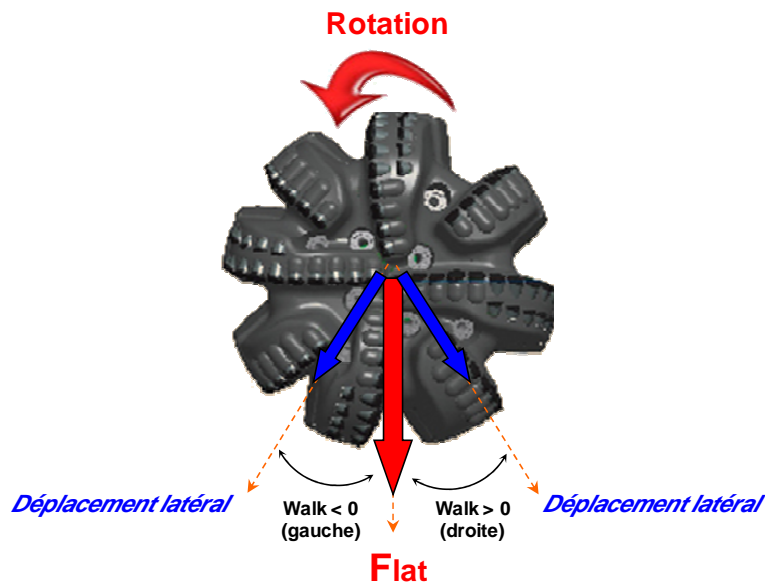


Figure 1.19 : Les tendances azimuthales d'un outil de forage

#### L'ANGLE DE TILT

L'angle de *tilt* est défini comme étant l'angle entre l'axe de rotation de l'outil de forage et l'axe du puits au fond du trou (Figure 1.20). Cet angle est généralement faible et reste inférieur à 2°. Bien que ce *tilt* est considéré comme étant une caractéristique principale des systèmes *PoTB* (paragraphe 1.2.5.2), plusieurs auteurs comme Pastuasek et al. (2005), Perneder et al. (2011) et Menand et al. (2012) soulignent qu'il est aussi quasi-présent sur toutes les garnitures de forage dirigé. Cet angle est, entre autres, dû à la déformation de ces dernières sous l'action des stabilisateurs ou des patins directionnels dans le cas des garnitures *PuTB*.



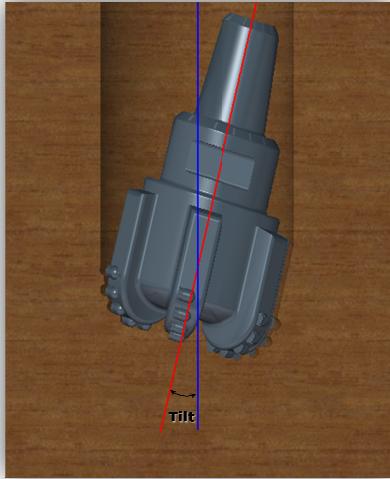


Figure 1.20 : Angle de tilt sur l'outil de forage

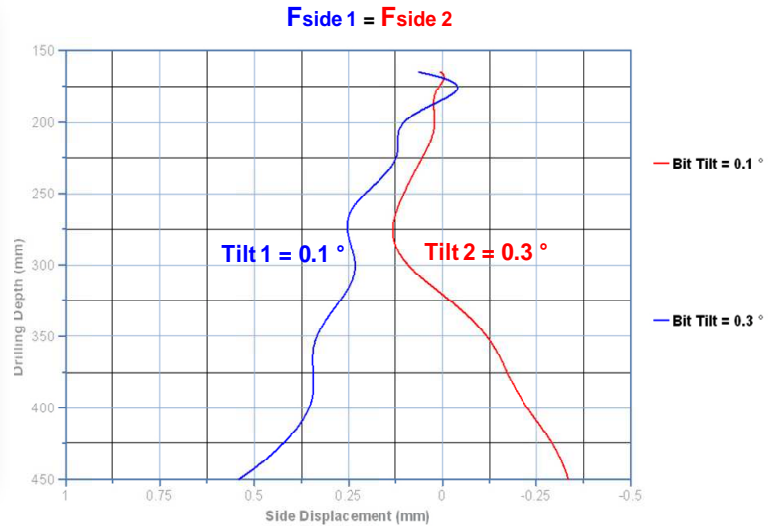


Figure 1.21 : Changement de la trajectoire du trou en fonction de l'angle de tilt pour une force latérale sur l'outil constante

Il serait utopiste de considérer que l'outil de forage demeure droit dans le trou dans un contexte de forage dévié. Peneder et al. (2011) et Menand et al. (2012) évoquent qu'il est possible de forer une section stabilisée d'un puits avec un outil *tilté*. Ce phénomène est qualifié de “ forage en crabe ”. Dans ce cas, les interactions et le contact entre l'outil et les parois du puits varient en fonction de l'angle de *tilt*. Par conséquent, le comportement directionnel de l'outil de forage sera directement influencé par l'amplitude et la direction de cet angle, comme le montre la figure 1.21 qui illustre deux essais de forage réalisés avec une garniture *PuTB* à force latérale sur l'outil constante et avec deux angles de *tilt* différents.

Si la force latérale est généralement bien prise en compte dans les modèles d'interaction outil-roche existants dans la littérature, l'influence du *tilt* de l'outil a souvent été négligée. Dès lors, l'étude de ce paramètre s'avère importante pour une meilleure compréhension du comportement directionnel de l'outil de forage.

### 1.2.6.3 COMPORTEMENT DIRECTIONNEL

La réponse directionnelle d'un outil de forage peut être décrite par son comportement en inclinaison et son comportement en azimut. Plusieurs travaux de recherche ont été conduits afin de mieux cerner les paramètres influant le comportement directionnel des outils de forage.

#### COMPORTEMENT EN INCLINAISON

Les données expérimentales, collectées au cours de forages effectués avec différents outils de forage de type PDC, ont permis à Mensa-Wilmot et al. (2006) d'affirmer que le profil de la structure de coupe ainsi que la répartition des taillants sur cette structure affectent

directement le comportement de l'outil en inclinaison. Les études de Menand (2001) corroborent cette affirmation et montrent qu'un outil à profil plat a une plus grande forabilité latérale qu'un outil à profil parabolique. L'auteur souligne aussi que le nombre, la densité et la surface de frottement des *trimmers* ont une influence notable sur la forabilité latérale. Cela a été confirmé aussi par Steve et al. (2008) qui ont remarqué une amélioration du gradient d'inclinaison en augmentant, de 2 à 4, le nombre de *trimmers* sur la garde active.

En conduisant des essais de forage dans le calcaire de Buxy ( $R_c = 120 \text{ MPa}$ ) et le grès des Vosges ( $R_c = 36 \text{ MPa}$ ) avec des outils PDC, Menand et al. (2003) déduisent que la forabilité latérale est inversement proportionnelle à la longueur des gardes passives. En revanche, les essais de forage menés par Stroud et al. (2004) dans des blocs de béton montrent que l'utilisation de longues gardes passives permet de limiter les vibrations et le phénomène d'élargissement du trou ; l'addition de gardes passives (*Lug Pads*) sur des outils tricônes améliore leurs forabilités latérales (de plus 30 % en termes de gradient d'inclinaison) et de leur stabilité au fond du trou.

Le diamètre des gardes passives influence considérablement le comportement en inclinaison des outils de forage. En analysant les données de forage, Gregory et al. (2011) constatent que l'utilisation d'une garde passive de 7 *pouces* de longueur, inclinée de  $0,6^\circ$  (*Tapered*) sur un outil PDC de  $12^{1/4}$  *pouces* de diamètre (Figure 1.22), limite les vibrations et permet de réaliser un bon état de surface des parois du puits. Cette configuration d'outil assure en outre une agressivité latérale permettant d'atteindre les déviations planifiées et assurer une amélioration de 70% de la vitesse de forage. Les mêmes conclusions étaient tirées par Lines et al. (2011) qui ont effectué des essais de forage de 27 *mètres* de longueur dans des blocs de béton et dans un site d'essais au Nord-est d'Oklahoma, avec des outils PDC dont la longueur de garde passive inclinée ou en escalier (*stepped*) varie de 4 à 18 *pouces* (Figure 1.22). Ils stipulent, d'après la campagne expérimentale, que les gardes passives doivent être assez longues pour diminuer l'élargissement du trou (Hole Overgauge) et empêcher l'arc-boutement de l'outil contre les parois du fond de trou (cock and lock phenomenon). En revanche, ils mettent en garde contre les longueurs excessives de ces gardes qui nécessiteront un couple de forage très important. Ils recommandent une longueur des gardes qui varie entre 0,5 à 1,5 fois le diamètre de l'outil pour assurer un comportement directionnel optimal de l'outil.

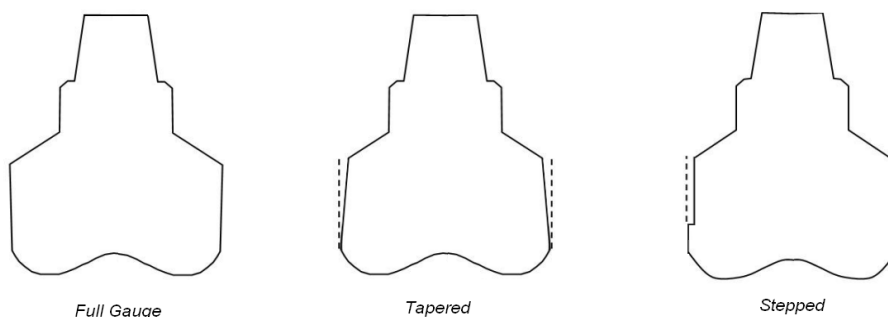


Figure 1.22 : Les différentes configurations des gardes passives

Les travaux du centre de Géosciences de MINES ParisTech (Menand ; 2001) sur l'influence de l'angle de frottement des gardes passives sur le comportement de l'outil en inclinaison dans le calcaire de Buxy ( $R_c = 120 \text{ MPa}$ ) et le grès des Vosges ( $R_c = 36 \text{ MPa}$ ), montrent que les gardes équipées d'inserts en diamant sont plus agressives latéralement que les gardes lisses.

La vitesse de rotation et la vitesse de forage ( $ROP$ ) ont une influence directe sur le comportement en inclinaison des outils de forage. Dans ce contexte, une étude expérimentale a été menée par Ernst et al. (2007) avec un outil PDC (diamètre :  $8^{1/2} \text{ pouces}$ , longueur garde passive :  $4 \text{ pouces}$ ) dans le calcaire de Bedford ( $R_c = 41 \text{ MPa}$ ) et le calcaire de Carthage ( $104 \text{ MPa} < R_c < 124 \text{ MPa}$ ) ; l'inclinaison du trou foré dans le calcaire de Bedford passe du simple au double en doublant la vitesse de rotation de  $120$  à  $240 \text{ tr/min}$  et cela pour une force latérale sur l'outil et un  $ROP$  constants (respectivement de  $890 \text{ daN}$  et de  $5.5 \text{ m/h}$ ). Les auteurs concluent que la forabilité latérale est proportionnelle à la vitesse de rotation de l'outil, mais inversement proportionnelle à la vitesse de forage dans les deux roches. Cependant, ils mettent en garde contre une augmentation de la vitesse de rotation de l'outil et une diminution de sa vitesse de pénétration de manière simultanée, car ceci peut générer des vibrations latérales sévères pouvant causer l'endommagement de l'outil et l'altération de son comportement directionnel ainsi que celui de l'ensemble du système de forage.

Avec l'apparition des garnitures de forage directionnelles, plusieurs auteurs se sont penchés sur l'étude de l'influence du *tilt* sur le comportement directionnel du système de forage. Brett et al. (1986), Ho (1987) et Studer et al. (2007) affirment que la prise en compte du *tilt* combiné avec la force latérale sur l'outil est indispensable pour une meilleure compréhension de la réponse directionnelle de l'outil de forage. Perneder et al. (2011) confirment que le *tilt* est la conséquence de la flexion de la garniture sous l'effet des forces appliquées par les patins directionnels dans le cas des garnitures *PuTB*. Cet angle fait varier les interactions entre l'outil de forage et les parois du fond du trou, donc comme conséquence la modification de la forabilité latérale. Les essais sur le banc de forage conduits au centre de Géosciences de MINES ParisTech (Menand ; 2012) avec des outils PDC dans le grès des Vosges ( $R_c = 36 \text{ MPa}$ ) et le grès de la Rhune ( $R_c = 134 \text{ MPa}$ ) montrent que la forabilité latérale de l'outil est proportionnelle au *tilt* et que cet effet est d'autant plus important dans le cas d'outils équipés avec de longues gardes passives. Ils révèlent l'importance de la prise en compte du *tilt* dans les modèles d'interaction outil-roche puisque la direction du forage en dépend.

#### COMPORTEMENT EN AZIMUT

Il est communément admis que les outils tricônes ont souvent une tendance droite et que les outils PDC ont, dans la majorité des cas, une tendance gauche. Simon (1996) met en évidence de manière théorique le phénomène du *walk* à travers l'utilisation d'un modèle d'interaction outil-roche pour calculer les efforts sur la structure de coupe d'un outil PDC, et

cela pour un avancement par tour de l'outil fixé. Il conclut, comme Ho H.S. (1995), que la présence d'un cône central (*inner cutters*) génère une tendance droite, quant à la zone latérale de la structure de coupe (*shoulder cutters*), elle tend à faire rouler l'outil vers la gauche. Ce comportement est d'autant plus accentué que l'angle de coupe des taillants PDC est grand et que le nombre de *trimmers* sur la garde active est important ; ces deux paramètres vont donc jouer un rôle prépondérant dans le comportement azimutal de l'outil. De même, les études au centre de Géosciences ont permis d'affirmer que la géométrie de la garde passive ainsi que l'angle de frottement à son interface avec les parois du trou ont une influence déterminante sur l'angle de *walk* de l'outil. De ce fait, plus la garde passive est lisse, et plus l'angle de *walk* est faible.

L'étude de Chen et al. (2008) portant sur le comportement azimutal d'un outil PDC couplé avec des RSS, prouve que le *walk* de l'outil dépend du profil de la structure de coupe, de la géométrie des gardes, des propriétés de la formation forée ainsi que de la forme du trou. Les auteurs soulignent que le processus d'interaction entre l'outil et le fond du trou est directement influencé par l'angle de *tilt* généré par les RSS. Un phénomène de concentration de contraintes sur le point d'appui (*fulcrum point*) entre l'outil et la roche, dû au *tilt*, peut changer radicalement le comportement azimutal du même outil. Chen et al. (2008) mettent en garde sur le fait qu'un outil PDC peut rouler à droite quand l'outil fore un trou horizontal de diamètre supérieur.

### 1.3 CONCLUSION

Le comportement directionnel d'un système de forage passe par une meilleure compréhension des interactions entre ce dernier et les parois du puits. En effet, plusieurs paramètres sont prépondérants pour cerner la réponse directionnelle d'un système de forage :

- le type de la garniture de forage (*Bottom Hole Assembly, Rotary Steerable System (RSS)*, raccord coudé) ;
- la configuration de la garniture de forage (nombre, position et diamètre des stabilisateurs) ;
- la géométrie de l'outil (profil de coupe, structure et longueur des gardes) ;
- les sollicitations à l'outil (force latérale, *tilt*) ;
- la nature et les caractéristiques des formations rocheuses forées ;
- les paramètres de forage (*WOB, RPM, ROP*).

Bien que le comportement directionnel des garnitures de forage ait été bien étudié, celui de l'outil reste encore à appréhender surtout après l'apparition des *RSS* qui appliquent une combinaison de force latérale et de *tilt* à l'outil.

Toutes les études dédiées à comprendre l'influence du *tilt* sur le comportement directionnel des outils de forage ont montré que la longueur ainsi que la structure de la garde passive influencent considérablement le comportement directionnel de l'outil. Un modèle théorique régissant les mécanismes de frottement et calculant le bilan des forces sur la garde passive s'avère donc indispensable pour pouvoir évaluer correctement la réponse directionnelle des outils de forage.

## 1.4 POSITION DU PROBLEME

### 1.4.1 INTRODUCTION

L'analyse du comportement directionnel d'un système de forage ne peut pas se faire sans une meilleure compréhension de celui de l'outil de forage. L'outil est généralement soumis à une force latérale et à un angle de *tilt*, imposés par la garniture de forage. Si la force latérale est souvent bien prise en compte dans les modèles d'interaction outil-roche existants, l'effet du *tilt* de l'outil a souvent été négligé. Or, ce paramètre est le principal responsable de la déviation pour certaines garnitures de forage, tels les nouveaux systèmes RSS imposant une direction forcée à l'outil (Point-the-Bit). L'analyse du comportement directionnel d'un outil de forage passe obligatoirement par la modélisation des efforts sur chacune de ses parties, à savoir : la structure de coupe, la garde active et la garde passive. Bien que cela fût le cas pour la structure de coupe et la garde active, aucune étude, à notre connaissance, n'a porté sur la modélisation des efforts de frottement sur la garde passive. Le rôle majeur de cette garde dans le comportement directionnel de l'outil, et par conséquent du système de forage, nous a amenés à établir une modélisation de l'interaction entre cette partie de l'outil et la roche.

Notre méthodologie d'étude du comportement directionnel d'un outil de forage se base sur la compréhension des mécanismes de destruction de la roche à l'échelle d'un taillant ou d'un élément coupant. Pendant le forage, les différentes parties de l'outil sont en contact avec la roche et participent toutes à des actions de coupe et de frottement. De ce fait, nous avons choisi de développer un seul modèle élémentaire de coupe applicable à toutes les parties de l'outil, quelles que soient leurs géométries et leurs modes d'actions. L'étude est limitée au cas des outils monoblocs de type PDC.

Le choix de cet outil s'explique par son utilisation courante avec les garnitures directionnelles rotary. En effet, il offre aux foreurs une large marge de manœuvre quant au choix des agressivités latérales et donc des capacités de déviation. Sa structure modulable permet d'intégrer des longueurs différentes de gardes passives, contrairement aux outils tricônes, afin d'amortir les vibrations et d'avoir une paroi du trou lisse et de diamètre constant.

### 1.4.2 OBJECTIF DE LA THESE

L'objectif de cette thèse est, avant tout, l'intégration de l'effet du *tilt* de l'outil sur le comportement directionnel d'une garniture de forage rotary. Pour ce faire, un nouveau modèle élémentaire d'interaction taillant-roche sera développé et sera utilisé pour le calcul des efforts de coupe et de frottement sur toutes les parties de l'outil PDC, la garde passive incluse.

La validation du nouveau modèle d'interaction outil-roche s'appuiera sur une étude expérimentale effectuée sur le banc de forage du Centre de Géosciences à Pau avec des outils de forage en grandeur réelle.

### 1.4.3 PLAN DE L'ETUDE

#### 1.4.3.1 ETUDE DE L'INTERACTION TAILLANT-ROCHE

Nombreux sont les auteurs qui se sont penchés sur l'étude des modèles élémentaires de la coupe en saignée isolée et creusée dans une roche homogène et isotrope. Bien que ces modèles parviennent à prédire les efforts de creusement sur un taillant présentant une faible surface d'usure, ceux-ci surestiment considérablement les efforts dans le cas des tailants présentant une surface importante de frottement, appelés patins frottants et dont l'action est similaire au travail des gardes passives de l'outil de forage.

Nous proposons dans cette partie une nouvelle formulation de l'interaction taillant-roche qui se base sur l'évaluation d'une surface effective de frottement à partir de résultats de simulations numériques par la méthode des éléments finis du processus de coupe de la roche. Un nouveau modèle, fournissant les efforts nécessaires au creusement en fonction des paramètres de la coupe et des propriétés de la roche, sera appliqué dans le cas de taillant PDC neuf, patins rectangulaires et cylindriques neufs ou usés et des tailants tronqués (*trimmers*). Ce modèle sera utilisé, entre autres, pour l'évaluation des efforts sur les gardes passives de l'outil de type monobloc PDC.

Le modèle élémentaire d'interaction taillant-roche sera validé à partir des résultats d'essais de coupe de saignées isolées effectués dans deux roches différentes.

#### 1.4.3.2 ETUDE DE L'INTERACTION OUTIL-ROCHE

Nous effectuons dans cette partie une analyse bibliographique sur les méthodes de calcul du comportement directionnel des outils de type monobloc PDC. Compte tenu de la limitation des modèles existants pour décrire le comportement de ces outils, qui sont utilisés avec les nouveaux systèmes de forage directionnel type *Point The Bit*, nous proposons un nouveau modèle fondé sur une approche cinématique. Ce dernier calcule les efforts de coupe, moyennés sur un tour, en fonction des déplacements de l'outil qui sont décomposés en une translation et une rotation. Les zones de contact entre l'outil et la surface du trou sont calculées en fonction de l'angle de *tilt* de l'outil. Nous appliquons le modèle d'interaction élémentaire pour déterminer les efforts de coupe sur l'outil et déduire les caractéristiques directionnelles en termes de forabilité latérale et de *walk*.

Le modèle d'interaction outil-roche est validé expérimentalement par des essais de forage, en grandeur réelle, sur un banc spécialement conçu pour étudier le comportement directionnel des outils. Nous analysons, enfin, l'influence de chaque partie de l'outil, des propriétés mécaniques de la roche ainsi que des paramètres opératoires sur la forabilité latérale et le *walk* de l'outil.

---

## CHAPITRE 2

MODELISATIONS THEORIQUE ET  
EXPERIMENTALE DE L'INTERACTION  
TAILLANT-ROCHE



## 2 MODELISATIONS THEORIQUE ET EXPERIMENTALE DE L'INTERACTION TAILLANT-ROCHE

### 2.1 INTRODUCTION

L'étude du comportement directionnel des outils de forage PDC passe essentiellement par une meilleure compréhension de l'interaction élémentaire entre les différents types de taillants qui les constituent et la roche à forer.

Merchant fut le pionnier de la modélisation de coupe des métaux en 1944. Par la suite, d'autres auteurs ont proposé des modèles proches de celui de Merchant. Nishimatsu (1972) fut l'un des premiers à proposer un modèle adapté à la coupe des roches. Depuis, d'autres chercheurs ont développé de nouveaux modèles en utilisant différents critères de rupture (Evans, 1965-rupture en traction ; Kuru, 1993-rupture en cisaillement) et différentes hypothèses, en particulier sur la répartition des contraintes sur l'interface taillant-roche et sur les coefficients de frottement entre le taillant et la roche.

Les premières modélisations de la coupe de roche portaient sur l'étude des taillants aiguisés et neufs. Cependant, il est communément prouvé (Dagrain, 2006 ; Lhomme, 1999) que cela reste un concept utopique car une surface d'usure se forme après quelques cycles de coupe et que tout taillant, normalement aiguisé, présentera toujours un niveau d'usure ne fut-ce que très faible.

Les chercheurs se sont penchés, ensuite, sur le développement des modèles de coupe pour les taillants usés ou présentant une surface de frottement considérable (*trimmers* des gardes actives). Sellami (1987 et 1989) et Detournay et Defourny (1992) ont présenté l'un des premiers modèles, suivis par les riches travaux de Kuru et Wojtanowicz (1995), de Sellami et Simon (1996) et de Sellami et Menand (1997).

Les travaux portaient sur l'étude de la contribution de la surface d'usure (usure d'un taillant sur une structure de coupe) et de la surface de frottement (frottement d'un *trimmer* sur une garde active) aux efforts nécessaires à la coupe. Cependant, les surfaces de frottement étudiées étaient notablement faibles ( $< 52 \text{ mm}^2$  dans les travaux de Menand, 1997 ;  $< 42 \text{ mm}^2$  dans les travaux de Dagrain, 2006) et les modèles qui en découlaient surestimaient considérablement les efforts mesurés sur des taillants présentant une surface de frottement importante ( $> 100 \text{ mm}^2$ ). Par conséquent, ces modèles n'étaient pas applicables pour le calcul des efforts sur les gardes passives en particulier et étaient constamment ajustés de manière grossière afin de fournir des résultats proches de la réalité.

Le manque d'un modèle de coupe élémentaire unique applicable au calcul des efforts sur les différentes parties de l'outil de forage de type PDC (structure de coupe, garde active et garde passive), nous a motivé à diriger nos travaux vers l'analyse et la validation d'un modèle d'interaction qui mettra en exergue l'existence d'une grande surface de frottement sur

le taillant. Dans la suite, on appellera patin frottant tout taillant, chanfreiné ou pas, qui présente une surface de frottement ou d'usure importante comme le montre la figure 2.1.

Cette partie est décomposée en trois chapitres :

- **Analyse bibliographique**

Nous avons sélectionné les modèles d'interaction taillant-roche présents dans la littérature. Ils seront explicités et discutés en détails.

- **Modélisation**

A la suite de la synthèse bibliographique, nous présentons une formulation théorique inspirée des travaux de Sellami et Menand (1997) permettant d'évaluer les efforts d'interaction en fonction de l'angle de frottement entre le taillant et la roche, de la longueur de frottement effective et de la contrainte normale maximale sur la surface frottante. La formulation sera généralisée à toutes les parties coupantes de l'outil de forage.

- **Validation expérimentale**

Nous présentons les résultats des essais de coupe et de frottement réalisés avec des taillants neufs et usés, chanfreinés ou non, tronqués ou présentant une surface de frottement importante. Les essais ont été réalisés dans deux roches différentes : le grès des Vosges et le calcaire d'Anstrude.

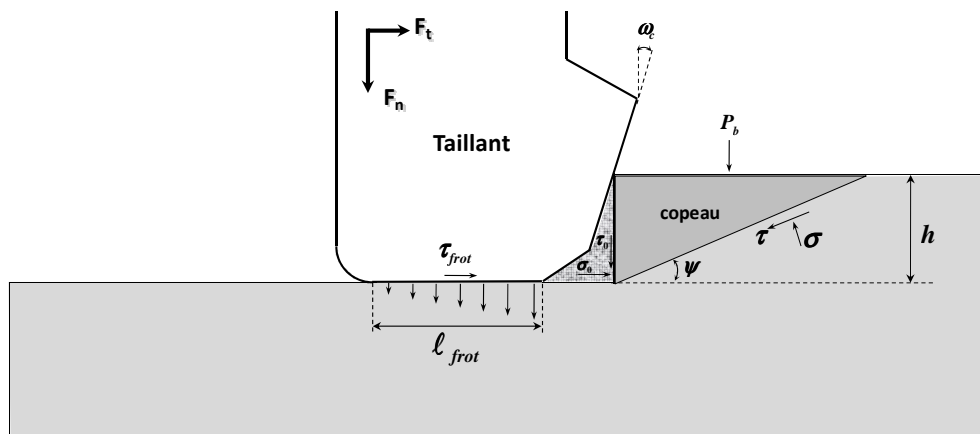


Figure 2.1 : Modélisation de l'interaction patin frottant-roche

## 2.2 ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

### 2.2.1 INTRODUCTION

Dans notre analyse bibliographique nous avons jugé commode de diviser l'étude des modèles en deux parties différentes : la première partie traite les modèles analytiques pour calculer les efforts nécessaires à la coupe par un taillant de géométrie donnée. Ces modèles se basent sur le principe d'équilibre limite à la rupture du copeau de roche. Nous détaillerons, dans un premier temps, le modèle de Detournay & Defourny (1992) qui se base sur la notion de l'énergie spécifique de coupe de la roche. Ce modèle a inspiré d'autres auteurs et a été le sujet de nombreuses études expérimentales. Nous passerons, ensuite, au modèle de Kuru & Wojtanovicz (1995) qui utilisent les notions de la résistance à la coupe et au poinçonnement de la roche pour évaluer les efforts de coupe. Nous étudierons, enfin, le modèle de Menand (2001) qui s'inspire des travaux de Sellami (1987) en introduisant la notion de la zone broyée pour mieux cerner l'influence de l'angle de coupe du taillant sur les efforts de creusement.

La seconde partie, traite des études expérimentales qui portent sur l'évaluation des forces de coupe et de frottement sur des taillants présentant des surfaces d'usure ou de frottement. Les résultats de coupe obtenus, d'une part, à faible contrainte normale imposée (Lhomme, 1999) et, d'autre part, à contrainte importante imposée (Smith, 2002) sont comparés afin d'étudier les variations du coefficient de frottement taillant-roche en fonction de la contrainte normale. À la fin du chapitre, l'étude de Dagrain (2006) sur la coupe à profondeur et à poussée imposées par un taillant présentant une surface de frottement importante a été détaillée.

### 2.2.2 MODELES THEORIQUES D'INTERACTION TAILLANT-ROCHE

#### 2.2.2.1 MODELE DE DETOURNAY & DEFOURNY (1992)

Les auteurs traitent le cas général d'un taillant usé (figure 2.2). Ils admettent l'hypothèse que deux mécanismes sont présents simultanément : la coupe de la roche et un contact frottant sous le méplat d'usure du taillant.

L'effort moyen encaissé par le taillant est décomposé en une force de coupe pure transmise par la face d'attaque ( $F^c$ ) et une force due au frottement entre le méplat d'usure et le fond de la saignée creusée ( $F^f$ ). Ces efforts se décomposent à leur tour en forces de coupe tangentielles à la trajectoire du taillant (axe horizontal sur la figure 2.2) d'indice  $t$  et en forces normales perpendiculaires aux forces de coupe, d'indice  $n$ .

Les auteurs stipulent dans leurs travaux que les efforts de coupe pure sur la face d'attaque sont proportionnels à la section verticale de la saignée et sont donnés par :

$$F_t^c = \epsilon S_c \quad (\text{Eq 2.1})$$

$$F_n^c = \zeta \epsilon S_c \quad (\text{Eq 2.2})$$

Où l'énergie spécifique intrinsèque de la coupe,  $\varepsilon$ , est considérée comme une propriété du matériau rocheux. La formulation de l'énergie est empruntée des travaux de Merchant (1945) qui traduit l'équilibre d'un copeau le long d'un plan de cisaillement. Elle est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{2 \cos \varphi \cos(\omega_c + \theta_f)}{1 - \sin(\omega_c + \theta_f + \varphi)} [C_0 + (p^b - p^h) \tan \varphi] \quad (\text{Eq 2.3})$$

avec :

- $\theta_f$  : Angle de frottement taillant-roche ;
- $\varphi$  : Angle de frottement interne de la roche ;
- $C_0$  : Cohésion de la roche ;
- $\omega_c$  : Angle de coupe ;
- $p^b$  : Pression du fluide de forage ;
- $p^h$  : Pression du fluide dans les pores de la roche.

L'angle  $\zeta$  désigne le frottement entre la face de coupe et la roche et se calcule comme suit :

$$\zeta = \tan(\omega_c + \theta_f) \quad (\text{Eq 2.4})$$

Quant à l'effort de frottement tangentiel, il est proportionnel à l'effort normal de frottement selon la loi de frottement de Coulomb :

$$F_t^{\text{frot}} = \tan(\varphi) F_n^{\text{frot}} \quad (\text{Eq 2.5})$$

Les auteurs introduisent ensuite les notions de l'énergie spécifique de coupe  $E$  et de la résistance au forage  $S$  détaillées ci-dessous :

$$E = \frac{F_t}{S_c} \quad (\text{Eq 2.6})$$

$$S = \frac{F_n}{S_c} \quad (\text{Eq 2.7})$$

Les auteurs établissent, dès lors, une relation linéaire entre  $E$  et  $S$  (figure 2.3), régie par l'équation :

$$E = (1 - \tan(\varphi)\zeta)\varepsilon + \tan(\varphi)S \quad (\text{Eq 2.8})$$

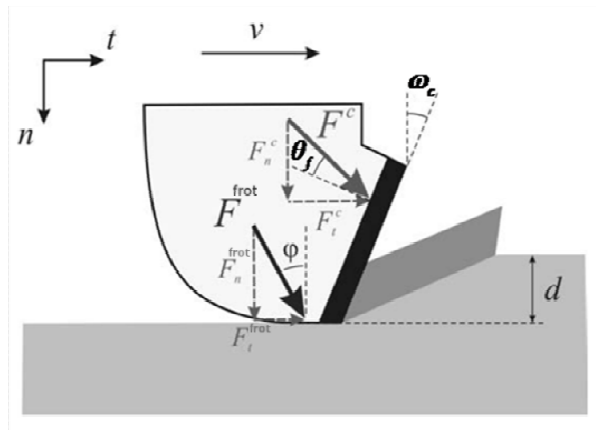


Figure 2.2 : Schéma de principe du modèle Detournay & Defournay (1992)

Detournay & Defourny utilisent les résultats expérimentaux de Glowka (1987) réalisés dans le grès de Béréa ( $R_c=49 \text{ MPa}$ ) avec des taillants circulaires neufs et usés ayant un angle de coupe de  $20^\circ$  et un diamètre variant de 12,7 à 19,1 mm. La figure 2.4 présente le diagramme E-S pour différentes profondeurs de coupe. Les auteurs préconisent l'existence d'un angle de frottement sur la face d'attaque de type métal-roche ( $\theta_f = 19^\circ$ ) et un autre de type roche-roche sous le méplat d'usure ( $\varphi = 39^\circ$ ). Les auteurs, à l'instar d'Adachi (1996), suggèrent l'existence d'une couche de roche broyée sous le méplat d'usure dans laquelle le frottement se produit. Almenara (1992) et Dagrain (2006) confirment la validité de la loi de Detournay & Defourny en réalisant des essais sur des pastilles PDC circulaires et rectangulaires neuves et usées dans plusieurs types de grès et calcaires. Les auteurs remarquent également que la valeur de l'angle de frottement  $\varphi$  déduite de la régression linéaire du diagramme (E-S) peut être comparée à l'angle de frottement interne de la roche obtenue à partir d'essais triaxiaux pour une contrainte normale donnée sur la partie frottante.

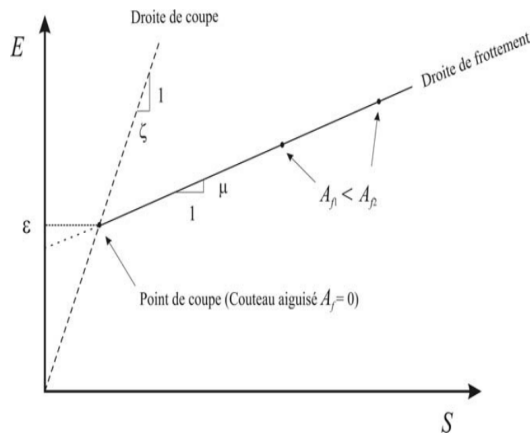


Figure 2.3 : Diagramme E-S de Detournay (1992)

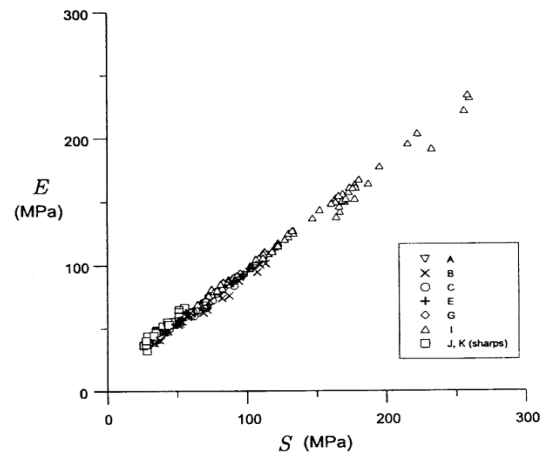


Figure 2.4 : Représentation des essais de Glowka dans le diagramme (E-S) de Detournay (1992)

## DISCUSSION

La modélisation de la coupe de roche avec un taillant usé proposée par Detournay & Defourny a été adoptée par plusieurs auteurs comme Richard (1999), Mitaim (2004) et Dagrain (2006). L'analyse de plusieurs essais de coupe avec des taillants neufs (aiguës) montre que l'angle de frottement sur la face d'attaque de l'outil varie entre  $4^\circ$  et  $27^\circ$ . La valeur de cet angle dépend illico de l'état de surface (Dagrain, 2006), de l'historique de coupe (Lhomme, 1999), du fluide de lubrification utilisé (Smith, 2002) et de la granulométrie de la roche. Ces valeurs sont évaluées en supposant que les taillants testés sont neufs, c'est-à-dire, aucun méplat de frottement n'existe sous le taillant. Cela reste une utopie d'après Sellami (1987), Geoffroy (1996) et Dagrain (2006), car une surface d'usure, aussi petite qu'elle soit, sera forcément créée après quelques cycles de coupe. Gerbaud et al. (2006), s'appuyant sur

des résultats de simulations numériques de Sellami (1987), soulignent l'importance d'une force due au refoulement de la roche sur la face arrière du taillant, d'autant plus importante que l'angle de dépouille est insuffisant. Ne pas tenir compte de ces composantes de frottement, faussera inévitablement l'interprétation de l'angle de frottement sur la face d'attaque du taillant. Detournay & Defourny soulignent qu'un frottement de type roche-roche, dû à la présence d'une fine couche de roche broyée, opère à l'interface surface d'usure-roche. Les auteurs font l'hypothèse que toute la surface apparente ou géométrique rentre en contact avec le fond de la saignée. Par ailleurs, Almera et al. (1992) comme Adachi (1996) proposent que la contrainte s'exerçant sur le méplat d'usure soit assimilée à la résistance à la compression simple de la roche. Ces constatations n'ont pas permis de formuler des hypothèses sur la répartition des contraintes sur le méplat d'usure et donc de donner l'expression des efforts normaux s'y exerçant.

Nous avons conduit des essais de coupe pour mesurer les efforts sur des patins frottants. Le but ici est d'analyser la contribution de surfaces de frottement importantes aux efforts sur un taillant. Nous avons réalisé des essais de coupe dans le grès des Vosges ( $\varphi = 42^\circ$ ,  $\theta_f = 19^\circ$ ,  $R_c = 53 \text{ MPa}$ ) et le calcaire d'Anstrude ( $\varphi = 35^\circ$ ,  $\theta_f = 19^\circ$ ,  $R_c = 39 \text{ MPa}$ ) avec un taillant rectangulaire droit ( $\omega_c = 0$ ), ayant un très grand méplat de  $30 \text{ mm} \times 30 \text{ mm}$  (surface de frottement géométrique de  $900 \text{ mm}^2$ ). En appliquant une contrainte normale uniforme sous la surface de frottement, on remarque que le modèle de Detournay & Defourny surestime largement les efforts sur le taillant dans les deux roches. Cela peut être dû à la valeur de l'angle de frottement utilisé ou à la surface de frottement effective qui rentre en contact avec la roche lors du processus de coupe.

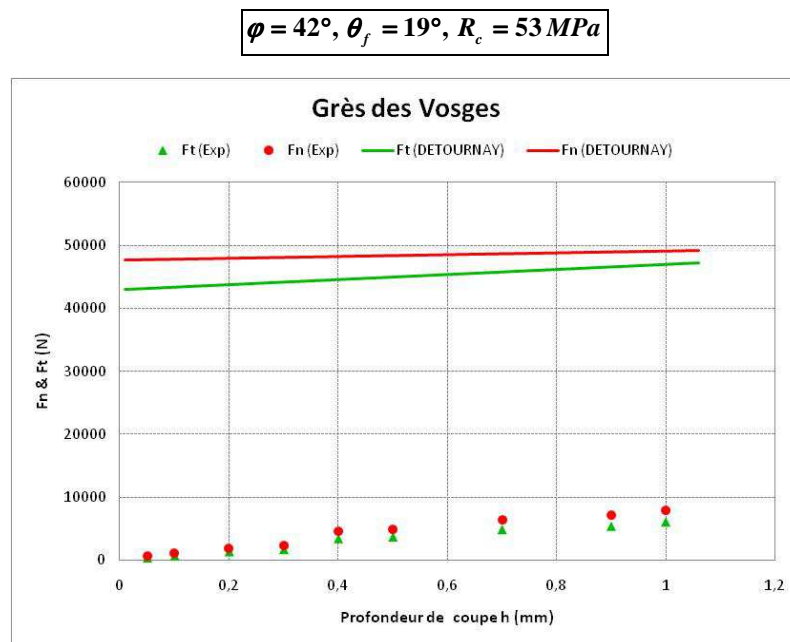


Figure 2.5 : Comparaison du modèle de Detournay & Defourny (1992) et des résultats expérimentaux dans le grès des Vosges

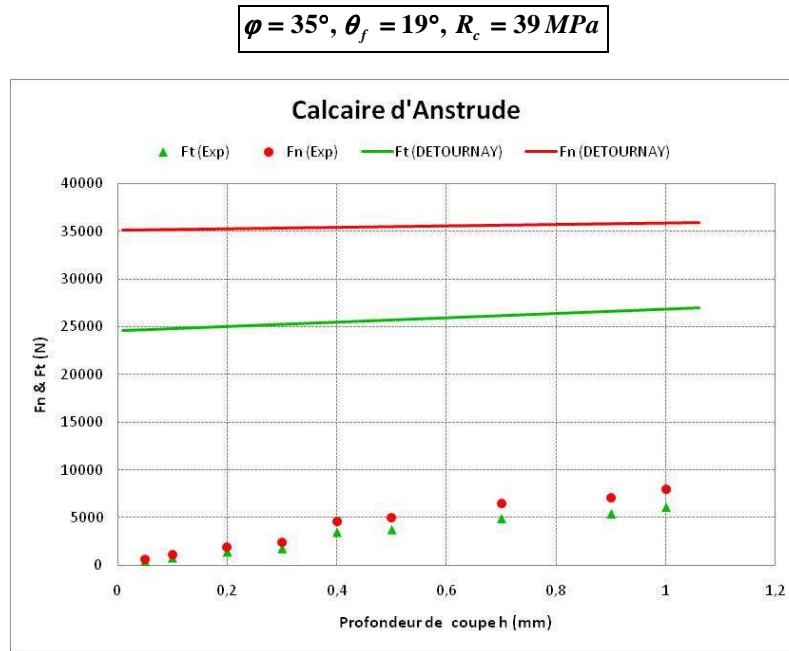


Figure 2.6 : Comparaison du modèle de Detournay & Defourny (1992) et des résultats expérimentaux dans le calcaire d'Anstrude

#### 2.2.2.2 MODELE DE KURU ET WOJTANOWICZ (1995)

Les auteurs, à l'instar de Detournay & Defourny (1992), considèrent que le taillant est assujéti à fournir un effort pour la coupe de la roche avec la face d'attaque et un autre pour s'opposer aux frottements sur la surface d'usure. Cela en ne considérant que les forces moyennes. Les efforts sur le taillant sont décomposés comme illustré sur la figure 2.7.

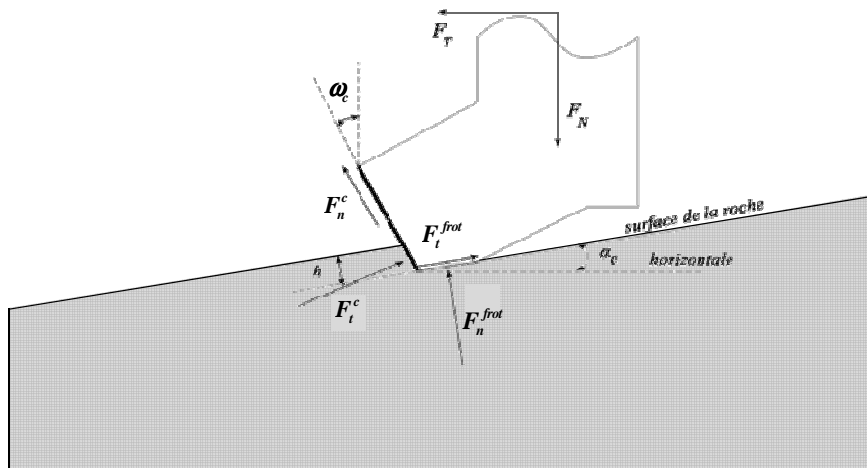


Figure 2.7 : Schématisation des efforts selon Kuru & Wojtanowicz (1995)

En justifiant que les roches ont un comportement plutôt ductile à grande profondeur, les auteurs font l'hypothèse que la roche se comporte plastiquement lors de la coupe. Ils notent que le processus de coupe est cyclique et supposent que le taillant travaille en cisaillement sur la face d'attaque et en poinçonnement sur le méplat d'usure. Les forces responsables du

cisaillement et du poinçonnement sont supposées directement proportionnelles aux surfaces de contact qui leur sont assujetties.

Les auteurs considèrent que la résistance à la coupe de la roche ( $R_c$ ) et la résistance au poinçonnement ( $R_p$ ) sont des valeurs constantes et intrinsèques de la roche. Ils font l'hypothèse, comme Martin et Fowell (1997), que l'angle de frottement taillant-roche au niveau de la face de coupe est identique à celui au niveau du méplat d'usure.

Ces hypothèses simples nous fournissent les équations suivantes :

$$F_t^c = R_c S_c \quad (\text{Eq 2.9})$$

$$F_n^{frot} = R_p S_{frot} \quad (\text{Eq 2.10})$$

Où  $S_c$  et  $S_{frot}$  sont respectivement la surface de coupe et la surface du méplat d'usure. En introduisant une loi de frottement solide de type métal-roche d'angle  $\phi$  sur les deux surfaces de frottement, ils obtiennent :

$$F_t = R_c S_c (\cos \omega_c - \tan(\phi) \sin \omega_c) + \tan(\phi) R_p S_{frot} \quad (\text{Eq 2.11})$$

$$F_n = R_c S_c (\cos \omega_c + \sin \omega_c) + R_p S_{frot} \quad (\text{Eq 2.12})$$

Où  $\omega_c$  est l'angle de coupe du taillant (Figure 2.7).

Les auteurs proposent une étude du frottement entre la face d'attaque d'un taillant de type PDC et quatre roches de différentes résistances à la compression simple : le grès de Béréa ( $R_c=59 \text{ MPa}$ ), le grès de Nugget ( $R_c=159 \text{ MPa}$ ), l'argilite de Mancos ( $R_c=67 \text{ MPa}$ ) et le granite de Sierra-White ( $R_c=194 \text{ MPa}$ ). Le dispositif expérimental utilisé est composé d'un disque de roche pris en étau entre deux taillants identiques sur lesquels ils appliquent une faible force normale ( $F_n$ ) pour l'étude du frottement pur sans coupe de roche. Le contact génère un effort de frottement ( $F_{frot}$ ) qui est mesuré en continu. L'échantillon de roche est mis en rotation avec une vitesse comprise entre  $0,33 \text{ m/s}$  et  $1,74 \text{ m/s}$ . Les deux taillants sont arrosés en continu par un jet de fluide (eau ou boue à base d'huile) pour tester l'influence de la nature de lubrification. Un dispositif de nettoyage et de rectification de surface est mis au point pour assurer la planitude de la surface de frottement et, par ailleurs, minimiser les vibrations (figure 2.8).

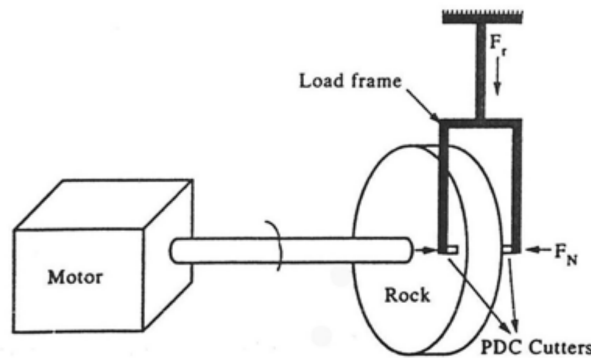


Figure 2.8 : Schéma de principe de l'essai de frottement de Kuru & Wojtanowicz (1995)



Les auteurs étudient l'influence de la roche, de la vitesse de coupe, de la contrainte normale de frottement et du lubrifiant (air, eau, boue à base d'eau et boue à base d'huile) sur le coefficient de frottement. La force normale est remarquablement faible et ne dépasse pas 40  $N$  sur l'ensemble des essais. Ils soulignent l'existence d'une relation linéaire entre les forces normale et tangentielle (figures 2.9 & 2.10). Par conséquent, ils stipulent que le coefficient de frottement est indépendant de la contrainte normale appliquée. Des essais de frottement sur les quatre roches, avec une vitesse de 0,33  $m/s$  et en utilisant l'eau comme fluide de refroidissement, montrent que le coefficient de frottement varie entre  $4^\circ$  et  $5^\circ$ . Ce coefficient est plus important dans les conditions sèches et varie de  $6^\circ$  à  $8^\circ$ .

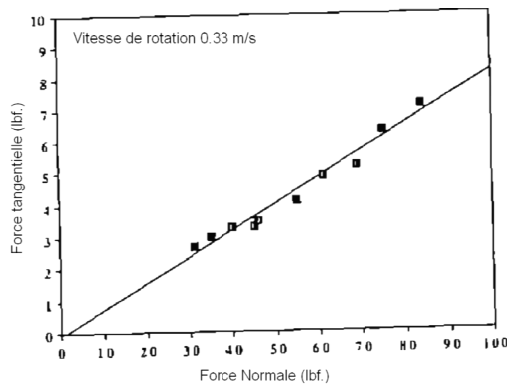


Figure 2.9 : Coefficient de frottement dans le grès de Nugget (air)

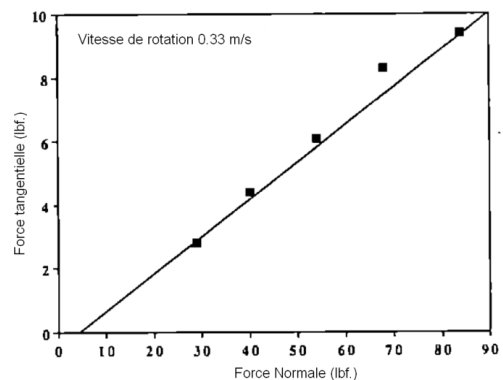


Figure 2.10 : Coefficient de frottement dans le grès de Béréa (boue à base d'eau)

## DISCUSSION

Kuru & Wojtanowicz (1995) déterminent de faibles valeurs pour le coefficient de frottement. Cela est expliqué, en partie, par les faibles contraintes normales appliquées (maximum 40  $N$ ) et l'apparition des vibrations au niveau du contact entre le taillant et la roche. Le dispositif utilisé est censé reproduire des essais de frottement pur (sans coupe de roche), en s'appuyant sur l'hypothèse d'un frottement solide métal-roche. Ceci étant, les auteurs remarquent l'apparition d'une fine couche de roche broyée qui se loge entre la surface de frottement du taillant et de la roche saine, ceci, malgré la lubrification et le nettoyage. Ils expliquent ce phénomène par l'aptitude du fluide à se loger dans les porosités de la roche et à détruire la matrice qui assure la cohésion. Ceci traduit le fait que le frottement devient de type roche broyée-roche saine. Les auteurs constatent que les coefficients de frottement varient peu en fonction des roches, pourtant de caractéristiques mécaniques différentes.

Kuru & Wojtanowicz (1995) ne se sont pas penchés sur l'étude du frottement entre une surface d'usure et une roche saine. Ils ne fournissent, par ailleurs, aucune explication sur la détermination de la contrainte qui s'applique sur le méplat et qu'ils assimilent à une résistance au poinçonnement de la roche.

## 2.2.2.3 MODELE DE MENAND (2001)

Menand (2001) propose un modèle d'interaction élémentaire entre un taillant, présentant une surface d'usure (taillant usé) ou une surface de frottement tronquée (*trimmer*), et une roche. Il s'est inspiré des travaux de Sellami (1987), pour les taillants en forme de dôme, afin d'ajouter le concept de la zone broyée qui transmet les efforts au copeau de roche. Ce concept est introduit pour mieux élucider l'influence d'un angle de coupe important ( $>20^\circ$ ) sur les efforts théoriques.

Les paramètres de la modélisation sont illustrés sur la figure 2.11.

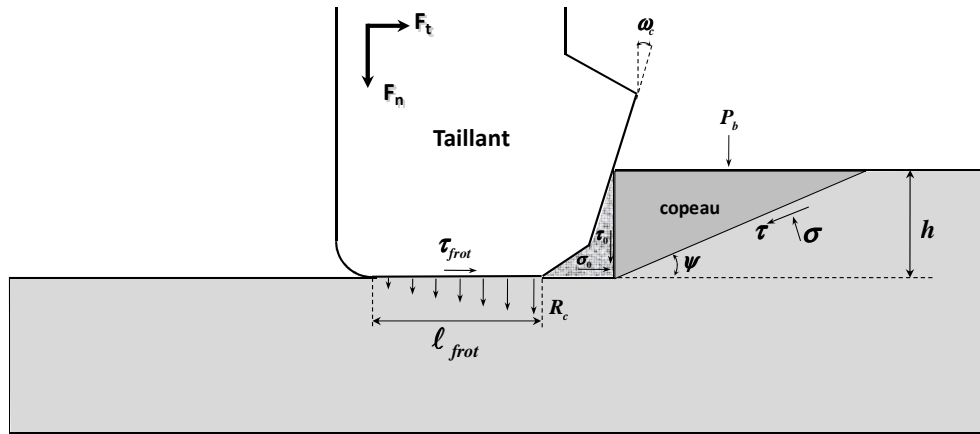


Figure 2.11 : Schématisation de l'interaction PDC-roche de Menand (2001)

Comme Detournay & Defourny (1992) et Kuru & Wojtanowicz (1995), l'auteur suppose que les mécanismes de la coupe et du frottement sur le taillant sont entièrement indépendants. Il fait l'hypothèse que le frottement sur la face d'attaque et la surface de frottement est de type métal-roche. En revanche, le frottement entre la zone broyée et le fond de la saignée est de type roche broyée-roche saine, dont la valeur de l'angle de frottement est empruntée d'anciens travaux de Caquot (1934) et Kérisel (1961) sur des matériaux granulaires :

$$\tan(\varphi') = \frac{2}{\pi} \tan(\varphi) \quad (\text{Eq 2.13})$$

Où  $\varphi$  et  $\varphi'$  sont respectivement l'angle de frottement interne de la roche et l'angle de frottement roche broyée-roche saine.

Menand (2001) énonce que les contraintes normales et tangentielles sur la face d'attaque et sur la surface de frottement sont liées par la loi de frottement solide de Coulomb. Le critère de rupture du copeau de roche utilisé est celui de Mohr-Coulomb. Il suppose que le frottement s'opère sur toute la surface du méplat d'usure ou de la surface tronquée du taillant et que la contrainte normale qui s'y applique décroît linéairement d'une valeur maximale, proche de la résistance à la compression simple de la roche, à une valeur nulle au voisinage de la surface libre de la roche (figure 2.11).

Ces hypothèses fournissent les équations suivantes :

$$F_t = F_t^c + F_t^{frot} \quad (\text{Eq 2.14})$$

$$F_t = R_{eq} S_c + R_c \tan(\varphi) S_{frot} \quad (\text{Eq 2.15})$$

$$F_n = F_n^c + F_n^{frot} \quad (\text{Eq 2.16})$$

$$F_n = R_{eq} \frac{\tan(\theta_f) + k \tan(\omega_c)}{1 + k \tan(\varphi') \tan(\omega_c)} S_c + R_c S_{frot} \quad (\text{Eq 2.17})$$

Où  $S_c$  et  $S_{frot}$  sont respectivement la section verticale de coupe (section de la saignée creusée) et la surface géométrique du méplat d'usure. La résistance équivalente de la roche, donnée par Menand (2001), est la même que celle formulée par Sellami (1989), elle s'apparente à l'énergie spécifique de la coupe et elle est donnée par :

$$R_{eq} = \frac{C_0 + P_b (\sin(\psi) \cos(\psi) + \cos^2(\psi) \tan(\varphi))}{(1 - \tan(\theta_f) \tan(\varphi)) (\sin(\psi) \cos(\psi) - \tan(\theta_f + \varphi) \sin^2(\psi))} (1 + k \tan(\varphi') \tan(\omega_c)) \quad (\text{Eq 2.18})$$

L'angle de rupture du copeau de roche  $\psi$  est déterminé en minimisant  $R_{eq}$  pour  $P_b = 0$  :

$$\psi = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi + \theta_f}{2} \quad (\text{Eq 2.19})$$

- $\theta_f$  Angle de frottement PDC-roche ;
- $\omega_c$  Angle de coupe du taillant PDC ;
- $C_0$  Cohésion de la roche ;
- $P_b$  Pression du fluide de forage ;
- $k$  Coefficient d'ajustement de la surface de frottement roche broyée - fond de la saignée ;
- $\psi$  Angle de rupture du copeau de roche.

L'étude expérimentale menée par l'auteur est réalisée avec plusieurs taillants PDC (neufs, usés et tronqués) de diamètre standard de 13,3 mm, à pression atmosphérique, sur le banc linéaire du centre de Géosciences (figure 2.12). Les essais ont été réalisés à profondeur de passe imposée en mode de saignées isolées avec une faible vitesse d'avance (0,25 m/mn) et dans deux roches plutôt homogènes : le grès des Vosges (Rc=36 MPa) et le calcaire de buxy (Rc=120 MPa). L'auteur a étudié l'influence de l'angle de coupe du taillant et de la surface de frottement.

Menand (2001) montre que le modèle prédit d'une manière satisfaisante les efforts expérimentaux pour un angle de frottement métal-roche égal à 12° dans le cas des taillants neufs et usés et cela dans les roches retenues. Par ailleurs, et dans le cas des *trimmers*, il stipule que l'angle de frottement sur la surface tronquée s'approche plutôt à l'angle de frottement interne de la roche suite à l'existence d'une fine couche de roche broyée à l'interface taillant-roche saine. Le frottement s'apparente donc plus à un frottement de type roche broyée-roche saine comme préconisé par Detournay & Defournay

(1992), Geoffroy (1996), Lhomme (1999) et Dagrain (2006). Par ailleurs, l'ajustement du modèle théorique sur les valeurs mesurées fournit une valeur de la contrainte normale sur le méplat d'usure du même ordre de grandeur que la résistance à la compression simple de la roche.

## DISCUSSION

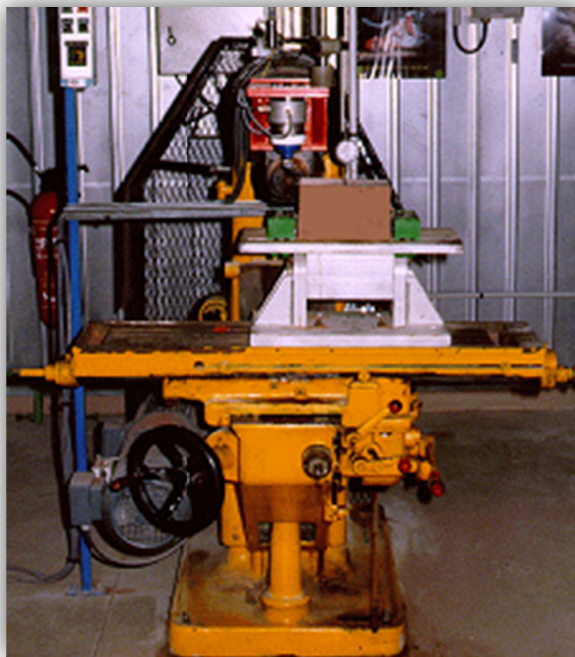


Figure 2.12 : Essais de coupe à profondeur imposée sur le banc linéaire du CGES (Menand, 2001)

Menand (2001) a supposé dans ces travaux que la face d'attaque et la surface d'usure du taillant ont le même angle de frottement avec la roche  $\theta_f$ , de l'ordre de  $12^\circ$ , et cela pour un taillant de type PDC. Le frottement dans ce cas est de type métal-roche. Il préconise une valeur plus importante pour l'angle de frottement entre la surface de frottement d'un *trimmer* et la roche qui est proche de l'angle de frottement interne de la roche. Ceci a été attribué à la différence entre une usure « naturelle » des PDC et une usure « artificielle » des *trimmers* qui impose que la surface frottante de ce dernier soit bien parallèle au fond de la saignée, ce qui laisse supposer un contact plus uniforme dans ce cas.

En reprenant la modélisation de Menand (2001), en la comparant à nos résultats d'essais de coupe réalisés dans un bloc de grès des Vosges ( $R_c = 53 \text{ MPa}$ ) et de calcaire d'Anstrude ( $R_c = 39 \text{ MPa}$ ) avec un patin rectangulaire droit, de surface de frottement géométrique égale à  $900 \text{ mm}^2$  ( $30 \text{ mm} \times 30 \text{ mm}$ ) et en supposant que l'angle de frottement sur la zone frottante est similaire à l'angle de frottement interne de la roche, on remarque que les efforts théoriques sont considérablement plus élevés que les efforts expérimentaux dans les deux roches. Nous considérons donc que ce modèle est limité aux taillants de type PDC présentant une faible surface d'usure, à l'instar des deux modèles précédemment présentés.

$$\varphi = 42^\circ, \theta_f = 12^\circ, R_c = 53 \text{ MPa}$$

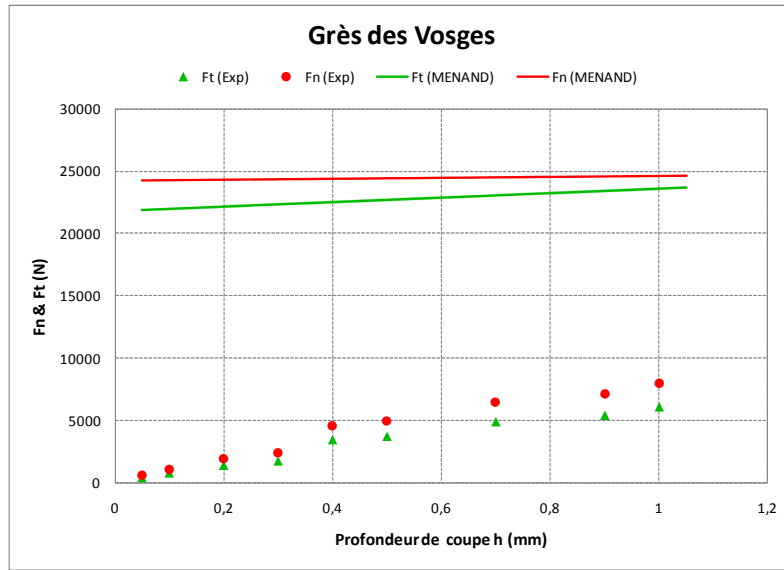


Figure 2.13 : Comparaison du modèle de Menand (2001) et des résultats expérimentaux dans le grès des Vosges

$$\varphi = 35^\circ, \theta_f = 12^\circ, R_c = 39 \text{ MPa}$$

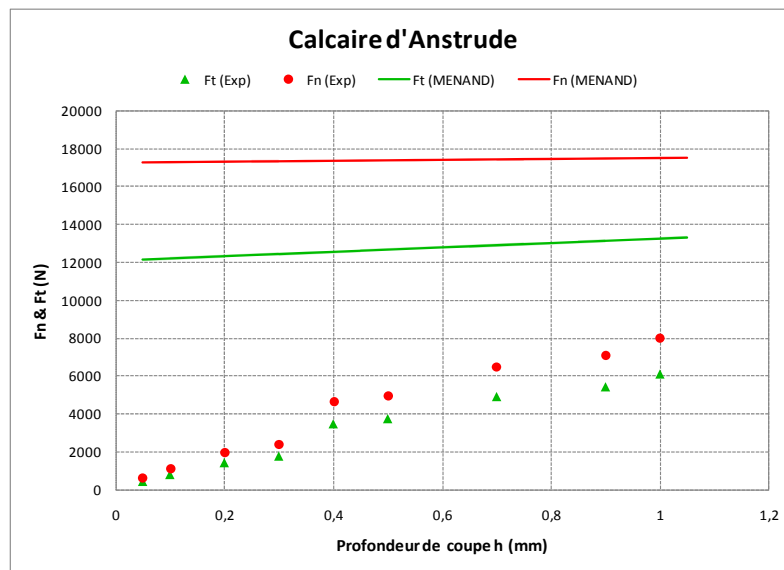


Figure 2.14 : Comparaison du modèle de Menand (2001) et des résultats expérimentaux dans le calcaire d'Anstrude

### 2.2.3 APPROCHES EXPERIMENTALES DE L'INTERACTION TAILLANT-ROCHE

Les travaux expérimentaux, pour l'étude des mécanismes de la coupe des roches, publiés dans la littérature peuvent être classés en deux grandes familles : les essais à efforts imposés et les essais à profondeur de coupe imposée. On distingue, dès lors, des essais à contrainte normale imposée en mode frottement (Nguyen, 1974 ; Kuru et Wojtanowicz, 1995 ; Geoffroy, 1997 ; Sinor, 1998 ; Lhomme, 1999 ; Smith, 2002) et des essais à profondeur imposée en mode coupe (Glowka, 1987 ; Almenara, 1992 ; Laserre, 1994 ; Adachi, 1996 ; Dagrain, 2006).

#### 2.2.3.1 ÉTUDE DE LHOMME (1999)

Les travaux de Lhomme ont porté sur l'étude du frottement pur avec un patin frottant et de la coupe avec un taillant usé en imposant une contrainte normale (figure 2.15) ; des patins frottants de surface frottante comprise entre  $6,4 \text{ mm}^2$  et  $10 \text{ mm}^2$ , sous une contrainte normale faible pour éviter la coupe ont été testés. Des essais en mode coupe ont été aussi conduits avec des taillants usés artificiellement, de surfaces d'usure variant entre 6 et  $122 \text{ mm}^2$ . L'objectif était d'étudier la corrélation entre la contrainte normale exercée sur la surface frottante et le coefficient de frottement. Les patins testés sont en acier ou en carbure de tungstène et les essais sont réalisés dans cinq roches différentes: le grès des Vosges, le grès de Berea, le calcaire d'Anstrude, une craie et un schiste.

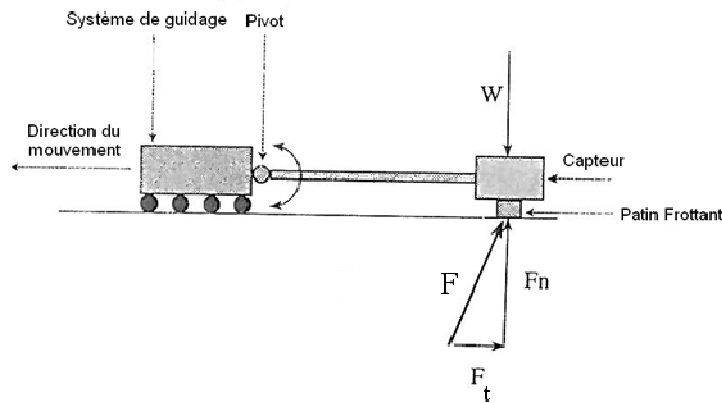


Figure 2.15 : Schématisation de l'essai de frottement à contrainte normale imposée de Lhomme (1999)

L'auteur fait appel à la modélisation de Detournay & Defourny (1992), présentés plus haut, pour calculer l'angle de frottement et la contrainte normale sur la surface frottante en mode coupe :

$$\sigma_n^{frot} = \frac{F_n - \zeta \varepsilon S_c}{S_{frot}} \quad (\text{Eq 2.20})$$

$$\phi = \arctan\left(\frac{F_t^{frot}}{F_n^{frot}}\right) \quad (\text{Eq 2.21})$$

Où  $S_c$  est la section de coupe et  $S_{frot}$  est la surface géométrique de frottement.

L'auteur souligne l'importance de l'état de surface du patin sur la valeur du coefficient de frottement. En effet, cette valeur peut passer du simple au double dans le cas d'une surface rugueuse ou mal nettoyée (figure 2.16). Les surfaces propres sont celles nettoyées à l'isopropanol pour enlever les particules qui s'accrochent ou s'incrument dans le métal.

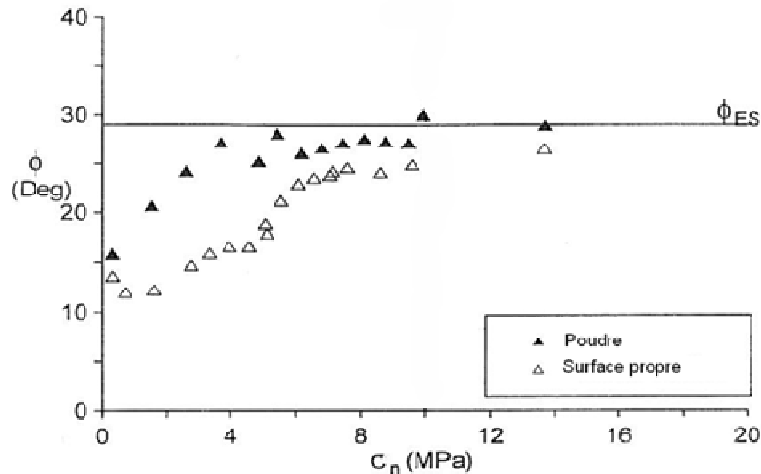


Figure 2.16 : Variation de l'angle de frottement en fonction de la contrainte normale imposée et de l'état de surface du patin dans le grès des Vosges

Lhomme (1999) pose le problème de la surface de frottement effective en contact avec la roche. Il stipule que la surface de frottement du patin réellement en contact avec la roche est inférieure à la surface apparente (géométrique) de cette dernière. En revanche, aucune estimation de la surface effective de frottement n'a été explicitée. Par ailleurs, l'auteur remarque que l'angle de frottement augmente avec la contrainte normale appliquée sur le patin glissant. Dans le cas des roches quartzitiques comme le grès des Vosges, cet angle augmente rapidement pour les faibles valeurs de contraintes et se stabilise ensuite quelques degrés au-dessus de l'angle de frottement déterminé par le diagramme E-S de Detournay & Defourny (1992) comme le montre la figure 2.17.

La contrainte limite appliquée  $\sigma^*$ , à partir de laquelle le coefficient de frottement se stabilise, dépend de l'état de surface du patin et tend généralement vers l'énergie spécifique intrinsèque  $\epsilon$ . L'auteur remarque, comme Almenara (1992) et Adachi (1996), la formation d'une couche limite de particules de roche broyées entre la surface de frottement et le patin. Il explique que, pour les valeurs de contraintes normales élevées, les forces d'interactions entre le patin et la couche limite sont plus importantes que celles entre la couche limite et la roche saine. De ce fait, le glissement s'opère entre la roche et la couche limite induisant un frottement de type roche-roche, ce qui explique que l'angle de frottement sur le patin est trouvé proche de l'angle de frottement interne de la roche.

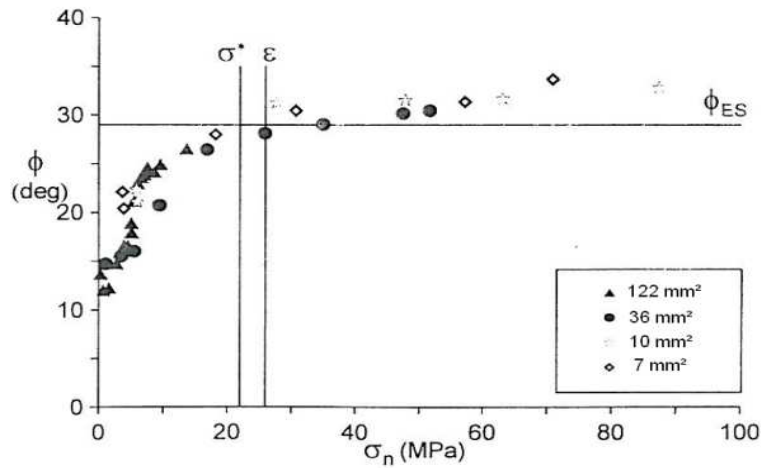


Figure 2.17 : Variation de l'angle de frottement en fonction de la contrainte normale (patin en acier / GDV) d'après Lhomme (1999)

## DISCUSSION

La campagne expérimentale conduite par Lhomme (1999) confirme plusieurs observations formulées par d'autres auteurs sur le processus de frottement, mais aucune formulation de lois n'est apportée pour relier le coefficient de frottement à la contrainte normale dans le cas du frottement à faible profondeur de coupe. L'auteur affirme qu'il s'agit d'un problème phénoménologique d'interaction entre les particules de la roche et les aspérités de la surface de frottement. Il n'explique pas l'expression de la profondeur de coupe limite au bout de laquelle le coefficient de frottement se stabilise. La notion de profondeur limite a été, par ailleurs, étudiée expérimentalement par Richard (1998) qui considère que cette profondeur correspond à une transition entre un mode de coupe ductile (arrachement des particules de roche) et un mode de coupe fragile (formation des copeaux).

Lhomme (1999) conclut que la couche limite avait les mêmes propriétés mécaniques que la roche saine. Or, d'après les travaux de Kérisel (1961), la cohésion de la roche broyée tend à s'annuler et l'angle de frottement  $\varphi'$  entre cette dernière et la roche saine peut être donné par :

$$\arctan\left(\frac{2}{\pi}\tan(\varphi)\right) \leq \varphi' \leq \varphi \quad (\text{Eq 2.22})$$

Où  $\varphi$  est l'angle de frottement interne de la roche.

### 2.2.3.2 ÉTUDE DE SMITH (2002)

Smith (2002) étudie le frottement entre la face de coupe d'un taillant PDC et deux roches sédimentaires à grains fins : l'argilite de Catoosa ( $R_c=35 \text{ MPa}$ ) et le silt quartzitique de Twin Creek ( $R_c=165 \text{ MPa}$ ). L'auteur a utilisé une cellule de cisaillement pour frotter un échantillon de roche fraîchement coupé contre une pastille PDC (standard ou polie) ou un taillant en carbure de tungstène et cela avec une vitesse de cisaillement de  $300 \text{ mm/s}$  (Figure 2.18). L'échantillon est soumis à une contrainte normale élevée ( $1.4, 6.9$  et  $62 \text{ MPa}$ )



dans des conditions de lubrification différentes (air, eau, boue à base d'eau et boue à base d'huile) afin de simuler les conditions de forage au fond du puits.

Ces essais permettent d'étudier l'influence de la nature de roche, de l'état de surface du taillant, de la contrainte normale et du lubrifiant sur le coefficient de frottement entre la face de coupe et la roche.

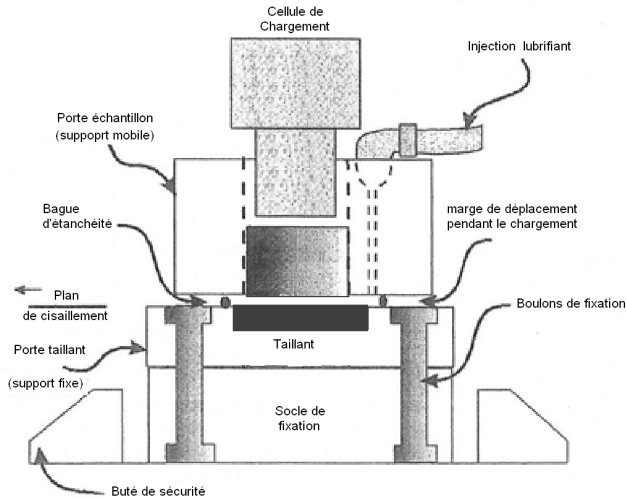


Figure 2.18 : Schéma de principe des essais de frottement de Smith (2002)

Smith (2002) trouve, en analysant l'ensemble des résultats, que l'angle de frottement varie entre  $5^\circ$  et  $56^\circ$ . Ces valeurs sont nettement supérieures à celles trouvées par Kuru & Wojtanowicz (1995) suite à leurs essais de frottement à faibles contraintes normales (chapitre 2.2.2.2). Il en sort, contrairement à Lhomme (1999), que le coefficient de frottement est inversement proportionnel à la contrainte appliquée comme le montre la figure 2.19. En traçant l'évolution de cet angle en fonction de la contrainte appliquée et dans différents environnements fluides dans une échelle semi-logarithmique (figure 2.19), l'auteur déduit une loi empirique décroissante de la forme suivante :

$$\tan(\phi) = \sigma_n^{-\alpha} \quad (\text{Eq 2.23})$$

Où  $\phi, \sigma_n, \alpha$  désignent respectivement l'angle de frottement, la contrainte normale appliquée et le coefficient d'ajustement dont la valeur est comprise entre 0,1 et 0,35 selon les conditions de l'essai. Paradoxalement, l'auteur montre à travers ses expériences que les boues de forage à base d'huile ne diminuent pas le frottement comme ce qui est communément admis par les foreurs. En effet, cet angle passe de  $8,64^\circ$  dans le cas d'une boue à base d'eau à  $20,65^\circ$  dans le cas d'une boue à base d'huile et cela pour un taillant PDC standard frottant contre l'argilite de Catoosa et pour une contrainte normale de  $7 \text{ MPa}$ . Par ailleurs, Smith (2002) confirme que l'état de surface du taillant joue un rôle prépondérant sur les mécanismes de frottement ; le coefficient de frottement pour un taillant standard ( $11^\circ$  à  $27^\circ$ ) est trouvé plus élevé que dans le cas d'un taillant poli ( $6^\circ$  à  $13^\circ$ ).

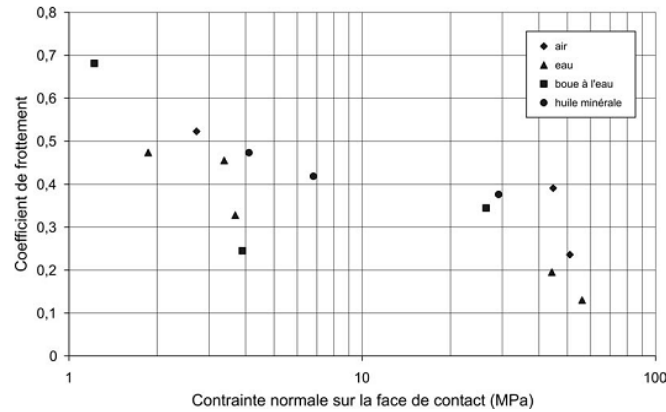


Figure 2.19 : Coefficient de frottement en fonction de la contrainte normale pour un taillant PDC en frottement sur l'argilite de Catoosa, d'après Smith (2002)

## DISCUSSION

Il est à noter que la contrainte normale appliquée au cours d'un même essai n'a pas pu être maintenue constante. Cela a été attribué aux vitesses très élevées utilisées ( $300 \text{ mm/s}$ ), ce qui influencera l'évaluation de l'angle de frottement. En plus, vu le petit déplacement imposé (maximum  $16 \text{ mm}$ ), la durée de l'essai est de l'ordre de  $0.05 \text{ s}$ . Cette durée ne permettra pas d'atteindre le régime permanent décrit par Lhomme (1999). C'est ce qui pourrait expliquer la dispersion des valeurs des angles de frottement évaluées par l'auteur.

Une comparaison avec les résultats expérimentaux de Kuru & Wojtanowicz (1995) montre que les coefficients de frottement obtenus par Smith (2002) sont largement supérieurs. En effet, lorsque la contrainte normale augmente, le taillant tend à poinçonner la roche. Cela tend à augmenter l'effort tangentiel de sorte que le coefficient de frottement qui est exprimé par le rapport  $F_t^{frot} / F_n^{frot}$  augmente.

### 2.2.3.3 ETUDE DE DAGRAIN (2006)

Dagrain (2006) a réalisé des essais de coupe, d'une part à contrainte normale imposée et d'autre part à profondeur de coupe imposée en étudiant une large gamme de profondeurs de passe. Pour ce faire, il utilise le principe du poids fixe pour réaliser les essais à contraintes imposées comme le montre la figure 2.20. L'enfoncement du taillant dans la roche en fonction du déplacement est mesuré par un capteur laser à haute précision. Les essais de coupe à profondeur imposée sont réalisés en fixant la hauteur du taillant par rapport à la roche à l'aide d'une vis. Un moteur entraîne l'échantillon de roche en translation avec une vitesse de  $4$  à  $10 \text{ mm/s}$  et un capteur de force enregistre les efforts en fonction du déplacement.

L'auteur utilise des taillants de face rectangulaire soit en PDC soit en carbure de tungstène de largeur  $10 \text{ mm}$ . L'angle de coupe est de  $15^\circ$  et la surface du méplat de frottement varie entre  $8 \text{ mm}^2$  à  $42 \text{ mm}^2$ . L'auteur a étudié le comportement de plusieurs roches de propriétés mécaniques et de granulométries différentes.

Dagrain (2006) utilise la modélisation de Detournay & Defourny (1992), à l'instar de Lhomme (1999), pour calculer l'évolution de la contrainte normale et de l'angle de frottement sur la surface d'usure en fonction du déplacement.

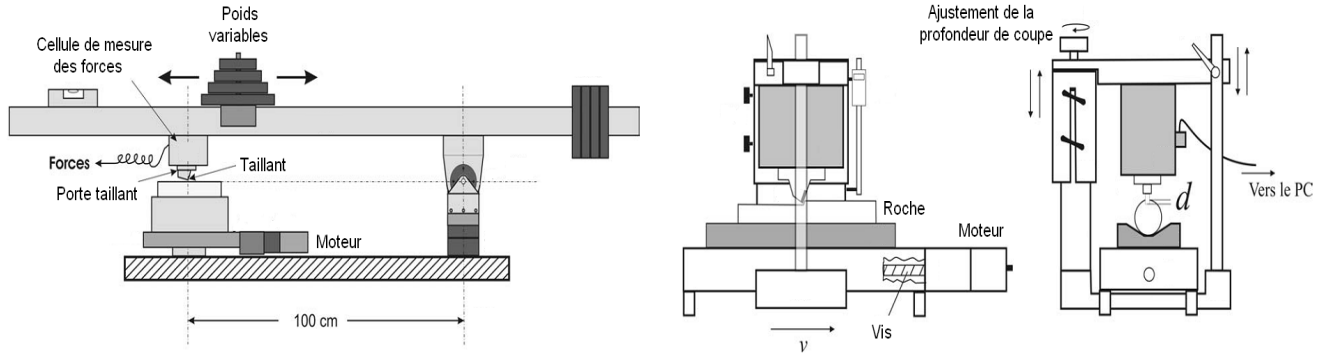


Figure 2.20 : Schéma de principe de l'essai de coupe à contrainte normale imposée (droite) et à profondeur imposée (gauche) d'après Dagrain (2006)

Les résultats des essais à contrainte normale imposée montrent que l'on peut distinguer clairement un mode de coupe et un mode de frottement. Il identifie, à l'instar de Lhomme (1999), une contrainte de contact limite  $\sigma^*$  sur la surface de frottement au-dessus de laquelle le mode de coupe se déclenche. Par ailleurs, il souligne qu'en mode de coupe, la contrainte de contact se stabilise au voisinage de  $\sigma^*$ . En mode de frottement, dans lequel les profondeurs de passe restent très faibles (inférieures ou égales à la taille des grains de la roche), la contrainte de contact apparente reste inférieure à  $\sigma^*$  qui est de l'ordre de la résistance à la compression simple de la roche.

L'auteur constate la présence d'une couche limite, à l'interface entre la surface d'usure et la roche, qu'il appelle troisième corps. Il déduit, comme Berthier (2005), que la loi de frottement est régie directement par la rhéologie de cette couche. Il stipule, en comparant ses résultats à ceux de Samiselo (1992), Lasserre (1994), Adachi (1996) et Geoffroy (1997), qu'en mode coupe, l'angle de frottement est proche de l'angle de frottement interne des roches testées. En s'inspirant du critère de rupture de Hoek & Brown (1980) et de Bieniawski (1976), Dagrain (2006) met au point, en mode coupe, une relation empirique qui décrit la variation de la contrainte de contact limite avec l'angle de frottement sur la surface d'usure :

$$\sigma^* = (R_c - R_t)\alpha e^{-\beta \tan(\phi)} + R_t \quad (\text{Eq 2.24})$$

Où  $R_c$  est la résistance à la compression simple de la roche ;

$R_t$  est la résistance à la traction de la roche ;

$\phi$  est l'angle de frottement sous le méplat d'usure;

$\alpha, \beta$  sont deux paramètres de calage déterminés à partir des résultats expérimentaux avec différents taillants (aiguësés ou usés) dans une roche donnée.

Pour le mode de frottement, Dagrain (2006) propose une hypothèse simplificatrice qui stipule que la profondeur de passe est généralement inférieure ou égale à la taille,  $g$ , des

grains constitutifs de la roche. Par conséquent, il énonce une relation liant la profondeur de passe  $h$  à la force normale appliquée sur le taillant  $F_n$  :

$$h = \frac{F_n}{\sigma^* S_{frot}} g \quad (\text{Eq 2.25})$$

Où  $S_{frot}$  est la surface apparente (géométrique) de frottement.

## DISCUSSION

L'étude expérimentale de Dagrain (2006) corrobore l'existence de la couche limite (troisième corps) et son influence sur l'angle de frottement et la contrainte normale sur la surface d'usure. En revanche, la formulation de la profondeur limite de transition d'un mode de frottement à un mode de coupe, qui correspond à la situation où l'on atteint la contrainte limite  $\sigma^*$ , n'est pas justifiée.

Pour étudier l'influence de la surface d'usure (surface de frottement allant jusqu'à 42  $mm^2$ ) sur les efforts, Dagrain (2006) propose de considérer que la surface de frottement effective est égale à la surface de frottement apparente dans les deux modes de coupe. Sachant que cette loi est très importante pour la conception des gardes passives des outils de forage, nous avons voulu comparer les résultats théoriques de l'auteur aux mesures expérimentales de coupe que nous avons réalisées dans le grès des Vosges et le calcaire d'Anstrude avec un taillant de forme de patin rectangulaire droit ( $\omega_c = 0$ ), de surface de frottement géométrique égale à 900  $mm^2$  (30  $mm$  x 30  $mm$ ). On remarque sur les figures 2.21 & 2.22 que les lois d'efforts théoriques proposées par Dagrain (2006) surestiment considérablement les efforts dans les deux roches tant en mode frottement qu'en mode coupe. On conclut que ce modèle est limité aux taillants présentant une faible surface d'usure et pas au cas des patins frottants.

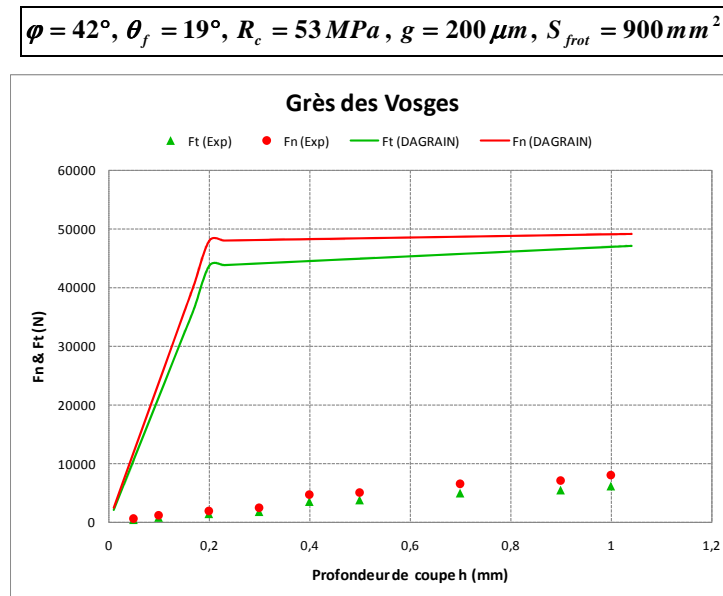


Figure 2.21 : Comparaison du modèle de Dagrain (2006) et des résultats expérimentaux dans le grès des Vosges

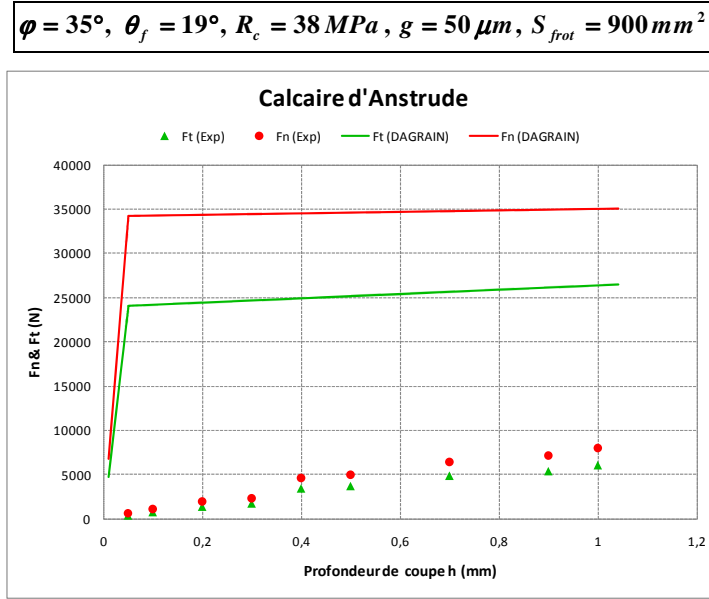


Figure 2.22 : Comparaison du modèle de Dagrain (2006) et des résultats expérimentaux dans le calcaire d'Anstrude

#### 2.2.4 SYNTHÈSE

Au cours du creusement d'une saignée isolée à profondeur de passe constante dans une roche homogène, la résultante des efforts sur le taillant peut se décomposer en un effort résultant de la rupture (coupe) d'un copeau de roche, exercé sur la face d'attaque du taillant et un effort de frottement sur la zone de contact entre le taillant et le fond de la saignée creusée, omniprésente sur la majorité des outils de coupe (chanfrein, surface d'usure, surface tronquée). Nombreux sont les auteurs qui ont tenté de fournir des modèles permettant de quantifier ces deux composantes d'efforts.

L'analyse bibliographique nous permet de formuler les lois générales suivantes :

- **Efforts de coupe**

La majorité des modèles théoriques supposent que le taillant creuse la roche à une profondeur de passe significative et dégage des copeaux de roche selon un critère de rupture en cisaillement de type Coulomb. Ces modèles traduisent que l'effort tangentiel de coupe est le produit de la section verticale de roche enlevée ( $S_c$ ) et de la résistance équivalente de la roche ( $R_{eq}$ ), qui dépend de ses caractéristiques mécaniques (cohésion, angle de frottement interne), de l'angle de coupe du taillant et du coefficient de frottement sur la face de coupe.

$$F_t^c = R_{eq} S_c \quad (\text{Eq 2.26})$$

Ces modèles supposent, à l'unanimité, une loi de frottement solide à l'interface taillant-roche. De ce fait, l'effort normal de coupe est proportionnel à l'effort tangentiel de coupe suivant la loi :

$$F_n^c = \tan(\theta_f) F_t^c \quad (\text{Eq 2.27})$$

La détermination de l'angle de frottement  $\theta_f$  entre la face d'attaque et la roche a fait l'objet de plusieurs travaux expérimentaux. Il est communément admis qu'il est de type métal-roche et que sa valeur varie entre  $4^\circ$  et  $27^\circ$  selon les auteurs.

- **Efforts de frottement**

Le frottement s'amorce généralement sur les chanfreins fonctionnels, les surfaces d'usure ou les surfaces tronquées (*trimmer*). La prise en compte de ces efforts est cruciale pour une prédiction efficace du bilan des forces sur un taillant PDC. Tous les auteurs qui ont étudié ce problème considèrent que l'effort normal de frottement est lié à l'effort tangentiel par la relation linéaire suivante :

$$F_t^{frot} = \tan(\phi) F_n^{frot} \quad (\text{Eq 2.28})$$

L'interprétation du coefficient de frottement  $\phi$  sur le méplat est, lui aussi, sujet à discussion. Detournay (1992), Lhomme (1999) et Dagrain (2006) considèrent que cet angle s'apparente plutôt à l'angle de frottement interne de la roche et ceci a été justifié par l'existence d'une zone de roche broyée (couche limite, troisième corps) sous le méplat. D'autres auteurs comme Sellami (1987 et 1989) ainsi que Menand (2001) considèrent que ce frottement sous le méplat reste un frottement de type métal-roche.

De même, la détermination de la contrainte normale qui s'applique sous le méplat reste discutable. Kuru & Wojtanovicz (1995) l'assimile à une contrainte uniforme de même ordre que la résistance au poinçonnement de la roche. Detournay (1992), Lhomme (1999) et Dagrain (2006) considèrent qu'elle s'apparente plutôt à la résistance à la compression simple de la roche.

Les modèles présentés dans ce paragraphe permettent de prédire les efforts de coupe sur un taillant mais seulement ceux qui présentent une faible surface de frottement fonctionnel ou d'usure. En revanche, nous avons montré que l'ensemble des modèles existants surestiment très fortement les efforts quand il s'agit d'un patin frottant présentant une surface de frottement importante ( $>100 \text{ mm}^2$ ). Ceci pourrait s'expliquer par la limitation des hypothèses utilisées dans ces modèles, en particulier, sur l'évaluation de la surface effective de frottement, comme énoncé par Dagrain (2006), et sur la répartition des contraintes sous la surface de frottement.

Dans le but de formuler des hypothèses plus réalistes sur la répartition des contraintes sur le taillant au cours du creusement et d'utiliser ensuite ces hypothèses pour bâtir un modèle de calcul des efforts sur le taillant, pouvant présenter une surface de frottement très importante, nous avons choisi dans un premier temps de conduire des simulations numériques de l'interaction entre un taillant et une roche. Ceci fait l'objet du paragraphe suivant.

## 2.3 SIMULATIONS NUMERIQUES DE L'INTERACTION PATIN-ROCHE

### 2.3.1 INTRODUCTION

Les hypothèses utilisées dans les modèles rencontrés dans la littérature pour le calcul des efforts de coupe sur un patin frottant tendent toujours à surestimer les efforts réels mesurés expérimentalement. Ceci a amené plusieurs auteurs (Lhomme, 1999 ; Smith, 2002 et Dagrain, 2006) à mettre en cause l'hypothèse selon laquelle les efforts doivent être calculés en fonction de la surface apparente (géométrique donc totale) de frottement dans le cas des patins frottants. Ils corroborent à l'unanimité l'existence d'une certaine surface effective de frottement jusque-là non définie.

Nous présentons dans ce chapitre une modélisation numérique par la méthode des éléments finis de la coupe de la roche à l'aide d'un patin frottant. Les simulations ont été réalisées avec le logiciel VIPLEF développé au centre de Géosciences de MINES ParisTech. Notre objectif principal est de mieux comprendre la répartition des contraintes sur le patin et sur la surface effective de frottement afin de mieux formuler des hypothèses simplificatrices.

### 2.3.2 CONDITIONS DES SIMULATIONS NUMERIQUES

On se propose de modéliser le processus de coupe d'une roche à profondeur de passe,  $h$ , imposée avec un taillant parallélépipédique. Ce patin applique sur la roche une contrainte  $\sigma_0$  uniformément répartie, normale au front de coupe, comme l'illustre la figure 2.23.

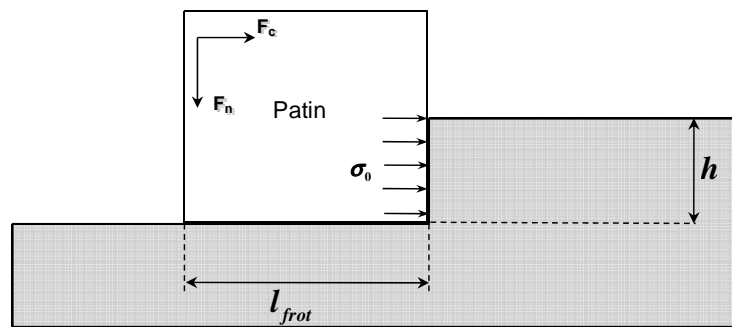


Figure 2.23 : Modélisation de la coupe à profondeur imposée par un patin frottant

La largeur du patin et donc de la saignée (de l'ordre de 300 mm) étant très grande devant la profondeur de coupe (inférieure à 1 mm), si bien que nous allons nous placer dans le cadre de l'hypothèse en déformations planes et nous ramener à un problème bidimensionnel. La roche est supposée avoir un comportement élastique.

Afin de représenter la zone de frottement,  $l_{frot}$ , nous considérons que le patin est infiniment rigide et nous "bloquons", par conséquent, les déplacements verticaux des nœuds situés le long de  $l_{frot}$  comme illustré dans la figure ci-dessous.

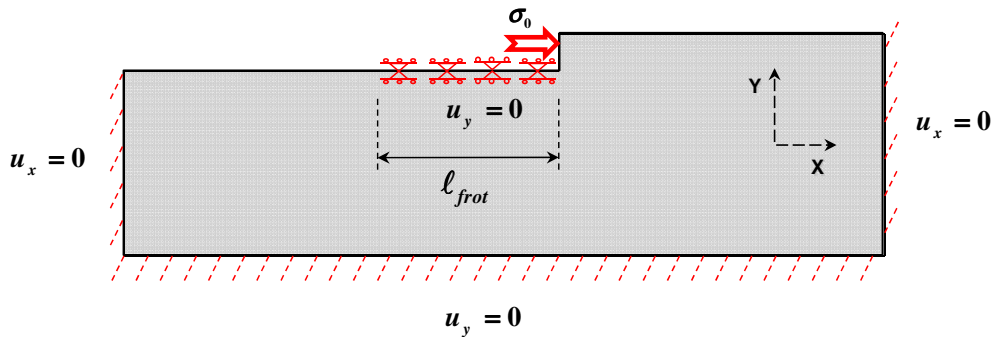


Figure 2.24 : Les conditions aux limites du problème de coupe à profondeur imposée avec un patin frottant

Afin d'assurer une précision optimale des résultats, nous avons adopté un maillage variable de la roche, plus dense sur le front de coupe et sur la zone de frottement, comme le montre la figure 2.25.

On se propose dans la suite d'analyser la répartition ainsi que l'amplitude des contraintes normales sur la longueur de frottement en fonction de la profondeur de coupe  $h$  et cela pour une contrainte de coupe  $\sigma_0$  donnée.

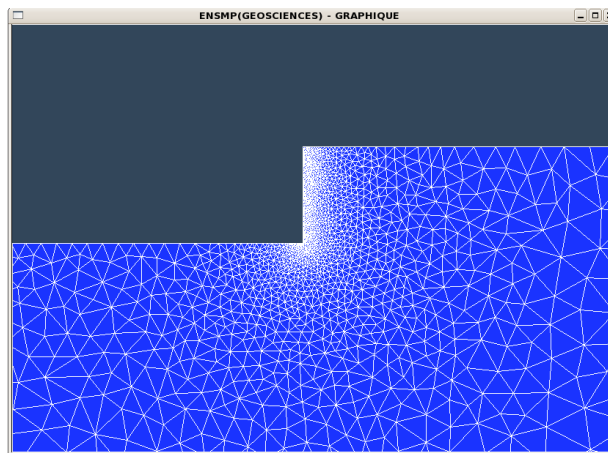


Figure 2.25 : Maillage de la roche

### 2.3.3 ANALYSE DES RESULTATS

Cette étude numérique confirme les résultats trouvés par Sellami (1987) et Gerbaud et al. (2006) qui stipulent que la réaction de la roche à la pénétration du patin frottant se décompose de la manière suivante :

- En appliquant un chargement sur le front de coupe, une zone de compression est induite et s'oppose à la pénétration de l'outil, d'où l'existence de l'effort de coupe qui sera fonction de la profondeur de passe,  $h$  (Figure 2.26).
- La zone de compression, soumise à un confinement important par la face d'attaque dans la direction de la coupe, contraint la roche à se déformer (se refouler) à l'arrière du patin et à exercer sur sa face arrière une contrainte normale à la surface frottante du patin qui tend à le soulever, d'où l'apparition d'un terme d'effort normal de frottement appliqué au niveau de la zone déformée. Cet effort normal de frottement est amplifié par le fait que



l'angle de dépouille est nul. En effet, Péchalat (1976) et Sellami (1987) suggèrent un angle de dépouille supérieur à  $5^\circ$  pour annuler la contribution du refoulement de la roche à l'effort normal sur un pic.

En analysant le profil de la contrainte normale, due au refoulement de la roche le long de la partie frottante du patin, on remarque qu'elle est maximale et égale à  $\sigma_{\max}$  au voisinage de la pointe d'attaque puis décroît vers l'arrière pour s'annuler à une certaine distance le long de la surface de frottement (figure 2.27).

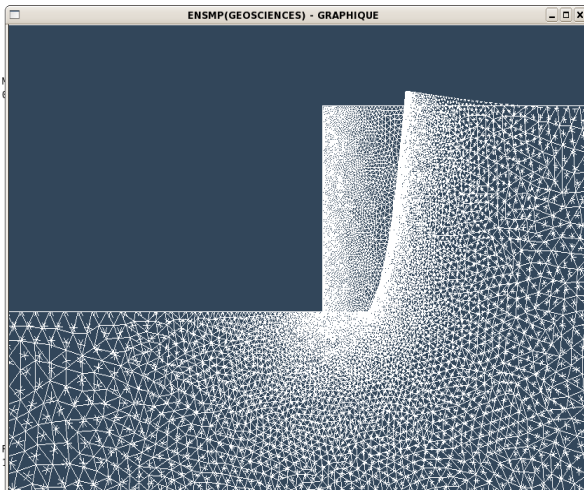


Figure 2.27 : Réaction de la roche à l'avancement du patin frottant

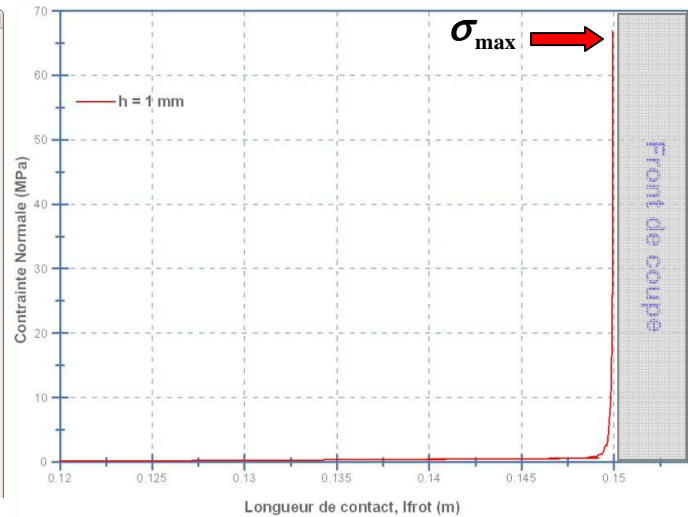


Figure 2.26 : Profil de la contrainte normale le long de la surface de frottement du patin pour une profondeur de passe de 1 mm

L'étude de la variation de  $\sigma_{\max}$  en fonction de la profondeur de passe montre que cette contrainte générée par l'avancement du patin est d'autant plus importante lorsque la profondeur de passe  $h$  est plus élevée (figure 2.28).

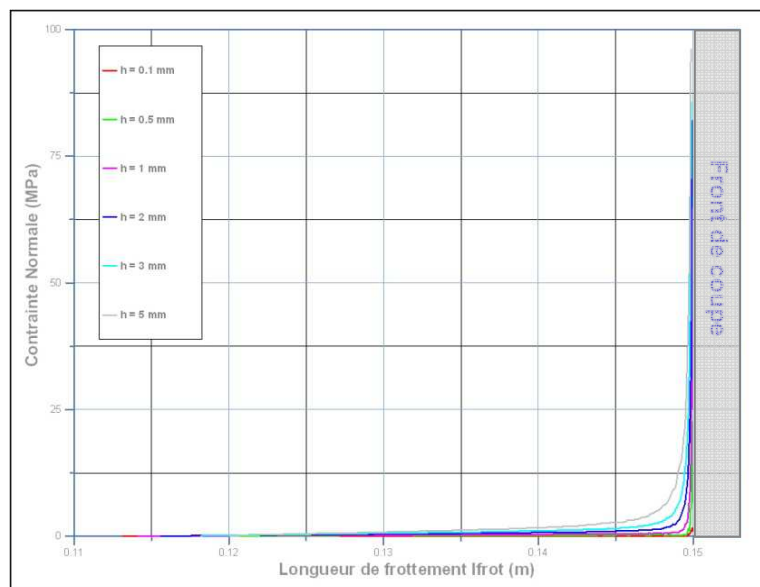


Figure 2.28 : Influence de la profondeur de coupe sur la répartition de la contrainte normale le long de la surface de frottement

La figure 2.29 illustre la variation du rapport ( $\sigma_{\max}/\sigma_0$ ) en fonction de la profondeur de coupe  $h$ . Ces résultats numériques nous permettent d'établir, par interpolation, la fonction puissance, donnée sur le même graphique, régissant l'évolution de  $\sigma_{\max}$  en fonction de  $\sigma_0$  et de  $h$ . Cette fonction d'interpolation sera plus tard utilisée pour l'évaluation de la contrainte normale maximale de frottement sur n'importe quelle surface de frottement.

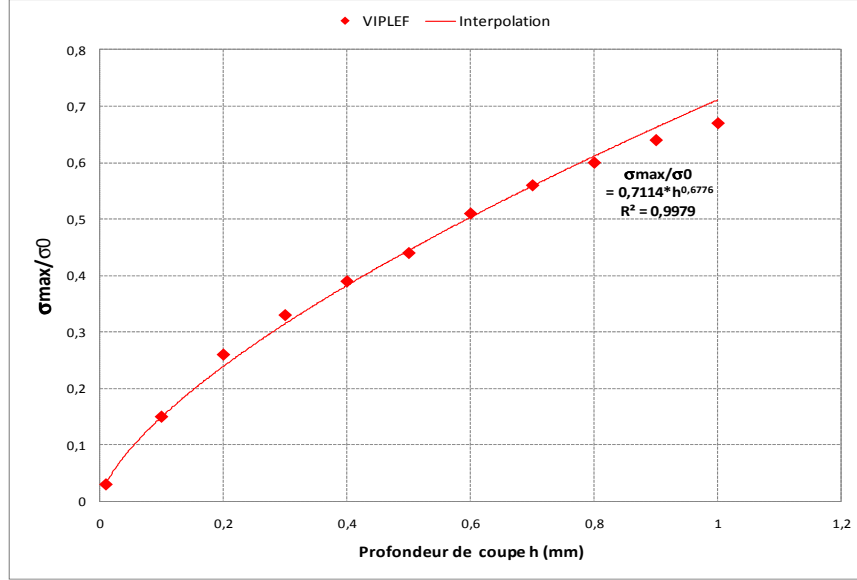


Figure 2.29 : Variation de la contrainte normale de frottement en fonction de la profondeur de coupe

Les résultats des simulations numériques permettent de calculer un effort normal de frottement sur le patin en intégrant la contrainte normale le long de la surface de frottement  $\ell_{frot}$  par unité de largeur de cette dernière :

$$F_n^{frot} = \int_0^{\ell_{frot}} \int_0^1 \sigma_{yy} dx dz \quad (\text{Eq 2.29})$$

Afin de pouvoir aboutir à une formulation analytique de la longueur effective de frottement  $\ell_{frot}^{eff}$ , considérons une répartition simple, de type triangulaire, de la contrainte normale le long de  $\ell_{frot}^{eff}$ . Cette contrainte part d'une valeur maximale  $\sigma_{\max}$  au voisinage du front de coupe à une valeur nulle sur une distance  $\ell_{frot}^{eff}$  à l'arrière du patin. Connaissant  $\sigma_{\max}$  et  $F_n^{frot}$  à partir des résultats des simulations numériques, la longueur effective de frottement peut alors être donnée par :

$$\ell_{frot}^{eff}(h) = \frac{2F_n^{frot}(h)}{\sigma_{\max}(h)} \quad (\text{Eq 2.30})$$

En traçant la variation de la longueur effective de frottement  $\ell_{frot}^{eff}$  en fonction de la profondeur de coupe (figure 2.30), on peut affirmer que cette longueur effective de frottement, due au refoulement de la roche, n'est pas égale à la longueur géométrique, comme souvent considérée dans la littérature, mais qu'elle est proportionnelle à la profondeur de passe imposée. Ce résultat est d'une importance capitale pour le calcul des efforts sur des patins présentant une grande surface de frottement.

Nous retenons cette équation et celle de la variation de  $\sigma_{\max}$  en fonction de la profondeur de passe pour l'évaluation d'un modèle analytique de calcul des efforts de creusement que nous présentons dans le chapitre suivant.

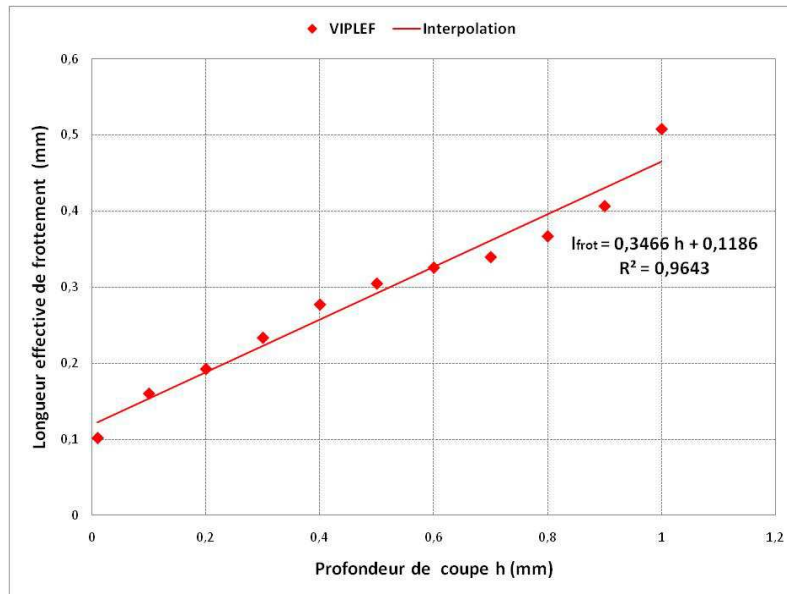


Figure 2.30 : Variation de la longueur de frottement effective en fonction de la profondeur de coupe

#### 2.3.4 SYNTHÈSE

Les modèles de coupe théoriques ainsi qu'expérimentaux rencontrés dans la littérature tendent à surestimer les efforts de frottement sur les taillants présentant une surface de frottement importante. Ceci est expliqué, en partie, par la prise en compte de toute la surface de frottement apparente (géométrique) dans le calcul des efforts. Les hypothèses adoptées dans ces modèles concernant le profil et l'amplitude de la contrainte normale sur la surface de frottement contribuent, par ailleurs, à surestimer encore plus les efforts.

Ce chapitre apporte une nouvelle explication de l'existence de l'effort normal lors du travail d'un patin frottant à partir des simulations numériques par la méthode des éléments finis (logiciel VIPLEF). Cette étude nous a permis de formuler des hypothèses simplificatrices mais plus réalistes quant à l'estimation de la surface effective de frottement et le profil de la contrainte normale qui s'y applique. En effet, les simulations confirment que les efforts de frottement sont principalement dus au refoulement de la roche sur la surface frottante du patin, engendré par la compression de la roche dans la direction de la coupe. En adoptant un profil triangulaire pour la contrainte normale de frottement, les simulations numériques montrent que la longueur effective de frottement, au bout de laquelle la contrainte normale s'annule, ainsi que la contrainte normale maximale de frottement sont proportionnelles à la profondeur de coupe et peuvent être estimées numériquement. La surface de frottement effective ne sera donc plus une donnée du problème, comme assigné dans la littérature, mais une variable à calculer en fonction de la profondeur de coupe. Ces résultats sont repris dans le paragraphe suivant pour établir un nouveau modèle d'interaction patin-roche.

## 2.4 MODELISATION ANALYTIQUE DE L'INTERACTION PATIN-ROCHE

### 2.4.1 INTRODUCTION

Les modèles de coupe présents dans la partie bibliographique tendent tous à surestimer considérablement les efforts de frottement sur les taillants lorsque ceux-ci présentent une surface de frottement importante ( $> 100\text{mm}^2$ ). Ce constat nous amène à reformuler un nouveau modèle d'interaction taillant-roche en introduisant de nouvelles hypothèses concernant l'évaluation de la surface effective de frottement, la répartition des contraintes sur l'interface taillant-roche et le coefficient de frottement. Cette modélisation portera sur les patins frottants de forme rectangulaire présentant ou non un angle de coupe et un chanfrein et sera étendue (Annexe A) pour le calcul des efforts nécessaires à la coupe par des taillants de type PDC et des *trimmers*. Cela nous permettra de disposer d'un modèle de coupe unique applicable à tous les types de taillants sur un outil de forage de type PDC. Une campagne expérimentale sera présentée et analysée afin de juger de la validité du nouveau modèle d'interaction patin-roche.

### 2.4.2 MODELISATION

Le modèle élémentaire de coupe proposé dans ce chapitre va nous permettre de calculer les efforts de coupe maximaux qui s'exercent sur un taillant présentant une surface de frottement importante (patin frottant) lors de la coupe de la roche à une profondeur de coupe fixée. Comme assigné par Menand (2001), le travail du patin est supposé être associé à la présence d'une zone broyée au contact de ce dernier et qui transmet les efforts à la roche. Notre modélisation, hormis les hypothèses sur le frottement, s'inspire largement des travaux de Sellami (1987 et 1989), Gerbaud (1999) et Menand (2001) et reprend une grande partie de leurs hypothèses.

Les hypothèses utilisées dans la modélisation sont:

1. Le patin coupe la roche, supposée homogène et isotrope, à pression atmosphérique, creuse une saignée à une profondeur de passe  $h$  et dégage des copeaux de forme prismatique.
2. La largeur de la saignée est supposée grande devant la profondeur de passe pour se ramener à un problème bidimensionnel.
3. Le copeau de roche se rompt en cisaillement suivant une surface de rupture qui fait un angle  $\psi$  par rapport à l'horizontale. Le critère de rupture utilisé est celui de Mohr-Coulomb dans lequel la roche est décrite par ses caractéristiques mécaniques (cohésion  $C_0$ , angle de frottement interne  $\phi$  et sa résistance à la compression simple  $R_c$ ).
4. La contrainte normale sur le méplat de frottement décroît linéairement d'une valeur maximale  $\sigma_{\max}$  à la pointe de la pastille ( $\mathbf{x} = \mathbf{0}$ ) à une valeur nulle à  $\mathbf{x} = \ell_{\text{frot}}^{\text{eff}}(\mathbf{h})$ .
5. La variation de la contrainte normale maximale de frottement en fonction de la profondeur de coupe est calculée à travers la relation issue des résultats des simulations numériques :

$$\frac{\sigma_{\max}}{\sigma'_0} = 0.7114h^{0.6776} \quad (\text{Eq 2.31})$$

6. La variation de la longueur effective de frottement en fonction de la profondeur de coupe est elle aussi donnée par l'expression suivante établie à partir des simulations numériques présentées plus haut:

$$\ell_{\text{frot}}^{\text{eff}} = 0.3466h + 0.1186 \quad (\text{Eq 2.32})$$

7. Les contraintes normales et tangentielles sur la face d'attaque et sur le méplat de frottement du patin sont liées par la loi de frottement solide de Coulomb.

8. Le frottement sous le patin et sur le front de coupe est de type roche broyée-roche saine.

La figure 2.31 présente la configuration géométrique du modèle et les différents paramètres utilisés

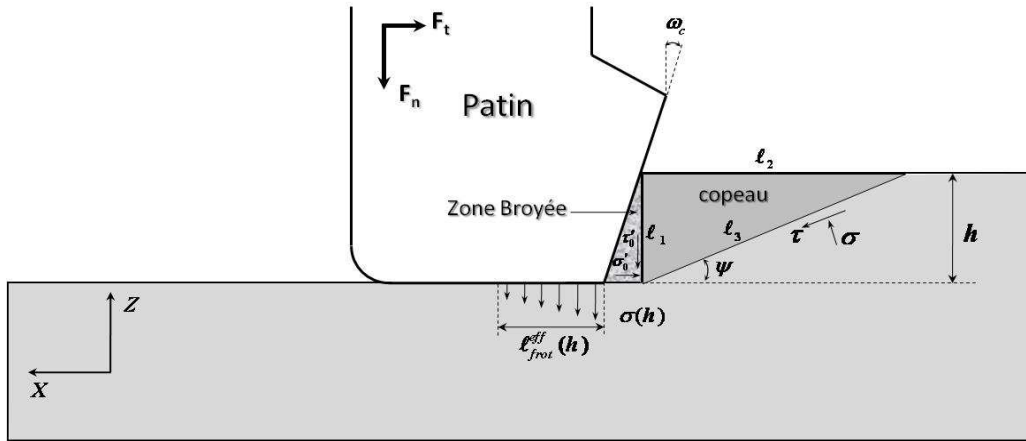


Figure 2.31 : Schématisation de l'interaction patin frottant-roche

Les paramètres de ce modèle de coupe élémentaire sont :

- $\sigma'_0$  et  $\tau'_0$  : contraintes sur la face verticale du copeau de roche;
- $\sigma$  et  $\tau$  : contraintes moyennes sur la ligne (surface) de glissement du copeau;
- $\psi$  : angle de rupture du copeau par rapport à l'horizontale;
- $\ell_1, \ell_2, \ell_3$  : longueurs caractéristiques du copeau;
- $\omega_c$  : angle de coupe du taillant ; c'est l'angle entre la face d'attaque et la verticale.

L'étude de l'équilibre limite du copeau de roche nous fournit les équations suivantes :

$$\sigma'_0 \ell_1 = \sigma \sin \psi \ell_3 + \tau \cos \psi \ell_3 \quad (\text{Eq 2.33})$$

$$\tau'_0 \ell_1 = \sigma \cos \psi \ell_3 - \tau \sin \psi \ell_3 \quad (\text{Eq 2.34})$$

En s'inspirant de différents modèles de coupe élémentaires présentés dans la partie bibliographique, on introduit l'hypothèse d'un frottement de type roche broyée-roche saine entre la partie frottante du patin et le fond de la saignée. Cela est dû à l'existence d'une couche limite qui s'incruste sous le patin et qui adhère aux micros cavités de la surface de

frottement. On supposera, dès lors, les mêmes mécanismes de frottement à l'interface entre la face d'attaque du patin et la section verticale du copeau.

A la lumière de ce qui précède, la loi de frottement de Coulomb implique :

$$\tau'_0 = \tan(\varphi')\sigma'_0 \quad (\text{Eq 2.35})$$

$\varphi'$  est l'angle de frottement entre la roche broyée et la roche saine. Nous utilisons les résultats de Kérisel (1961) inspirés des travaux de Caquot (1934) et repris par Sellami (1987) et puis par Menand (2001), pour déterminer  $\varphi'$  par la relation suivante :

$$\varphi' = \arctan\left(\frac{2}{\pi} \tan(\varphi)\right) \quad (\text{Eq 2.36})$$

Nous avons :

$$\ell_1 = h, \ell_2 = \frac{h}{\tan\psi}, \ell_3 = \frac{h}{\sin\psi} \quad (\text{Eq 2.37})$$

En remplaçant Eq 2.37 dans Eq 2.33, Eq 2.34 et en prenant en compte Eq 2.35, les expressions des contraintes normale et tangentielle le long de la surface de glissement du copeau se mettent sous la forme :

$$\sigma = \sigma'_0 \sin^2 \psi + \tau'_0 \cos \psi \sin \psi \quad (\text{Eq 2.38})$$

$$\tau = \sigma'_0 \sin \psi \cos \psi - \tau'_0 \sin^2 \psi \quad (\text{Eq 2.39})$$

Le critère de rupture de Mohr-Coulomb s'écrit :

$$\tau = C_0 + \sigma \tan(\varphi) \quad (\text{Eq 2.40})$$

En combinant les équations, on obtient facilement l'expression de la contrainte de coupe à la rupture du copeau :

$$\sigma'_0 = \frac{C_0}{(1 - \tan(\varphi') \tan(\varphi))(\sin(\psi) \cos(\psi) - \tan(\varphi' + \varphi) \sin^2(\psi))} \quad (\text{Eq 2.41})$$

L'angle de rupture du copeau de roche  $\psi$  est déterminé par minimisation de la contrainte de rupture:

$$\frac{\partial \sigma'_0}{\partial \psi} = 0 \quad (\text{Eq 2.42})$$

Cela donne :

$$\psi = \frac{\pi}{4} - \frac{(\varphi + \varphi')}{2} \quad (\text{Eq 2.43})$$

L'effort de coupe appliqué par la roche sur le patin est la somme de l'effort de coupe nécessaire au départ du copeau ( $F_t^c$ ), de l'effort supplémentaire dû au frottement entre la roche broyée et la roche saine ( $F_t^b$ ) et de l'effort tangentiel de frottement,  $F_t^{frot}$ , à l'interface entre la surface frottante et le fond de la saignée :

$$F_t = F_t^c + F_t^b + F_t^{frot} \quad (\text{Eq 2.44})$$

$$F_t = \sigma'_0 S_c + \tau'_0 S_b + \tau_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq 2.45})$$

$$F_t = \sigma'_0 S_c + \sigma'_0 \tan \varphi' S_b + 1/2 \sigma_{\max}(h) \tan(\varphi') S_{frot} \quad (\text{Eq 2.46})$$

$S_c$  est la section verticale de coupe, égale à  $hL$  où L est la largeur du patin.

$S_b$  est la surface horizontale de frottement entre la zone broyée et le fond de la saignée creusée qui dépend de la profondeur de coupe :

$$S_b = h \tan(\omega_c) L \quad (\text{Eq 2.47})$$

$S_{frot}$  est la surface de frottement effective du patin contre le fond de la saignée. Elle est donnée par:

$$S_{frot} = \ell_{frot}^{eff} (h) L \quad (\text{Eq 2.48})$$

L'effort normal encaissé par le taillant est la somme de l'effort normal nécessaire au départ du copeau ( $F_n^c$ ), de l'effort supplémentaire dû au frottement entre la zone broyée et le fond de la saignée ( $F_n^b$ ) et de l'effort normal de frottement,  $F_n^{frot}$ , à l'interface entre la surface frottante et le fond de la saignée :

$$F_n = F_n^c + F_n^b + F_n^{frot} \quad (\text{Eq 2.49})$$

$$F_n = \tau'_0 S_c + \sigma'_0 S_b + 1/2 \sigma_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq 2.50})$$

$$F_n = \sigma'_0 \tan(\varphi') S_c + \sigma'_0 S_b + 1/2 \sigma_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq 2.51})$$

Les efforts de coupe sur un patin frottant se mettent désormais sous la forme suivante :

$$F_t = \sigma'_0 (1 + \tan \varphi' \tan \omega_c) h L + 1/2 \sigma_{\max}(h) \tan \varphi' \ell_{frot}^{eff} (h) L \quad (\text{Eq 2.52})$$

$$F_n = \sigma'_0 (\tan \varphi' + \tan \omega_c) h L + 1/2 \sigma_{\max}(h) \ell_{frot}^{eff} (h) L \quad (\text{Eq 2.53})$$

Pour se rapprocher encore plus de la réalité, il faudra tenir compte du fait que les pastilles PDC utilisées dans la pratique présentent dans la majorité des cas un chanfrein qui leur permet de résister aux chocs lors du forage. Ce chanfrein est caractérisé par sa longueur  $\ell_{ch}$  et son angle  $\gamma$ . La figure 2.32 présente les caractéristiques du modèle étudié en présence d'un chanfrein sur le patin frottant.

La longueur de la zone broyée ( $b$ ) étant une fonction de la géométrie du chanfrein, de l'angle de coupe du patin ( $\omega_c$ ) ainsi que de la profondeur de coupe ( $h$ ), elle s'écrit sous la forme suivante :

$$b = \frac{h}{\tan \gamma} \quad \text{Si } h \leq \ell_{ch} \sin \gamma \quad (\text{Eq 2.54})$$

$$b = \ell_{ch} \frac{\cos(\gamma + \omega_c)}{\cos \omega_c} + h \tan \omega_c \quad \text{Si } h > \ell_{ch} \sin \gamma \quad (\text{Eq 2.55})$$

Les efforts d'interaction sur le patin deviennent :

• Si  $h \leq \ell_{ch} \sin \gamma$

$$\begin{cases} F_t = \sigma'_0 \left(1 + \frac{\tan \varphi'}{\tan \gamma}\right) h L + \frac{1}{2} \sigma_{\max}(h) \tan \varphi' \ell_{frot}^{eff} (h) L \\ F_n = \sigma'_0 \left(\tan \varphi' + \frac{1}{\tan \gamma}\right) h L + \frac{1}{2} \sigma_{\max}(h) \ell_{frot}^{eff} (h) L \end{cases} \quad (\text{Eq 2.56})$$

Ce cas revient à une situation de coupe avec un angle de coupe  $\omega'_c = \pi/2 - \gamma$ , généralement beaucoup plus grand que  $\omega_c$ .

• Si  $h > \ell_{ch} \sin \gamma$

$$\begin{cases} F_t = \sigma'_0 \left( 1 + \tan \varphi' \left( \frac{\ell_{ch}}{h} \frac{\cos(\gamma + \omega_c)}{\cos \omega_c} + \tan \omega_c \right) \right) hL + \frac{1}{2} \sigma_{\max}(h) \tan \varphi' \ell_{frot}^{eff}(h)L \\ F_n = \sigma'_0 \left( \tan \varphi' + \left( \frac{\ell_{ch}}{h} \frac{\cos(\gamma + \omega_c)}{\cos \omega_c} + \tan \omega_c \right) \right) hL + \frac{1}{2} \sigma_{\max}(h) \ell_{frot}^{eff}(h)L \end{cases} \quad (\text{Eq 2.57})$$

Dans le cas des taillants PDC ou *trimmers* cylindriques, les surfaces d'interaction ont des géométries plus complexes, en particulier la zone broyée. Les détails de calcul des efforts de coupe dans ce cas de figure sont donnés dans l'annexe A.4.

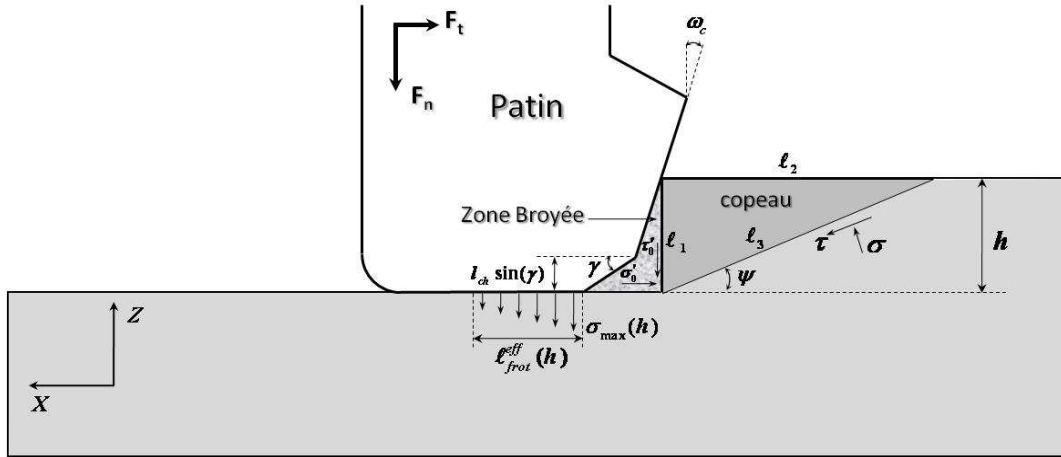


Figure 2.32 : Schématisation de l'interaction patin chanfreiné-roche

### 2.4.3 SYNTHÈSE

Un modèle élémentaire d'interaction patin-roche a été développé. Ce modèle reprend en grande partie les hypothèses utilisées par Sellami (1987 et 1989), Gerbaud (1999) et Menand (2001). Ces dernières ont été complétées par deux autres hypothèses très importantes pour l'étude des patins présentant une grande surface de frottement. Elles concernent les dimensions de la surface effective de frottement et la répartition des contraintes qui s'y appliquent. Ces hypothèses ont été formulées à partir de résultats des simulations numériques que nous avons conduites dans le cadre de ce travail.

À l'instar de plusieurs auteurs, nous avons supposé l'existence d'une couche limite de roche broyée au voisinage du taillant et transmettant les contraintes à la roche 'vierge'. Le coefficient de frottement de type roche broyée-roche saine a été exprimé en fonction de l'angle de frottement interne de la roche.

Nous présentons dans le paragraphe suivant une étude expérimentale dédiée, en particulier, à la validation du modèle élémentaire d'interaction entre un patin présentant une grande surface de frottement et la roche. Le cas des taillants PDC aiguisés et des *trimmers* cylindriques sera aussi traité.



## 2.5 ETUDE EXPERIMENTALE

### 2.5.1 INTRODUCTION

L'objectif ici est de concevoir et réaliser une campagne d'essais permettant de mettre en évidence et confirmer les hypothèses discutées plus haut et relatives aux mécanismes de frottement sous le patin frottant.

Il s'agit en particulier d'évaluer la contrainte normale s'exerçant sous le patin frottant, la longueur effective de frottement et l'angle de frottement entre le patin et la roche, cela en vue d'une meilleure prédictibilité des efforts de coupe dans le cas d'un taillant présentant une grande surface de frottement.

Pour ce faire, des essais de coupe sur 15 patins rectangulaires de surface de frottement allant de  $38 \text{ mm}^2$  à  $285 \text{ mm}^2$  avec un pas de  $19 \text{ mm}^2$  sont réalisés. Pour étendre l'analyse au cas d'un PDC aiguisé et des *trimmers*, nous reprenons les résultats d'essais expérimentaux réalisés, respectivement, par Pelfrene (2010) et par Menand (2001). Tous les essais sont effectués dans le grès des Vosges (GDV) et le calcaire d'Anstrude considérés comme homogènes et isotropes.

### 2.5.2 PROGRAMME EXPERIMENTAL

La cellule de forabilité du centre de Géosciences (Figure 2.33) est un dispositif qui permet de simuler l'interaction taillant-roche sous des conditions opératoires choisies de manière à s'approcher des conditions réelles d'un forage pétrolier. Un essai pratiqué sur la cellule de forabilité consiste à mesurer les efforts (normal, tangentiel et radial) sur un taillant entraîné en rotation et coupant la roche à une profondeur donnée, imposée par la descente d'un arbre à une vitesse constante maintenue fixe lorsque la vitesse de consigne est atteinte. L'essai de coupe est donc conduit à profondeur de passe imposée. L'échantillon de roche utilisé se présente sous la forme d'une galette cylindrique de quelques centimètres d'épaisseur et de  $16 \text{ cm}$  de diamètre.

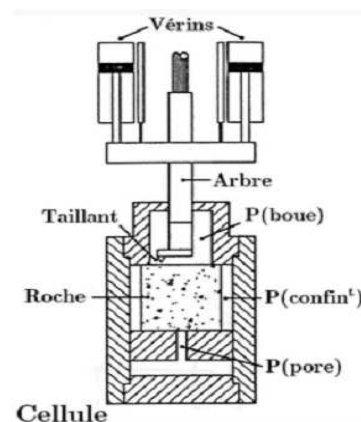


Figure 2.33 : Vue du taillant et de la roche avant la fermeture de la cellule de forabilité du centre de Géosciences de MINES ParisTech

Les taillants utilisés dans cette campagne d'essais ont été obtenus à partir de découpe de pastilles cylindriques de 19 mm de diamètre et de largeur variable entre 2 et 15 mm. Ces pastilles sont en carbure de tungstène brasé sur un support en acier dur. Les taillants résultants auront une face d'attaque rectangulaire de largeur 19 mm et une facette de frottement rectangulaire en carbure de même largeur et de longueur variant de 2 à 15 mm.

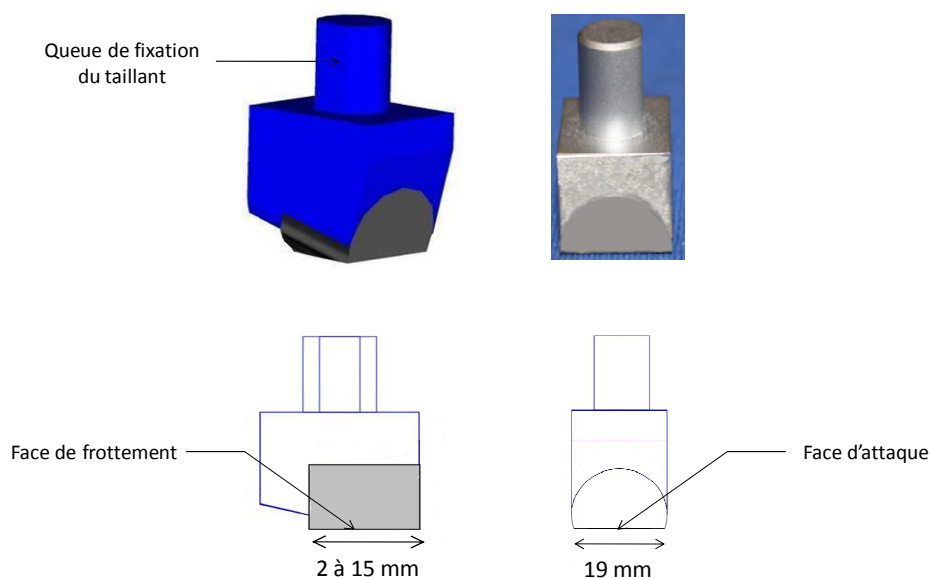


Figure 2.34 : Patins Frottants testés dans la cellule de forabilité

Au cours des essais, l'angle de coupe des patins frottants est nul. La surface de frottement est maintenue en permanence parallèle au fond de la saignée. Nous avons opté d'utiliser des patins rectangulaires et non cylindriques pour garantir une même largeur de saignée quelle que soit la profondeur de passe testée.

Les roches utilisées sont le grès des Vosges et le calcaire d'Anstrude, leurs caractéristiques mécaniques ont été évaluées à partir d'essais de compression simples et triaxiaux (Tableau 2.1).

Tableau 2.1 : Propriétés mécaniques du grès des Vosges et du calcaire d'Anstrude

	Grès des Vosges	Calcaire d'Anstrude
Cohésion $C$ (MPa)	12	10
Angle de frottement interne $\varphi$ (deg)	42	35
Résistance à la compression simple $R_c$ (MPa)	53	39
Module d'élasticité $E$ (MPa)	12000 - 14000	10000 - 12000
Coefficient de poisson $\nu$	0,2 0,3	0,17



Les essais ont été effectués à pression atmosphérique et en conditions sèches. La vitesse de rotation de l'arbre a été maintenue à  $7 \text{ tr/min}$ , ce qui correspond à une vitesse d'avance (vitesse de coupe) de  $33 \text{ mm/s}$ . Les profondeurs de coupe testées sont comprises entre  $0,05 \text{ mm}$  et  $1 \text{ mm}$  pour ne pas dépasser les charges limites du capteur de force. Parallèlement à ce programme d'essais de coupe, nous disposons des résultats de deux précédentes campagnes d'essais réalisées dans le centre de Géosciences par Menand (2001) et Pelfrene (2010). La première avec des *trimmers* PDC de  $13,3 \text{ mm}$  de diamètre présentant des surfaces de frottement de  $12, 21$  et  $32 \text{ mm}^2$ , l'angle de coupe est maintenu constant à  $30^\circ$  (Figure 2.35). La deuxième avec un taillant aiguisé de section carré ( $12 \text{ mm}$ ), d'angle de coupe  $15^\circ$  et avec un chanfrein de longueur  $0,6 \text{ mm}$  et d'angle avec l'horizontal de  $15^\circ$  (Figure 2.36).



Figure 2.35 : Trimmers PDC de Menand (2001)



Figure 2.36 : Taillant carré de Pelfrene (2010)

### 2.5.3 PROCEDURE EXPERIMENTALE ET TRAITEMENT DES DONNEES

La profondeur de coupe du patin dans la cellule de forabilité étant contrôlée à travers la vitesse de rotation et la vitesse d'avance de l'arbre rotatif. Le patin se meut d'un mouvement hélicoïdal avec une pente d'enfoncement constante jusqu'à atteindre la profondeur souhaitée. Le porte-outil, soudé sur l'arbre de rotation pour atténuer les vibrations, était fixé de manière à assurer un parallélisme quasi-parfait entre la surface de frottement et le fond de la saignée creusée. En effet, un angle de dépouille négatif de  $1^\circ$  a été appliqué pour tenir compte de la flexion de l'arbre au cours de l'essai.

Au cours du processus de coupe et de frottement, le patin encaisse un effort résultant dont les trois composantes sont : l'effort normal, noté  $F_n$ , l'effort tangentiel ou souvent appelé effort de coupe, noté  $F_t$  et l'effort radial dont la moyenne est quasi-nulle au cours du creusement d'une saignée isolée. Ces efforts sont mesurés grâce à un capteur triaxial d'une capacité de  $50 \text{ kN}$  vissé à l'extrémité de l'arbre. Les signaux sont échantillonnés à une fréquence de  $200 \text{ Hz}$ . Pour une vitesse de coupe de  $33 \text{ mm/s}$ , cela correspond à une distance d'échantillonnage de  $0,165 \text{ mm}$ . Les erreurs de mesures restent inférieures à  $7\%$ .

La figure 2.37 illustre l'évolution des efforts normal et tangentiel en fonction du temps de parcours du taillant dans la roche. On peut noter que les efforts augmentent à mesure que le patin s'engage dans la roche, puis se stabilisent lorsque la profondeur de passe nominale est atteinte. Le mécanisme de rupture de la roche, sous le chargement du patin, est un processus

cyclique, comme le montre la figure 2.37. L'aspect cyclique de coupe comporte trois étapes : broyage, broyage et petit éclats, éclat majeur (départ du copeau). Au cours de la rupture du copeau, les efforts passent d'une valeur maximale à une valeur minimale. Nous pouvons considérer, dès lors, deux types d'efforts :

- Les efforts maximaux, représentatifs de la rupture de la roche ;
- Les efforts moyens, permettant de calculer le comportement moyen de l'outil.

Dans notre modèle élémentaire de coupe, on est censé calculer les efforts maximaux à l'équilibre limite du copeau. Néanmoins, vu le faible écart entre les efforts maximaux et moyens et afin de faciliter le traitement des données brutes, nous avons décidé d'exploiter les efforts moyens de coupe.

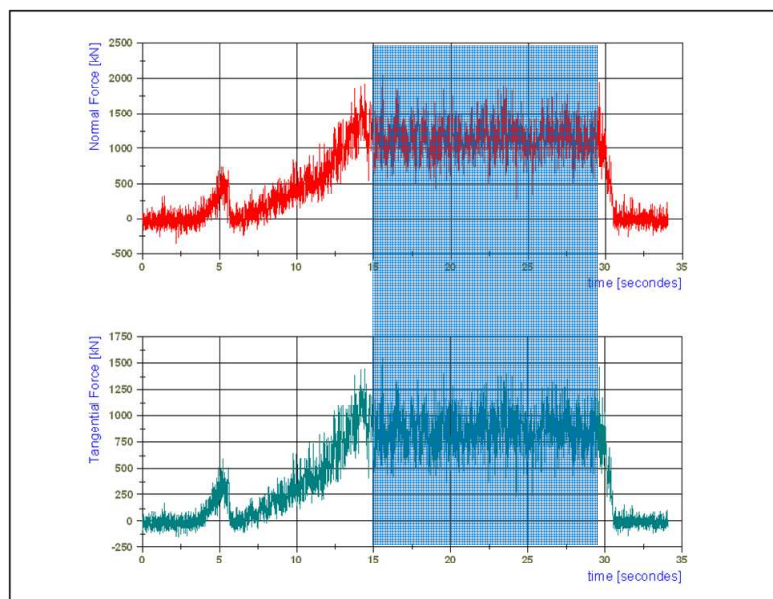


Figure 2.37 : Exemple d'un signal brut et de la fenêtre de traitement des efforts en fonction du temps

Durant un même essai, on effectue plus d'un tour afin de déterminer, de la manière la plus efficace, les valeurs des efforts de coupe sur le patin. Cependant, lorsque le patin passe plusieurs fois dans la même saignée, on observe une amplification de l'effort tangentiel due au fait que le patin frotte contre les parois verticales de la saignée creusée. Afin d'atténuer ce phénomène, nous avons limité, pour un même essai, le nombre de tours à deux. Cet effet est encore plus amplifié lorsque le patin est long. Nous avons alors limité la longueur maximale du patin à 14 *mm*.

Enfin, au cours de plusieurs essais, nous avons observé un écaillage important des bords de la saignée dans le cas des essais à profondeur de passe importante. Afin d'éviter ce problème, nous avons limité la profondeur de passe à 1 *mm*.

## 2.5.4 RESULTATS EXPERIMENTAUX

### 2.5.4.1 CAS DES TAILLANTS AIGUISES

Nous reprenons, dans la suite, les résultats d'essais réalisés dans le calcaire d'Anstrude à une vitesse de coupe de  $30 \text{ mm/s}$  par Pelfrene (2010). La figure 2.38 présente l'évolution des efforts théoriques et expérimentaux sur un taillant PDC en fonction de la profondeur de coupe. Le taillant à une face de coupe de section carrée et un angle de coupe de  $15^\circ$ . Le PDC est chanfreiné et sans surface de frottement ( $S_{frot} = \mathbf{0}$ ) et avec un angle et une longueur de chanfrein respectivement de  $15^\circ$  et de  $0,6 \text{ mm}$ .

Les efforts de coupe théoriques sont calculés en utilisant les caractéristiques géométriques du taillant ainsi que les caractéristiques mécaniques du calcaire d'Anstrude, données plus haut. Nous avons assimilé l'angle de frottement au voisinage du taillant à l'angle de frottement interne de la roche. La courbe théorique présente un changement de pente à une profondeur de passe égale à la hauteur du chanfrein ( $0,16 \text{ mm}$ ). Cela s'explique par l'augmentation de la surface de frottement entre la zone broyée, due au chanfrein, et le fond de la saignée creusée quand la profondeur de passe est inférieure ou égale à la hauteur du chanfrein (Eq 2.54). Au-delà de cette profondeur la surface de frottement reste constante (Eq 2.55). Nous notons, enfin, que notre modèle fournit une bonne estimation des efforts de coupe sur un taillant aiguisé.

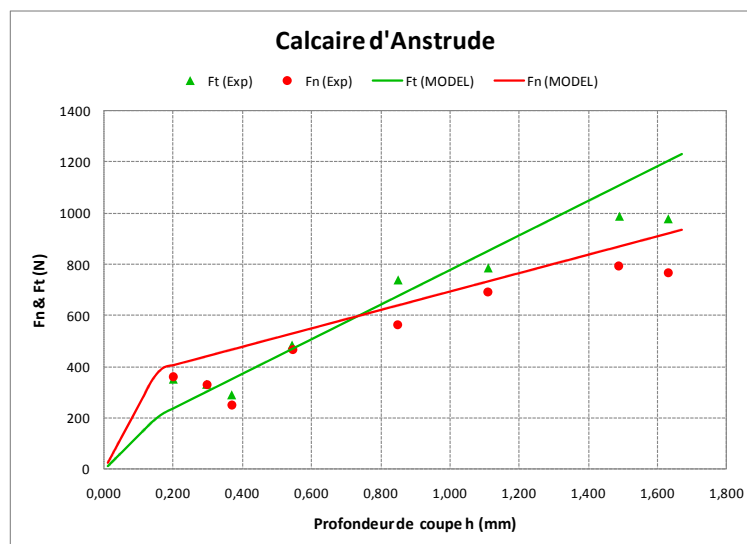


Figure 2.38 : Evolution des efforts expérimentaux (Pelfrene, 2010) et théoriques en fonction de la profondeur de coupe dans le calcaire d'Anstrude : cas d'un taillant carré neuf chanfreiné

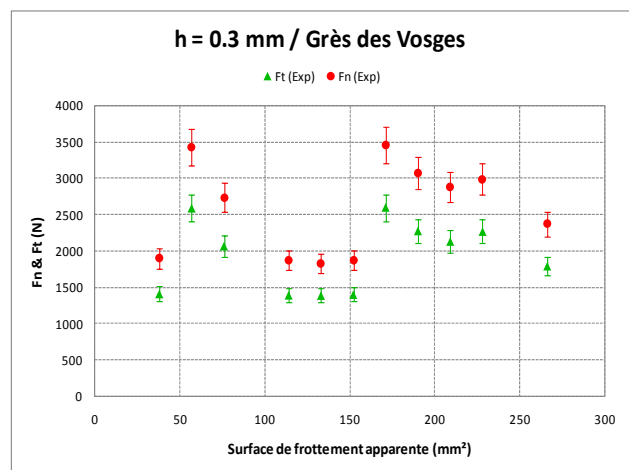
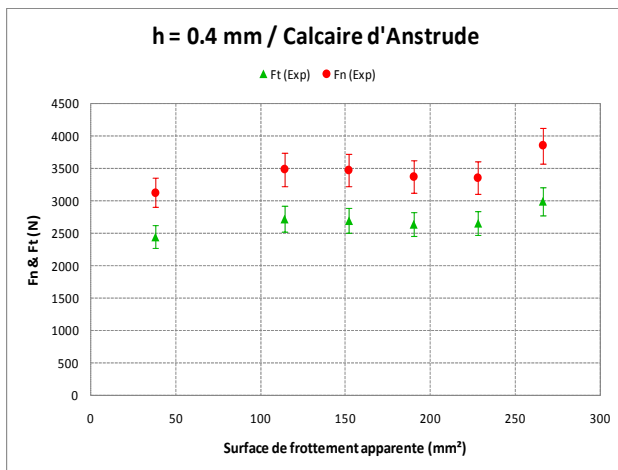
### 2.5.4.2 PATINS FROTTANTS AVEC CHANFREINS

Les figures 2.39 & 2.40 présentent l'évolution des efforts de coupe sur le patin en fonction de la surface de frottement apparente (chaque abscisse présente un patin) pour une profondeur de coupe donnée, dans les deux roches retenues. À l'encontre de ce qui est

communément admis de manière théorique dans la littérature, à savoir que les efforts de coupe augmentent avec la surface géométrique de frottement, on note que les efforts de coupe sont globalement stables quand la surface de frottement passe de 38 à 266  $mm^2$ . Ceci corrobore les résultats des simulations numériques stipulant que le frottement ne s'opère que sur une petite partie de la surface apparente (géométrique) de frottement.

Nous présentons sur la figure 2.41 l'évolution des efforts théoriques et expérimentaux de coupe en fonction de la profondeur de passe, dans le grès des Vosges, sur un patin présentant une surface de frottement apparente de 266  $mm^2$ . Nous remarquons l'existence d'un petit chanfrein d'usure sur le patin visible à la loupe. Le meilleur ajustement des données expérimentales a été obtenu avec une longueur du chanfrein d'usure de 0,3  $mm$  et un angle de 30°. Nous avons supposé un frottement de type roche broyée-roche saine au voisinage du taillant. En effet, nous avons remarqué que la couche limite été constituée de débris de grains de quartz qui s'écoulaient entre le patin et la roche et qui n'adhéraient pas à la surface de frottement vers la fin de l'essai. Nous notons une diminution de la pente à partir d'une profondeur de passe égale à la hauteur du chanfrein qui est due à l'invariance de la surface de frottement entre la zone broyée et le fond de la saignée au-delà de cette profondeur.

La figure 2.42 présente l'évolution des efforts théoriques et expérimentaux de coupe en fonction de la profondeur de passe, dans le calcaire d'Anstrude, sur un patin présentant une surface de frottement apparente de 114  $mm^2$ . De la même manière, le meilleur ajustement des données expérimentales a été obtenu avec une longueur du chanfrein d'usure de 0,5  $mm$  et un angle de 20°. En revanche, l'accord sur les résultats expérimentaux est meilleur lorsqu'on attribue à l'angle de frottement au voisinage du patin la valeur de l'angle de frottement interne de la roche. Cela peut avoir un sens dans la mesure où il est facile d'observer l'existence d'une fine couche de roche compactée, difficile à enlever, qui adhère à la face d'attaque et sur la face arrière du patin. Ceci explique pourquoi la loi de Kérisel (1961) ne s'applique qu'aux roches granulaires comme le grès des Vosges et non aux roches à texture très fine comme le calcaire d'Anstrude.



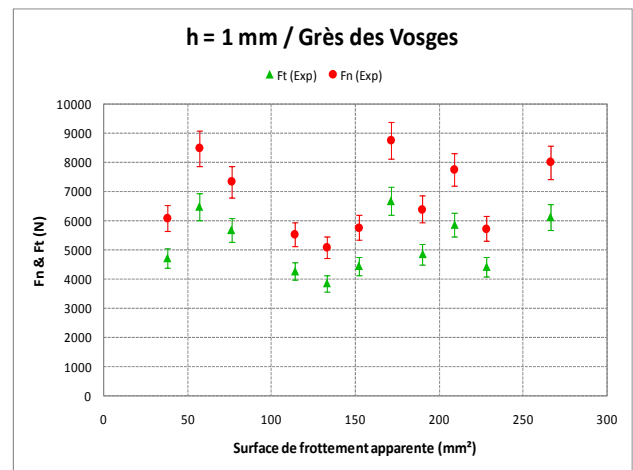
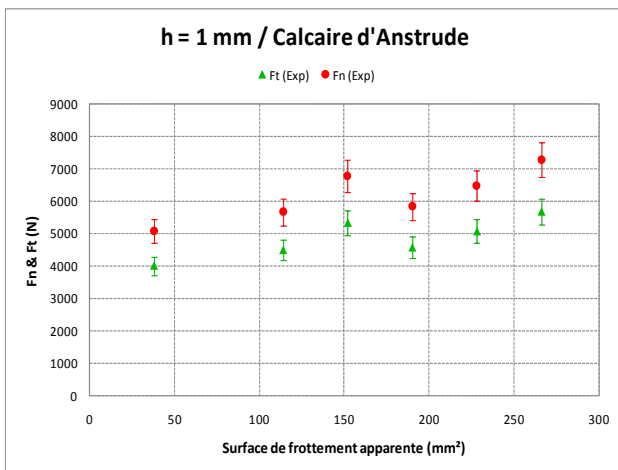
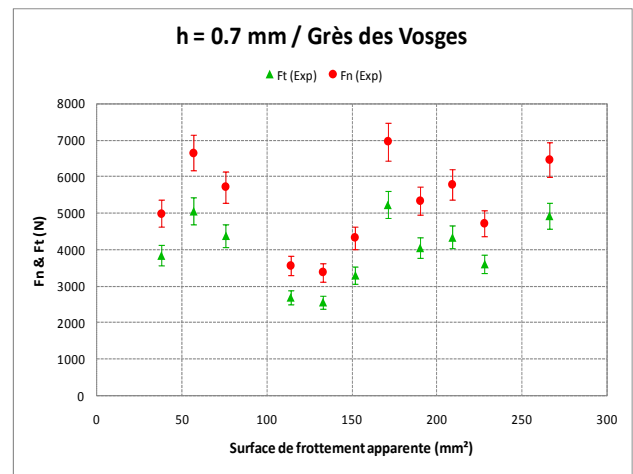
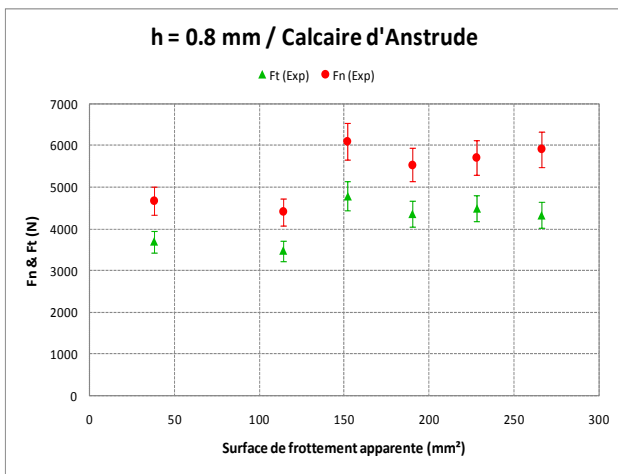
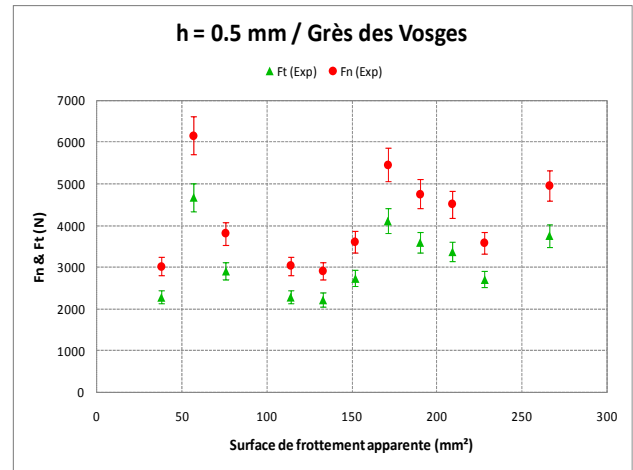
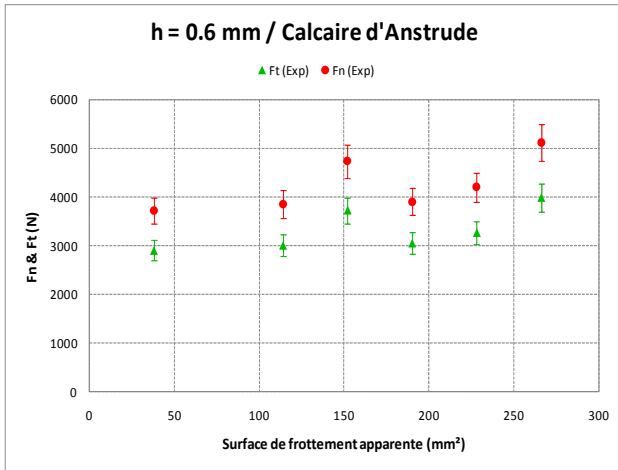


Figure 2.39 : Evolution des efforts de coupe en fonction de la surface apparente de frottement pour une profondeur de passe constante (calcaire d'Anstrude)

Figure 2.40 : Evolution des efforts de coupe en fonction de la surface apparente de frottement pour une profondeur de passe constante (grès des Vosges)

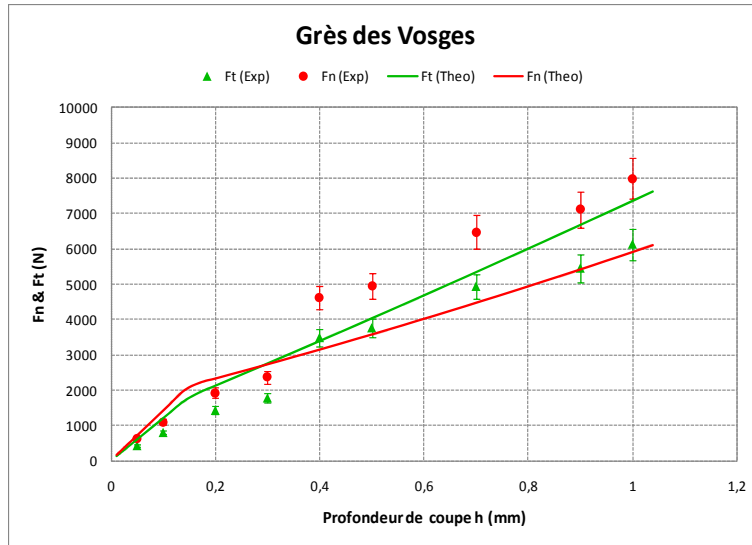


Figure 2.41 : Evolution des efforts de coupe sur le patin en fonction de la profondeur de passe dans le grès des Vosges ( $S_{frot} = 266 \text{ mm}^2$ )

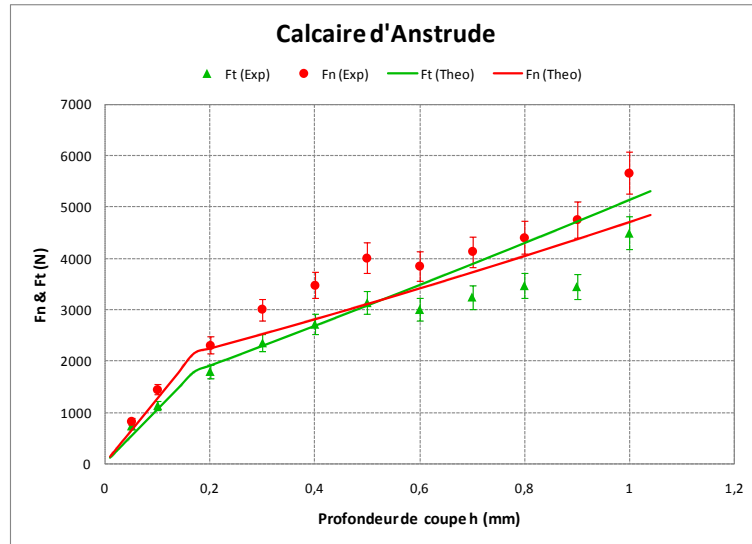


Figure 2.42 : Evolution des efforts de coupe sur le patin en fonction de la profondeur de passe dans le calcaire d'Anstrude ( $S_{frot} = 114 \text{ mm}^2$ )

Si sur le taillant de coupe de type PDC on a réellement un chanfrein par construction, définie par sa hauteur et par son angle, sur les patins frottant nous avons en réalité un arrondi qui se crée après quelques centimètres parcourus dans la roche. Cet arrondi peut être paramétré par un quart de cercle de rayon  $R$  comme illustré sur la figure A.1 (Annexe A.1). La modélisation de l'interaction entre le patin usée et la roche est détaillée dans l'annexe A.1. La surface de frottement,  $S_b$ , entre la zone broyée et le fond de la saignée est désormais variable en fonction de la profondeur de passe quand elle est inférieure ou égale au rayon d'usure  $R$  et reste constante au-dessus de cette profondeur (Eq 2.58).

$$\begin{cases} S_b = \sqrt{2Rh - h^2}L & \text{Si } h \leq R \\ S_b = (h \tan \omega_c + R(1 - \tan \omega_c))L & \text{Si } h > R \end{cases} \quad (\text{Eq 2.58})$$



Nous reprenons sur les figures 2.43 & 2.44 les résultats des essais décrits plus haut avec les deux patins présentant respectivement une surface de frottement apparente  $S_{frot} = 266 \text{ mm}^2$  et  $S_{frot} = 114 \text{ mm}^2$ . Le meilleur ajustement des données expérimentales a été obtenu en considérant un rayon d'usure de  $0.25 \text{ mm}$  pour l'essai effectué dans le grès des Vosges et de  $0,5 \text{ mm}$  pour l'essai effectué dans le calcaire d'Anstrude, avec les mêmes angles de frottement au voisinage du patin utilisés plus haut.

Nous remarquons que le modèle élémentaire de coupe fournit une estimation acceptable des efforts sur le patin, en plus du fait que la prise en compte d'un arrondi d'usure au lieu d'un chanfrein permet d'assurer la continuité de la loi des efforts de coupe en fonction de la profondeur de passe.

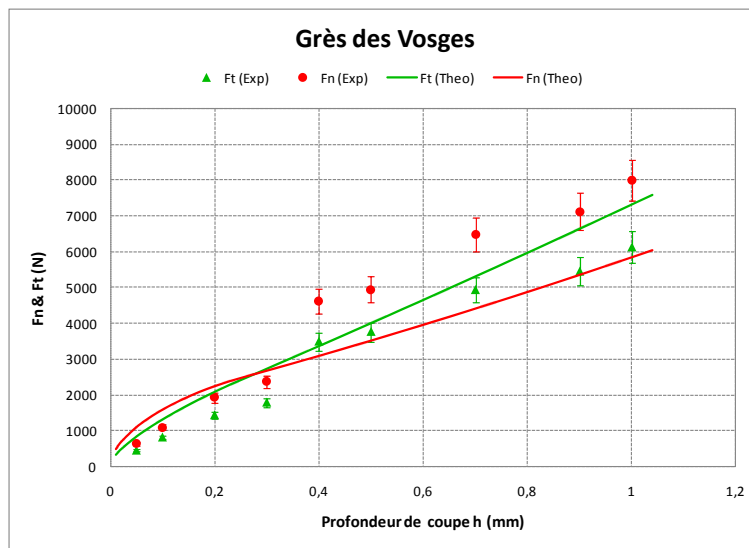


Figure 2.43 : Evolution des efforts de coupe sur le patin en fonction de la profondeur de passe dans le grès des Vosges ( $S_{frot} = 266 \text{ mm}^2 / \text{rayon d'usure}$ )

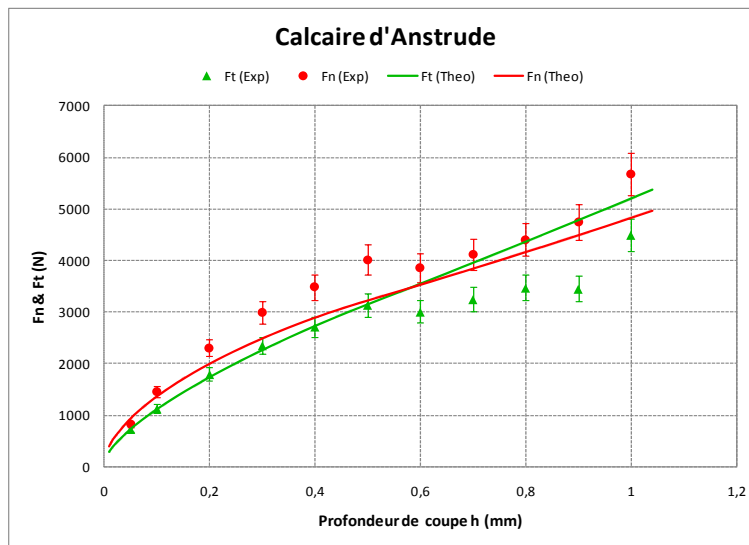


Figure 2.44 : Evolution des efforts de coupe sur le patin en fonction de la profondeur de passe dans le calcaire d'Anstrude ( $S_{frot} = 114 \text{ mm}^2 / \text{rayon d'usure}$ )

## 2.5.4.3 TRIMMERS

Nous reprenons ici les résultats d'essais réalisés dans le grès des Vosges à une vitesse de coupe de  $5 \text{ mm/s}$  de Menand (2001). Les figures 2.45 à 2.47 présentent l'évolution des efforts de coupe théoriques et expérimentaux en fonction de la section verticale de coupe (section de la saignée creusée), pour trois *trimmers* possédant, respectivement, des surfaces de frottement apparentes de  $12$ ,  $21$  et  $32 \text{ mm}^2$  et un angle de coupe constant de  $30^\circ$  (Figure 2.35). L'adoption du modèle élémentaire au *trimmer* est détaillée dans l'annexe A.4. Comme pour les autres taillants, nous supposons un frottement de type roche broyée-roche saine au voisinage des *trimmers*. En prenant en considération la forme exacte de la surface effective de frottement entre le *trimmer* et le fond de la saignée (Eq A.44), le modèle prédit de manière satisfaisante l'évolution des efforts de coupe en fonction de la section verticale de coupe pour les trois *trimmers* étudiés.

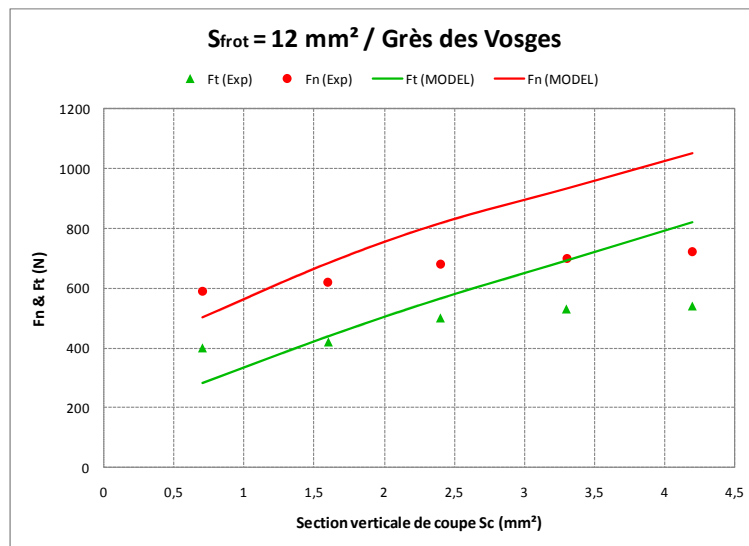


Figure 2.45 : Evolution des efforts de coupe expérimentale (Menand, 2001) et théoriques sur le *trimmer* ( $S_{frot} = 12 \text{ mm}^2$ ) en fonction de la section de coupe dans le grès des Vosges

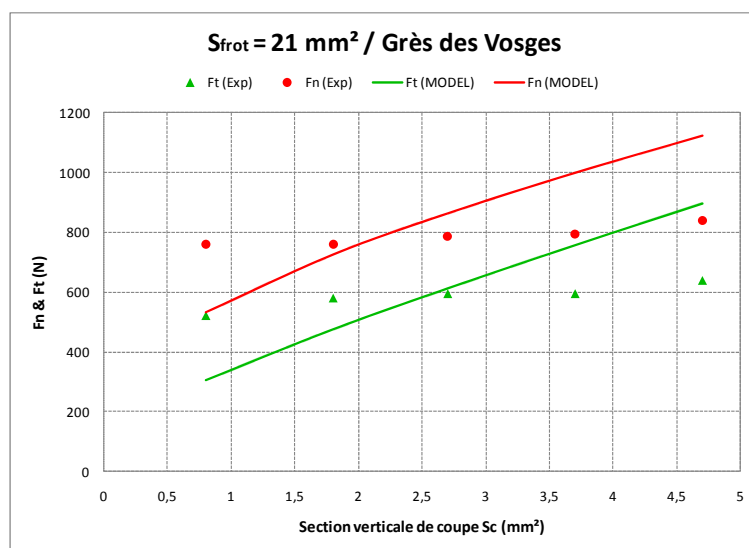


Figure 2.46 : Evolution des efforts de coupe expérimentale (Menand, 2001) et théoriques sur le *trimmer* ( $S_{frot} = 21 \text{ mm}^2$ ) en fonction de la section de coupe dans le grès des Vosges

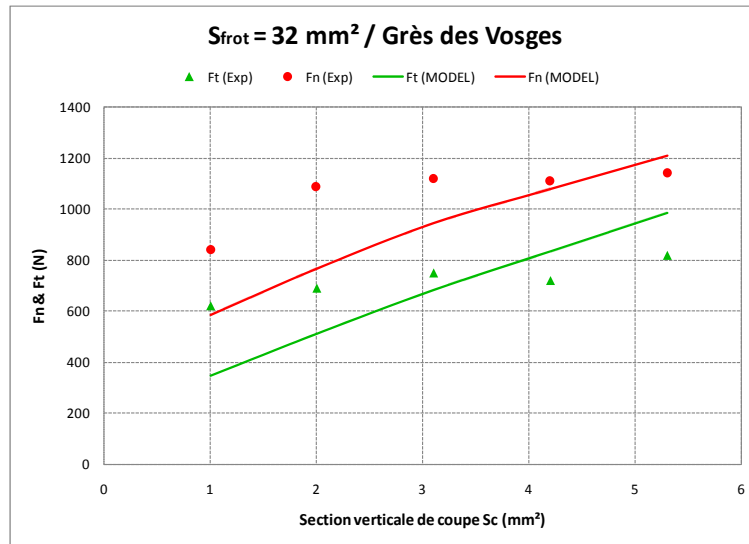


Figure 2.47 : Evolution des efforts de coupe expérimentale (Menand, 2001) et théoriques sur le trimmer ( $S_{frot} = 32 \text{ mm}^2$ ) en fonction de la section de coupe dans le grès des Vosges

### 2.5.5 SYNTHÈSE

Des essais de coupe, à profondeur de passe imposée, sur un taillant PDC aiguisé, 3 trimmers et 14 patins rectangulaires ont été conçus et réalisés pour corroborer les hypothèses relatives aux mécanismes de frottement sous un patin frottant.

Les résultats des essais de coupe nous ont permis de valider les hypothèses relatives à la contrainte normale s'exerçant sous le patin frottant, issues des résultats des simulations numériques.

Nous avons montré que les efforts de coupe étaient globalement stables quand la surface de frottement apparente passait de 38 à 266  $mm^2$ , justifiant ainsi l'hypothèse de la longueur effective de frottement. Cette hypothèse a été validée, également, par des essais de coupe réalisés avec trois trimmers de surfaces de frottement apparentes de 12, 21 et 32  $mm^2$ .

Nous avons pu conclure, à travers un ajustement du modèle développé sur les résultats des essais réalisés dans deux roches différentes, que l'angle de frottement au voisinage du patin semble dépendre de la texture de la roche coupée. Cet angle s'apparente à l'angle de frottement interne de la roche dans le cas d'un calcaire à texture fine, comme le calcaire d'Anstrude. En revanche, cet angle doit être inférieur à l'angle de frottement interne de la roche ; son calcul par la relation de Kérisel (1961) dans le cas d'une roche granulaire comme le grès des Vosges donne de bons résultats.

Finalement, nous avons pu montrer que notre modèle élémentaire d'interaction fournit une bonne estimation des efforts nécessaires à la coupe et ceci pour les trois types de taillants étudiés.

## 2.6 CONCLUSIONS

Les hypothèses utilisées dans les modèles rencontrés dans la littérature pour le calcul des efforts de coupe sur un patin frottant tendent toujours à surestimer les efforts réels mesurés lors d'essais de coupe au laboratoire. Ceci a amené plusieurs auteurs (Lhomme, 1999 ; Smith, 2002 et Dagrain, 2008) à mettre en cause l'hypothèse selon laquelle les efforts doivent être calculés en fonction de la surface apparente (géométrique donc totale) de frottement dans le cas des patins présentant une importante surface de frottement. Ils corroborent à l'unanimité l'existence d'une certaine surface effective et une contrainte normale de frottement jusque là non définies.

Nous avons des simulations numériques par la méthode des éléments finis (logiciel VIPLEF) de la coupe de la roche par un patin, cela afin d'apporter une nouvelle explication de l'existence de l'effort normal sur la surface effective de frottement. Cette étude nous a permis de formuler des hypothèses simplificatrices mais plus réalistes quant à l'estimation de la surface effective de frottement et du profil de la contrainte normale qui s'y applique. Les simulations numériques montrent que la longueur effective de frottement, au-delà de laquelle la contrainte normale s'annule, ainsi que la contrainte normale maximale de frottement sont proportionnelles à la profondeur de coupe et peuvent être calculées numériquement.

Ces hypothèses ont été intégrées dans un nouveau modèle analytique d'interaction patin-roche, qui reprend en grande partie les hypothèses utilisées par Sellami (1987 et 1989), Gerbaud (1999) et Menand (2001). Ce modèle élémentaire est applicable dans le cas des taillants aiguisés, des *trimmers* et des taillants présentant une grande surface de frottement. À l'instar de plusieurs auteurs, nous avons supposé l'existence d'une couche limite de roche broyée au voisinage du taillant et transmettant les contraintes à la roche 'vierge'. Le coefficient de frottement de type roche broyée-roche saine a été évalué en fonction de l'angle de frottement interne de la roche.

Le nouveau modèle d'interaction patin-roche a été validé à partir d'essais de coupe, à profondeur de passe imposée, sur un taillant PDC aiguisé, 3 *trimmers* et 14 patins rectangulaires et dans deux roches différentes. Nous avons pu conclure, à travers les résultats de ces essais, que l'angle de frottement au voisinage du patin dépend de la texture de la roche coupée. En effet, cet angle est assimilé à l'angle de frottement interne de la roche dans le cas d'une roche carbonatée de texture fine (calcaire d'Anstrude). En revanche, il est inférieur à l'angle de frottement interne de la roche et peut se calculer par la relation de Kérisel (1961) dans le cas d'une roche granulaire comme le grès des Vosges.

Nous disposons, ainsi, d'un modèle de coupe unique applicable à tous les types de taillants sur un outil que l'on peut implémenter de forage de type PDC. Nous pouvons, ainsi, l'intégrer dans un modèle d'interaction outil-roche afin de calculer le comportement directionnel de l'outil de forage.



---

# CHAPITRE 3

## MODELISATION DE L'INTERACTION OUTIL-ROCHE

### 3 MODELISATION DE L'INTERACTION OUTIL-ROCHE

#### 3.1 INTRODUCTION

L'étude du comportement directionnel de l'outil de forage est indispensable pour l'analyse du comportement directionnel d'un système de forage. L'outil est généralement soumis à une combinaison de force latérale et d'angle de *tilt* imposés par le système de forage directionnel. Les systèmes de forage type *Point The Bit* imposent une force latérale et un *tilt* à l'outil (Figures 1.20 à 1.22). Les systèmes de forage de type *Push The Bit* imposent une force latérale qui tend à fléchir la garniture et cela se traduit par l'application d'un *tilt* à l'outil (Figures 1.17 à 1.19). Si la force latérale est généralement prise en compte dans les modèles d'interaction outil-roche existants dans la littérature, l'effet du *tilt* de l'outil, malgré son influence importante sur la trajectoire de forage (Figure 1.26), a souvent été négligé. La modélisation que nous présentons dans ce chapitre porte sur les outils de type monobloc PDC forant la roche en présence d'une force latérale et/ou d'un *tilt*. L'objectif étant de formuler une relation liant les efforts de forage sur l'outil aux déplacements de ce dernier dans la roche. La contribution de chaque partie de l'outil (structure de coupe, garde active et garde passive) sur le comportement directionnel de l'outil sera analysée.

Cette partie est décomposée en deux chapitres :

- **Analyse bibliographique**

Nous présentons trois modèles d'interaction outil-roche qui fournissent les efforts de coupe moyens par tour de l'outil en fonction du déplacement de ce dernier, selon une cinématique bien déterminée. Ces modèles supposent que l'outil de forage reste droit dans le trou et ne prennent pas en compte l'influence de l'angle de *tilt* sur le comportement directionnel. Le choix de ces modèles se justifie par leur possibilité à être couplés à des modèles de comportement mécanique des garnitures de forage afin de prédire les trajectoires.

- **Modélisation**

Nous adoptons une approche cinématique basée sur le calcul des efforts sur les différentes parties de l'outil en fonction du déplacement de ce dernier dans la roche à forer. Pour ce faire, le modèle élémentaire de coupe détaillé dans le chapitre précédent sera utilisé pour le calcul des efforts et l'influence de l'angle de *tilt* sur les interactions entre l'outil et la roche est prise en compte.

## 3.2 SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

### 3.2.1 INTRODUCTION

Dans toutes les recherches antérieures dans cette thématique, l'objectif est de trouver une relation entre les efforts exercés par l'outil sur la roche (résultante  $\bar{F}$  et moment résultant  $\bar{M}$  par rapport à un point arbitrairement fixé  $C$ ) en fonction du mouvement de l'outil. Dans toutes ces approches, on se donne la vitesse de rotation de l'outil autour de son axe,  $\Omega$  et la vitesse d'approfondissement du puits. Les efforts  $\bar{F}$  et  $\bar{M}$  sont alors considérés par leurs moyennes au cours d'un tour. Il en est de même pour le mouvement de l'outil puisqu'il est représenté par le déplacement  $\bar{h}$  ainsi que la rotation  $\bar{\delta}$  qu'il subit au cours d'un tour, sachant que la composante de  $\bar{h}$  dans la direction du puits est l'approfondissement par tour et que la composante de  $\bar{\delta}$  sur l'axe de l'outil est nulle (la vitesse de rotation,  $\Omega$  est déjà prise en compte par le fait de tout ramener à un tour). Dans tous les modèles,  $\bar{h}$  et  $\bar{\delta}$  sont utilisés pour déterminer la géométrie de la partie de la roche qui a été abattue au cours d'un tour et ce en supposant que  $\|\bar{h}\| \ll D_{outil}$  (diamètre de l'outil) et que  $\|\bar{\delta}\| \ll 1$ . Sachant qu'ensuite les efforts élémentaires au niveau de la structure de coupe et au niveau des gardes (active et passive) dépendent d'une caractéristique géométrique du volume abattu (aire de la section d'attaque ou profondeur de passe) quel que soit le modèle élémentaire de coupe choisi (ils sont nombreux : voir le chapitre 2), on aboutit à une relation linéaire entre les couples  $(\bar{F}, \bar{M})$  et  $(\bar{h}, \bar{\delta})$ .

Dans le cadre de la présente thèse, nous avons jugé pertinent de :

- Limiter les références bibliographiques à trois modèles représentatifs :
  - Modèle 1 : Neubert 1997
  - Modèle 2 : Menand 2001
  - Modèle 3 : Perneder & Detournay (2012)
- Renvoyer vers l'annexe B la présentation détaillée des trois modèles en ne gardant dans ce chapitre que la synthèse et ce, surtout parce que cette partie de la thèse présente de manière explicite un " nouveau " modèle qui utilise les mêmes concepts.

Cependant, pour introduire la nécessité d'un nouveau modèle, il convient de présenter une synthèse de ces trois modèles.

### 3.2.2 SYNTHÈSE

Dans cette synthèse on ne considère les modèles étudiés que dans la phase du passage d'une loi élémentaire d'interaction taillant-roche vers une loi globale d'interaction outil-roche, avec une géométrie de l'outil (structure de coupe, garde active et garde passive) ainsi qu'une cinématique (vitesse de rotation,  $\Omega$ , avancement du forage,  $h$  et changement d'inclinaison,  $\delta$ ) partant de la position relative de l'outil par rapport au puits. Cette position est définie par l'angle que font les deux axes de symétrie de révolution du puits et de l'outil de forage, angle appelé *tilt* (Figure 3.2). Nous aurons besoin aussi d'un plan  $P$  qui est soit un plan



arbitraire contenant l'axe de l'outil lorsque le *tilt* est nul, soit le plan formé par les deux axes de révolution pour un *tilt* non nul.

L'analyse bibliographique présentée en annexe B nous permet de conclure que les trois modèles d'interaction outil-roche étudiés simplifient la géométrie de l'outil de forage afin de pouvoir intégrer les efforts élémentaires de coupe sur les différentes parties de l'outil. Seul le modèle de Menand (2001) considère toutes les parties de l'outil, à savoir, la structure de coupe, la garde active et la garde passive. Cela donne une estimation plus réaliste des propriétés directionnelles de l'outil.

Evidemment les trois modèles tiennent compte de la loi élémentaire d'interaction taillant-roche. En revanche, aucun modèle ne propose de loi régissant l'évolution des efforts de coupe en fonction du déplacement par tour de la garde passive. Ils supposent tous une lame équivalente dont l'angle de coupe (Neubert, 1997), la surface effective de frottement (Menand, 2001) ou le coefficient de frottement (Pernerer & Detournay, 2012) sont utilisés comme paramètres de calage du modèle.

Les efforts de coupe sur l'outil sont liés aux déplacements par tour de ce dernier par une relation matricielle linéaire. Cette relation traduit la contribution de la translation  $[h]$  et de la rotation par tour de l'outil  $[\delta]$  sur le bilan des efforts de coupe :

$$\begin{cases} [F] = [F_{trans}] [h] + [F_{rot}] [\delta] \\ [M] = [M_{trans}] [h] + [M_{rot}] [\delta] \end{cases} \quad (\text{Eq 3.1})$$

Bien que Menand (2001) et Detournay (2010) aient souligné l'importance du *tilt* sur le comportement directionnel de l'outil, ils ont, néanmoins, supposé dans leurs modèles que l'outil est droit dans le trou. Le dispositif expérimental breveté par Detournay (2010) et qui simule le forage d'une section droite avec un outil *tilté* (forage en crabe), s'avère intéressant pour l'analyse et la validation de l'influence de l'angle de *tilt* sur le comportement directionnel de l'outil de forage.

Afin de mieux comprendre l'interaction entre un outil de type monobloc PDC et la roche dans le contexte du forage directionnel, nous présentons dans le paragraphe suivant un modèle d'interaction outil-roche qui prend en considération toutes les parties de l'outil (la structure de coupe, la garde active et la garde passive). Nous appliquons le modèle analytique de coupe, présenté au chapitre 2, à la garde passive tout en prenant en compte sa géométrie réelle. L'outil n'est plus supposé droit, mais faisant un angle de *tilt* par rapport à l'axe du puits. Nous adopterons l'hypothèse de la simplification de la géométrie de la structure de coupe en plaçant tous les taillants dans le plan  $P$ . En s'appuyant sur les travaux de Simon (1996), Menand (2001) affirme que cette hypothèse est raisonnable dans le cas d'un *tilt* nul. Ce nouveau modèle d'interaction outil *tilté*-roche sera confronté à des résultats d'essais réalisés pour la première fois à notre connaissance avec des outils *tiltés*.

### 3.3 MODELISATION DES EFFORTS SUR L'OUTIL *TILTE*

#### 3.3.1 INTRODUCTION

Plusieurs travaux de modélisation de l'interaction outil-roche ont été réalisés au centre de Geosciences de MINES ParisTech. Les travaux réalisés par Sellami (1990, 1991), Simon (1996), Gerbaud (1999) et Menand (2001) sont le point de départ de notre modélisation. Nous reprenons leurs principales hypothèses pour formuler les lois de coupe régissant l'interaction entre la garde passive et la roche forée. L'objectif étant de prédire l'influence du *tilt* sur le comportement directionnel de l'outil de forage.

#### 3.3.2 FORMULATION DU PROBLEME

##### 3.3.2.1 PROBLEMATIQUE

Nous cherchons à déterminer les lois régissant l'interaction entre un outil de forage de type monobloc PDC, qui peut être *tilté* dans le trou, et une roche considérée homogène et isotrope. Cela se traduit par la formulation des relations reliant les efforts de forage aux déplacements par tour de l'outil.

La cinématique de l'outil est définie par une vitesse d'avancement  $\vec{v} = [v_x \ v_y \ v_z]^T$ , une vitesse de rotation autour des axes orthogonaux à l'axe de symétrie de l'outil  $\vec{\omega} = [\omega_x \ \omega_y]^T$  et une vitesse de rotation autour de l'axe de symétrie de l'outil  $\Omega$  (RPM). Les forces de coupe se divisent en une force latérale  $\vec{F}_{lat} = [F_x \ F_y]^T$  et une force axiale  $F_z$ . Les moments de déviation  $\vec{M} = [M_x \ M_y]^T$  et le couple à l'outil  $M_z$  sont calculés au point de rotation  $C$ , comme l'illustre la figure 3.1.

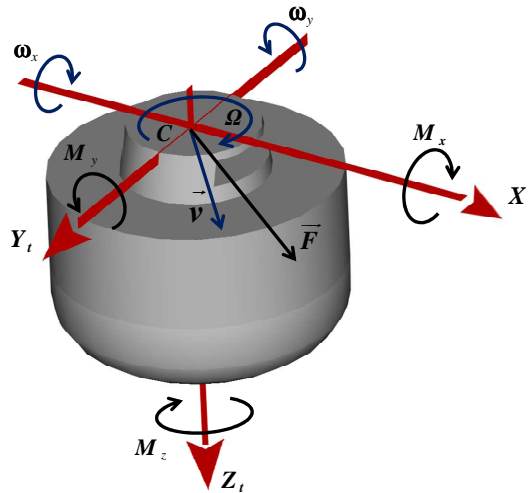


Figure 3.1 : Décomposition des efforts de coupe sur l'outil

##### 3.3.2.2 HYPOTHESES

- Nous considérons un régime de forage stationnaire où la cinématique de l'outil est constante en fonction du temps. Par conséquent, nous calculons la moyenne des déplacements et des efforts résultants par révolution de l'outil de forage.

- Nous considérons que les efforts de coupe de la roche ne dépendent pas de la vitesse d'avance des taillants PDC et donc de la vitesse de rotation de l'outil de forage  $\Omega$ . Cette hypothèse largement adoptée dans la littérature (Deliac, 1986 ; Sellami, 1991 ; Detournay, 1992 ; Menand, 1997) entraîne que les efforts de coupe sur l'outil ne dépendent que de la translation par tour  $\vec{h} = [h_x \quad h_y \quad h_z]^T$  et de la rotation par tour  $\vec{\delta} = [\delta_x \quad \delta_y]^T$  avec :

$$\vec{h} = \frac{2\pi}{\Omega} \vec{v} \quad (\text{Eq 3.2})$$

$$\vec{\delta} = \frac{2\pi}{\Omega} \vec{\omega} \quad (\text{Eq 3.3})$$

- L'outil de forage, sur qui la garniture de forage impose un angle de *tilt*, est infiniment rigide (Figure 3.2). Cet angle, entre l'axe de révolution de l'outil et la tangente au fond du trou, est imposé principalement par les systèmes de forage directionnel de type *Point The Bit* ou *Push The Bit*. (cf paragraphe 1.2.5)

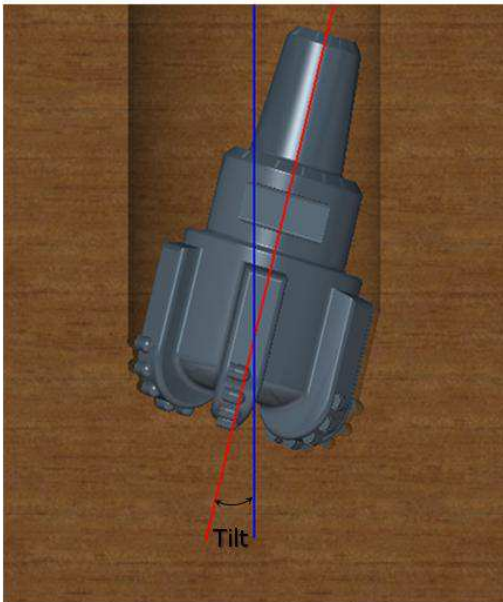


Figure 3.2 : Angle de tilt sur l'outil de forage

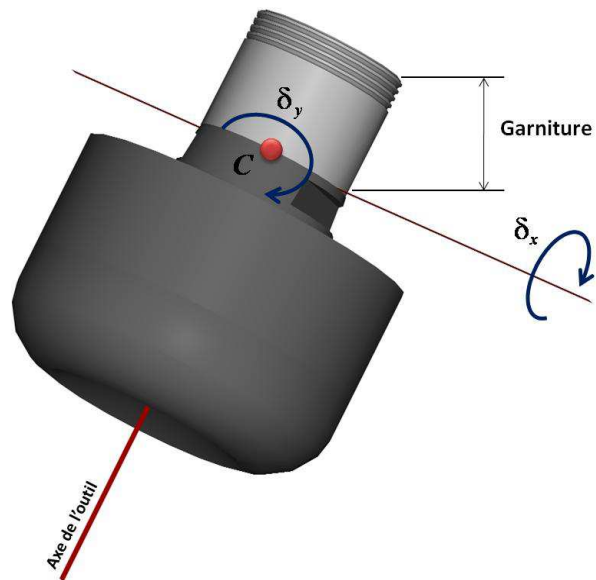


Figure 3.3 : Emplacement du point de rotation sur l'outil

- Soit  $C$  le centre de rotation de l'outil. Il est situé sur l'axe de symétrie de l'outil et à l'interface entre le corps de l'outil et la garniture de forage comme l'illustre la figure 3.3. Ce choix est important pour le calcul des profondeurs de passe et des moments de coupe élémentaires sur les différentes parties de l'outil.
- Dans le cadre de notre étude, nous calculons les efforts de forage sur l'outil en fonction des déplacements par tour de ce dernier. Les travaux de Simon (1996) justifient que même après la simplification de la structure de coupe nous obtenons des résultats satisfaisants, dans la mesure où celle-ci n'introduit pas d'écart important par rapport aux modèles qui calculent les efforts sur chaque pastille.

Nous procédons à une simplification de la structure de coupe en ramenant toutes les pastilles PDC dans un même plan contenant les axes de révolution du puits et de l'outil de forage. Le profil de coupe enveloppe les points de contact entre les pastilles PDC et la roche, comme le montre la figure 3.4.

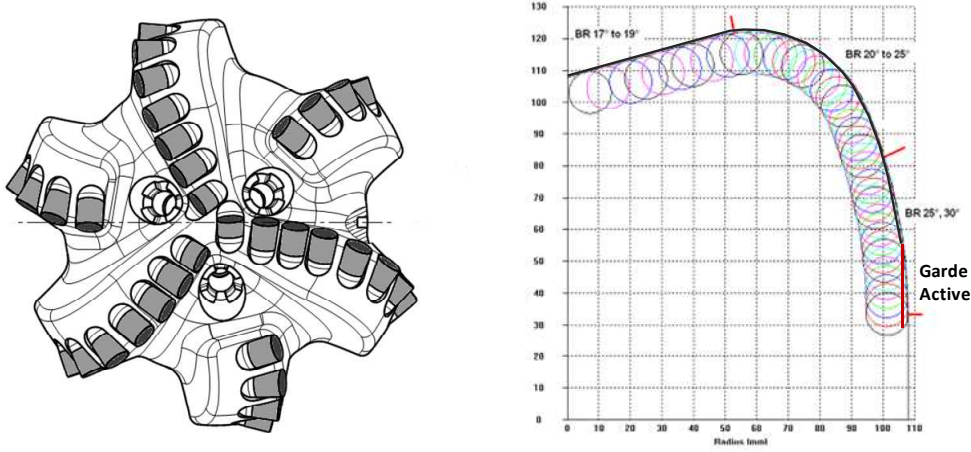


Figure 3.4 : Simplification de la structure de coupe

Nous pouvons caractériser la structure de coupe par des formes géométriques bien déterminées comme le montre la figure 3.5. Le cône intérieur peut être modélisé par un segment de droite de longueur  $L_{gseg}$ , faisant un angle  $\alpha$  par rapport à l'horizontal, et par un arc de cercle de rayon  $R_0$  et de longueur  $L_{g0}$ . La structure extérieure peut être modélisée par deux arcs de cercle de rayons et longueurs respectifs  $(R_1, L_{g1})$  et  $(R_2, L_{g2})$ .

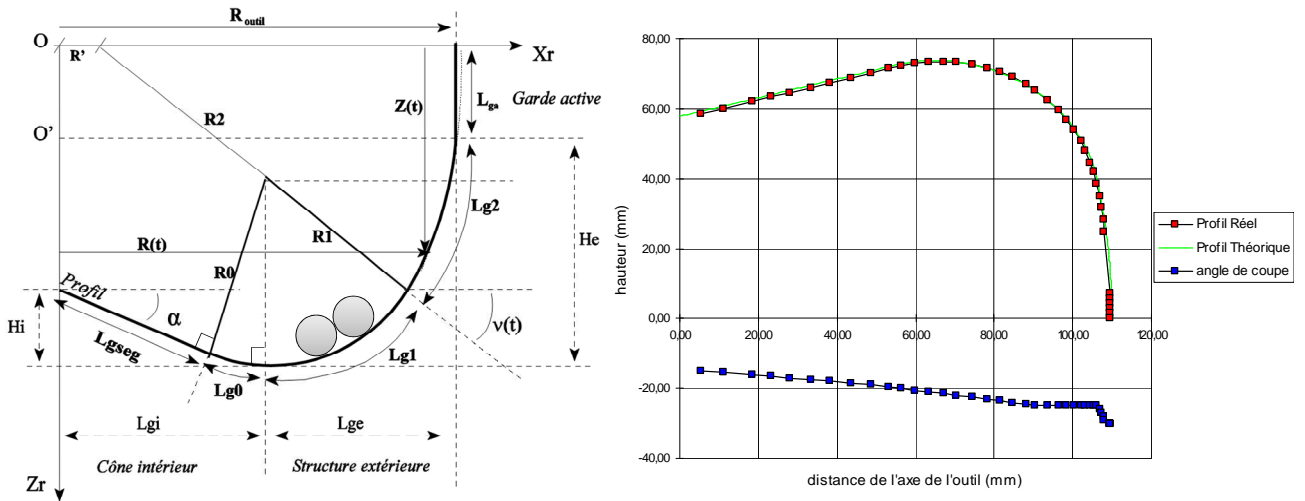


Figure 3.5 : Caractéristiques géométriques du profil de coupe de l'outil

Nous tenons compte de l'usure sur les pastilles en introduisant un coefficient de densité de pastilles  $D_{st}(t)$  à une même position  $t$  du profil de coupe. La surface élémentaire du méplat d'usure est calculée par la relation suivante :

$$dS_{f\text{ usure}}(t) = \ell_{frot}^{eff}(t, \theta) dLg D_{st}(t) \quad (\text{Eq } 3.4)$$

Où  $dS_{f_{usure}}(t)$ ,  $\ell_{frot}^{eff}(t, \theta)$  et  $dLg$  sont respectivement la surface élémentaire d'usure, la longueur effective de frottement et la largeur de frottement sur le méplat élémentaire d'usure.

L'expression analytique régissant l'évolution de la surface de frottement entre le chanfrein et la roche en fonction de la profondeur de coupe  $h$  est donnée par l'expression suivante :

$$S_{f_{chanf}} = 2R_{PDC} l_c \cos^{-1}\left(\frac{R_{PDC} - h}{R_{PDC}}\right) \quad (\text{Eq 3.5})$$

Où  $R_{PDC}$  est le rayon de la pastille PDC et  $l_c$  la largeur de contact du chanfrein. Afin de pouvoir calculer la surface de frottement élémentaire due au chanfrein à une position  $t$  du profil de coupe  $dS_{f_{chanf}}(t)$ , l'Eq 3.5 sera interpolée par l'expression suivante :

$$S_{f_{chanf}} = f(S_c) \text{ avec } \begin{cases} f(S_c) = cS_c & \text{si } 0 \leq S_c \leq 1.2 \text{ mm}^2 \\ f(S_c) = aS_c + b & \text{si } S_c \geq 1.2 \text{ mm}^2 \end{cases} \quad (\text{Eq 3.6})$$

Où  $a$ ,  $b$  et  $c$  présentent les coefficients d'interpolation. La surface de frottement élémentaire due au chanfrein, corrigée par la densité de pastilles  $D_{st}(t)$ , se met sous la forme suivante :

$$dS_{f_{chanf}}(t) = \frac{f(S_c)}{D_{st}(t)} \quad (\text{Eq 3.7})$$

- À l'instar de la structure de coupe, nous simplifions le profil de coupe de la garde active en la caractérisant par un angle de coupe moyen  $\omega_{c_{ga}}$ , une longueur égale à  $L_{ga}$ , une densité de *trimmers*  $D_{st_{ga}}(t)$  et une surface de frottement totale  $S_{f_{ga}}$  égale à :

$$S_{f_{ga}} = \sum_{N=1}^{N_{gtrim}} S_{f_{trim}} \quad (\text{Eq 3.8})$$

Où  $S_{f_{trim}}$  représente la surface de frottement géométrique sur le *trimmer* comme l'illustre la figure 3.6. La surface élémentaire de frottement à chaque position  $t$  de la garde active est donnée par la relation suivante :

$$dS_{f_{ga}}(t) = \ell_{frot}^{eff}(t, \theta) dLg D_{st_{ga}}(t) \quad (\text{Eq 3.9})$$

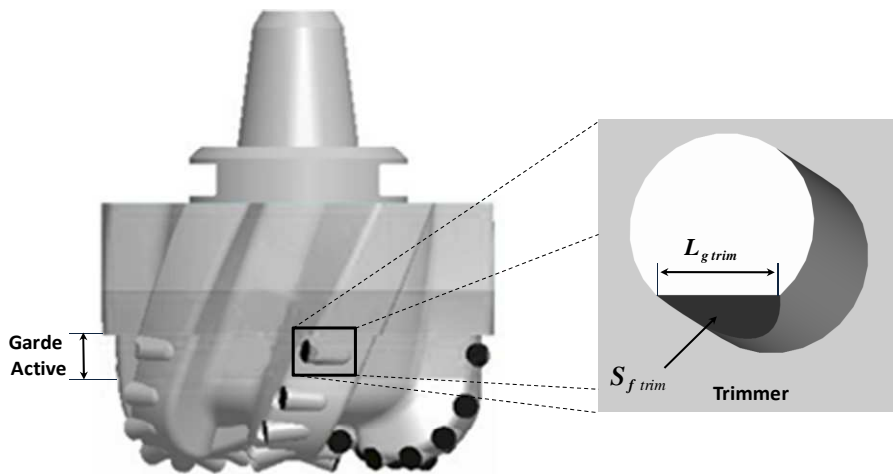


Figure 3.6 : Illustration des trimmers sur la garde active

### 3.3.3 CINEMATIQUE DE L'OUTIL

Nous désignons par  $(X, Y, Z)$  le repère global orthonormé de vecteurs unitaires respectifs  $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ , avec  $\vec{k}$  orienté dans la direction de la gravité terrestre. Nous appelons  $(X_t, Y_t, Z_t)$  le repère lié à l'outil et de vecteurs unitaires respectifs  $(\vec{i}_t, \vec{j}_t, \vec{k}_t)$ . Ce repère reste stationnaire durant une révolution de l'outil autour de son axe de symétrie  $Z_t$  (Figure 3.7).

La position d'un point du profil de coupe de l'outil est caractérisée par ses coordonnées cylindriques :

- $R(t)$  qui est la distance par rapport à l'axe de l'outil  $Z_t$  ;
- $Z(t)$  qui est la distance par rapport au plan  $(C, \vec{i}_t, \vec{j}_t)$  ;
- $\theta$  qui est l'angle par rapport à  $(C, \vec{i}_t)$  .

Le repère  $(U_r, U_s, U_v)$ , de vecteurs unitaires respectifs  $(\vec{r}, \vec{s}, \vec{v})$ , est le repère local lié à la position d'un point de l'outil (Figure 3.7). Nous désignons par  $\vec{n}$  le vecteur unitaire normal au profil de coupe de l'outil. Il fait un angle  $\mathbf{v}(t)$  par rapport à  $(C, \vec{i}_t)$ , où  $t$  représente l'abscisse curviligne, d'origine  $C$ , sur le profil de coupe de l'outil. Ainsi, le long des gardes active et passive nous avons  $\mathbf{v}(t) = 0$  et  $R(t) = R_{outil}$ .

Soient  $L_s$ ,  $L_{ga}$  et  $L_{gp}$  les longueurs respectives du corps de l'outil, de la garde active et de la garde passive comme l'illustre la figure 3.7.

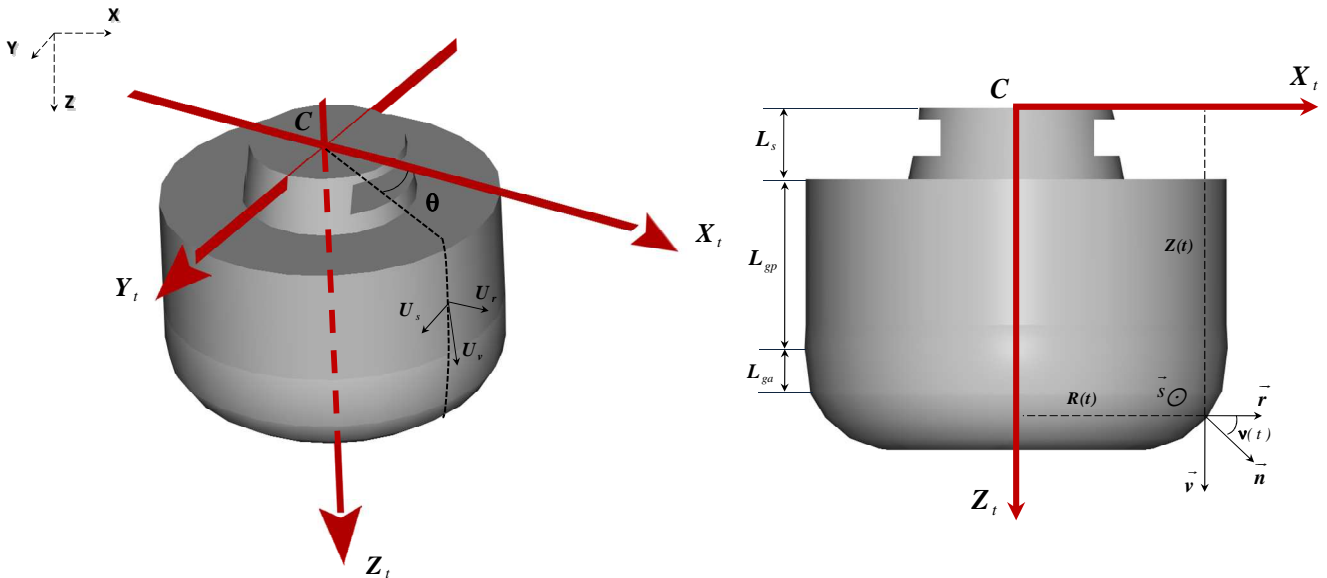


Figure 3.7 : Définition des angles et des repères sur le profil de l'outil

Pour une trajectoire donnée, la cinématique de l'outil peut être décrite par une translation suivant trois axes et une rotation autour de deux axes (Eq 3.2 et Eq 3.3). Considérons un outil *tilté* dans un trou vertical d'un angle  $\Omega_y$  dans le plan  $(C, \vec{i}, \vec{k})$  autour de  $(C, \vec{j})$  et d'un angle  $\Omega_x$  dans le plan  $(C, \vec{j}, \vec{k})$  autour de  $(C, \vec{i})$ , comme l'illustre la figure 3.8. Le volume de roche enlevé au cours d'une révolution de l'outil est définie par la translation de l'outil des quantités  $h_x$ ,  $h_y$  et  $h_z$  et par la rotation d'angles  $\delta_y$  et  $\delta_x$  respectivement autour des axes

$(C, \vec{j})$  et  $(C, \vec{i})$ . Signalons que dans le cadre du forage dirigé, ces grandeurs sont généralement de l'ordre de :  $\Omega_y, \Omega_x \approx (10^{-2})$  et  $\delta_x, \delta_y \approx (10^{-5})$  sachant que  $h_x, h_y \ll h_z$ .

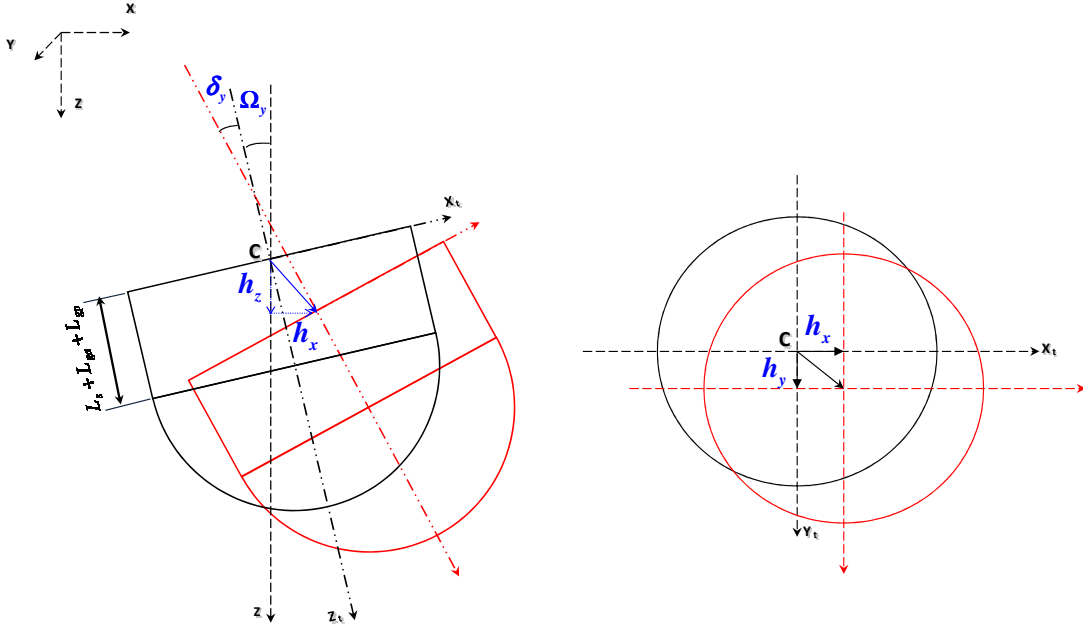


Figure 3.8 : Déplacement élémentaire par tour de l'outil

La profondeur de passe  $h(t, \theta)$  sur chaque point de l'outil correspond à la distance projetée sur la normale  $\bar{n}(t, \theta)$  entre le front de coupe en cours et celui du tour précédent. La profondeur de passe peut être décomposée en une profondeur de passe relative à la translation (indice  $tr$ ) et une relative à la rotation (indice  $rot$ ) :

$$h(t, \theta) = h_{tr}(t, \theta) + h_{rot}(t, \theta) \quad (\text{Eq 3.10})$$

Sachant que la profondeur de passe relative à la translation se met sous la forme :

$$h_{tr}(t, \theta) = [\cos v(t) \cos \theta + \Omega_y \sin v(t)] h_x + [\cos v(t) \sin \theta + \Omega_x \sin v(t)] h_y + [\sin v(t) - \Omega_x \cos v(t) \sin \theta + \Omega_y \cos v(t) \cos \theta] h_z \quad (\text{Eq 3.11})$$

Et que la profondeur de passe relative à la rotation est obtenue par la relation suivante :

$$h_{rot}(t, \theta) = \delta_y \cos v(t) \cos \theta Z(t) - \delta_x \cos v(t) \sin \theta Z(t) \quad (\text{Eq 3.12})$$

Le calcul détaillé de la profondeur de passe sur l'outil est présenté en Annexe C.

La profondeur de passe engendrée par la rotation de l'outil dépend du point de rotation  $C$  que nous avons choisi. Les angles de rotation de l'outil  $\delta_y$  et  $\delta_x$  sont déduits du gradient d'inclinaison et d'azimut du puits. Par conséquent, ce gradient mesuré dans la pratique en degré par 30m peut être ramené à une rotation par tour de l'outil. Néanmoins, cet angle de rotation  $\delta_{(x,y)}$  ne doit pas être confondu avec l'angle de *tilt*  $\Omega_{(x,y)}$ . Ainsi, l'outil peut forer une portion stabilisée de la trajectoire ( $\delta_{(x,y)} = 0$ ) tout en étant *tilté* dans le sens inverse du déplacement (Figure 3.2) : nous qualifions cette configuration de forage par l'évolution en crabe. Elle a été abordée dans les travaux de Menand (2001) et Perneder et al. (2011) et sera étudiée plus en détail dans le cadre de ce présent travail.

### 3.3.4 EFFORTS SUR L'OUTIL

Les efforts élémentaires de coupe résultent de la coupe des sections élémentaires  $dS_c = h(t, \theta) dLg$  où  $h(t, \theta)$  représente la profondeur de passe (Eq 3.10) et  $dLg$  un incrément de longueur sur le profil de coupe de l'outil (Figure 3.9).

Les efforts élémentaires de coupe  $dF_n$  et  $dF_t$  sont respectivement portés par le vecteur normal au profil de coupe de l'outil et par le vecteur tangentiel à la trajectoire de la section élémentaire de coupe comme le détaille la figure 3.9. Dans le cas d'une pastille usée ou d'un trimmer, nous supposons que la surface de frottement a la même normale que le profil de coupe au point considéré.

En projetant les efforts élémentaires de coupe sur le repère local  $(U_r, U_s, U_v)$  de vecteurs unitaires respectifs  $(\vec{r}, \vec{s}, \vec{v})$ , on obtient :

$$\begin{cases} dF_r(t, \theta) = -\cos v(t) dF_n(t, \theta) \\ dF_s(t, \theta) = -dF_t(t, \theta) \\ dF_v(t, \theta) = -\sin v(t) dF_n(t, \theta) \end{cases} \quad (\text{Eq 3.13})$$

Notons que pour la garde active et la garde passive,  $v(t) = 0$ .

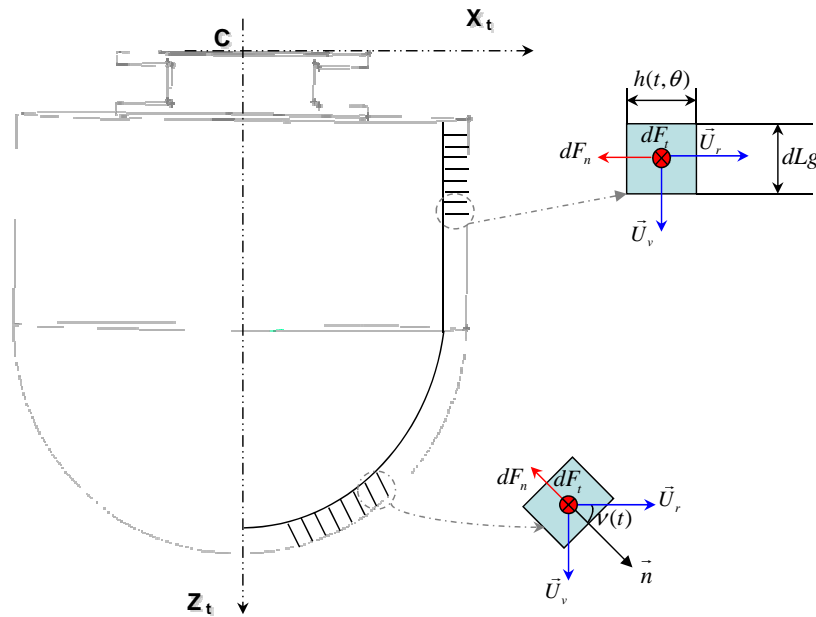


Figure 3.9 : Section élémentaire de coupe

#### 3.3.4.1 EFFORTS SUR LA STRUCTURE DE COUPE

L'intégration des efforts élémentaires sur la structure de coupe est effectuée sur  $\theta$  puis sur  $t$ , si et seulement si l'outil pénètre dans la roche. Cette condition est remplie uniquement si la profondeur de passe à chaque point du profil de coupe  $h(t, \theta)$  est positive. Cela se traduit par la relation suivante :



$$H(t, \boldsymbol{\theta}) = \begin{cases} h(t, \boldsymbol{\theta}) & \text{si } h(t, \boldsymbol{\theta}) > 0 \\ 0 & \text{si } h(t, \boldsymbol{\theta}) \leq 0 \end{cases} \quad (\text{Eq 3.14})$$

Cette condition est toujours vérifiée si la pénétration axiale de l'outil  $h_z$  est suffisamment grande par rapport aux pénétrations latérales  $h_x$  et  $h_y$ , ce qui est le cas dans la majorité des cas du forage directionnel. L'intégration se fait alors sur la totalité de la structure de coupe et les bornes d'intégration sur  $\boldsymbol{\theta}$  sont :  $\theta_1 = 0$  et  $\theta_2 = 2\pi$ .

En revanche, si les pénétrations latérales deviennent importantes et de même ordre de grandeur que la pénétration axiale, alors les bornes d'intégration sur  $\boldsymbol{\theta}$  doivent être calculées pour chaque ordonnée  $t$  de la structure de coupe. L'étude du signe de  $h(t, \boldsymbol{\theta})$  en fonction de  $\boldsymbol{\theta}$  fournit les bornes d'intégration suivantes :

$$\theta_1 < \boldsymbol{\theta}(t) < \theta_2 \quad (\text{Eq 3.15})$$

Les expressions de  $\theta_1$  et  $\theta_2$ , pour une rotation nulle de l'outil, sont données par :

$$\begin{cases} \theta_1 = 2 \arctan \left[ \frac{-2 \sin \nu(t) (h_y + \Omega_x h_z) - \sqrt{\Delta}}{2 \left[ \sin \nu(t) (h_z - \Omega_y h_x - \Omega_x h_y) - \cos \nu(t) (h_x + \Omega_y h_z) \right]} \right] \\ \theta_2 = 2 \arctan \left[ \frac{-2 \sin \nu(t) (h_y + \Omega_x h_z) + \sqrt{\Delta}}{2 \left[ \sin \nu(t) (h_z - \Omega_y h_x - \Omega_x h_y) - \cos \nu(t) (h_x + \Omega_y h_z) \right]} \right] \end{cases} \quad (\text{Eq 3.16})$$

Sachant que :

$$\begin{aligned} \Delta = & -4 \sin^2 \nu(t) h_z^2 + (8 \Omega_y h_x + 16 \Omega_x \sin^2 \nu(t) h_y) h_z \\ & + 4 (\cos^2 \nu(t) h_x^2 + \sin^2 \nu(t) h_y^2) \end{aligned} \quad (\text{Eq 3.17})$$

Les expressions des efforts nécessaires à la coupe d'une section élémentaire de roche  $dS_c = h(t, \boldsymbol{\theta}) dLg$  sont données par le modèle d'interaction taillant-roche (cas des taillants PDC) détaillé dans le paragraphe 2.4. Nous obtenons pour chaque section  $dS_c$  les expressions suivantes :

$$\begin{cases} dF_n(t, \boldsymbol{\theta}) = dF_n^c(t, \boldsymbol{\theta}) + dF_n^b(t, \boldsymbol{\theta}) + dF_n^{ch}(t, \boldsymbol{\theta}) + dF_n^{frot}(t, \boldsymbol{\theta}) \\ dF_n(t, \boldsymbol{\theta}) = \sigma'_0 \mu' dS_c(t, \boldsymbol{\theta}) + \sigma'_0 dS_b(t) + \sigma'_0 dS_{f \text{ chanf}}(t) + 1/2 \sigma_{max}(t, \boldsymbol{\theta}) dS_{f \text{ usure}}(t) \end{cases} \quad (\text{Eq 3.18})$$

$$\begin{cases} dF_t(t, \boldsymbol{\theta}) = dF_t^c(t, \boldsymbol{\theta}) + dF_t^b(t, \boldsymbol{\theta}) + dF_t^{ch}(t, \boldsymbol{\theta}) + dF_t^{frot}(t, \boldsymbol{\theta}) \\ dF_t(t, \boldsymbol{\theta}) = \sigma'_0 dS_c(t, \boldsymbol{\theta}) + \sigma'_0 \mu' dS_b(t) + \sigma'_0 \mu' dS_{f \text{ chanf}}(t) + 1/2 \sigma_{max}(t, \boldsymbol{\theta}) \mu' dS_{f \text{ usure}}(t) \end{cases} \quad (\text{Eq 3.19})$$

Où  $\sigma'_0$  représente la contrainte à la rupture sur la section élémentaire (Eq 2.41),  $\sigma_{max}(t, \boldsymbol{\theta})$  est la contrainte normale de frottement sur le méplat d'usure (Eq 2.31) et  $\mu'$  est le coefficient de frottement au voisinage des pastilles PDC qui est égal à  $\tan(\phi')$ .

Dans ce cas :

$$dS_b(t) = b dLg \quad (\text{Eq 3.20})$$

Sachant que  $b$  est donné par le système d'équations 2.54 et 2.55 du chapitre précédent.

Soit  $(F_x^{sc} \ F_y^{sc} \ F_z^{sc})$  et  $(M_x^{sc} \ M_y^{sc} \ M_z^{sc})$  les composantes des efforts de coupe résultants déterminées au point  $C$  et dans le repère  $(X, Y, Z)$  (Figure 3.1). Le calcul de ces efforts consiste à intégrer la contribution des efforts élémentaires sur la partie de la structure de coupe qui pénètre dans la roche. Ainsi, pour une révolution complète de l'outil, nous obtenons les expressions suivantes :

$$\begin{cases} F_x^{sc} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_{\theta_i}^{\theta_f} [dF_r(t, \theta) \cos \theta - dF_s(t, \theta) \sin \theta] d\theta \\ F_y^{sc} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_{\theta_i}^{\theta_f} [dF_r(t, \theta) \sin \theta + dF_s(t, \theta) \cos \theta] d\theta \\ F_z^{sc} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_{\theta_i}^{\theta_f} dF_v(t, \theta) d\theta \end{cases} \quad (\text{Eq 3.21})$$

$$\begin{cases} M_x^{sc} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_{\theta_i}^{\theta_f} [-Z(t)(dF_r(t, \theta) \sin \theta + dF_s(t, \theta) \cos \theta) + R(t) \sin \theta dF_v(t, \theta)] d\theta \\ M_y^{sc} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_{\theta_i}^{\theta_f} [Z(t)(dF_r(t, \theta) \cos \theta - dF_s(t, \theta) \sin \theta) - R(t) \cos \theta dF_v(t, \theta)] d\theta \\ M_z^{sc} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_{\theta_i}^{\theta_f} R(t) dF_s(t, \theta) d\theta \end{cases} \quad (\text{Eq 3.22})$$

Sachant que  $R(t)$  représente la distance par rapport à l'axe de symétrie de l'outil  $Z_t$  et que  $Z(t)$  représente la distance par rapport au plan  $(C, \overline{i_t}, \overline{j_t})$ .

### 3.3.4.2 EFFORTS SUR LES GARDES

L'intégration des efforts élémentaires de coupe sur les gardes est effectuée sur  $\theta$  puis sur  $t$ , si et seulement si l'outil est en contact avec la roche. En effet, dans les travaux réalisés par Simon (1996), Menand (2001) et Bouallegue (2006), les auteurs font l'hypothèse que l'outil, qui est toujours droit dans le trou, est en contact sur la moitié de sa superficie avec la roche ( $\theta_2 - \theta_1 = \pi$ ). En revanche, dans le cas d'un outil *tilté* dans le trou, les zones de contact entre les gardes et la roche deviennent plus complexes et les bornes d'intégration  $\theta_1(t)$  et  $\theta_2(t)$  doivent être calculées en fonction de l'angle de *tilt* et de la hauteur  $Z(t)$ .

#### 3.3.4.2.1 BORNES D'INTEGRATION LE LONG DES GARDES

Nous supposons que les gardes sont modélisées par un cylindre de longueur  $L = L_{ga} + L_{gp}$ , où  $L_{ga}$  représente la longueur de la garde active et  $L_{gp}$  celle de la garde passive, et de diamètre  $D_{outil} = 2R_{outil}$ . Le fond du trou est modélisé par l'enveloppe extérieure de l'outil. Son diamètre varie de  $D_{outil}$  à  $D_{max} = D_{trou} / \Omega_y$ , où  $D_{trou}$  est le diamètre du trou foré et  $\Omega_y$  est l'angle de *tilt* de l'outil.

Nous faisons l'hypothèse que les gardes sont en contact avec la roche sur la moitié de leur superficie ( $\theta_2 - \theta_1 = \pi$ ), quand l'outil est *tilté* dans la direction du déplacement (configuration *Point The Bit*). Dans le cas contraire, les bornes d'intégration  $\theta_1(t)$  et  $\theta_2(t)$  sont présentées, pour une hauteur  $Z(t)$  donnée, par les angles des points d'intersection des deux cercles

présentant la section du trou et la section de la garde de diamètres respectifs  $D(t)$  et  $D_{outil}$  (Figure 3.10). Pour les valeurs de  $Z(t) \in [L_s, (L_s + L_{ga} + L_{gp})]$ , la variation du diamètre du trou en fonction de la hauteur est donnée par la relation suivante :

$$D(t) = D_{outil} + \Omega_y [L_s + L_{ga} + L_{gp} - Z(t)] \quad (\text{Eq } 3.23)$$

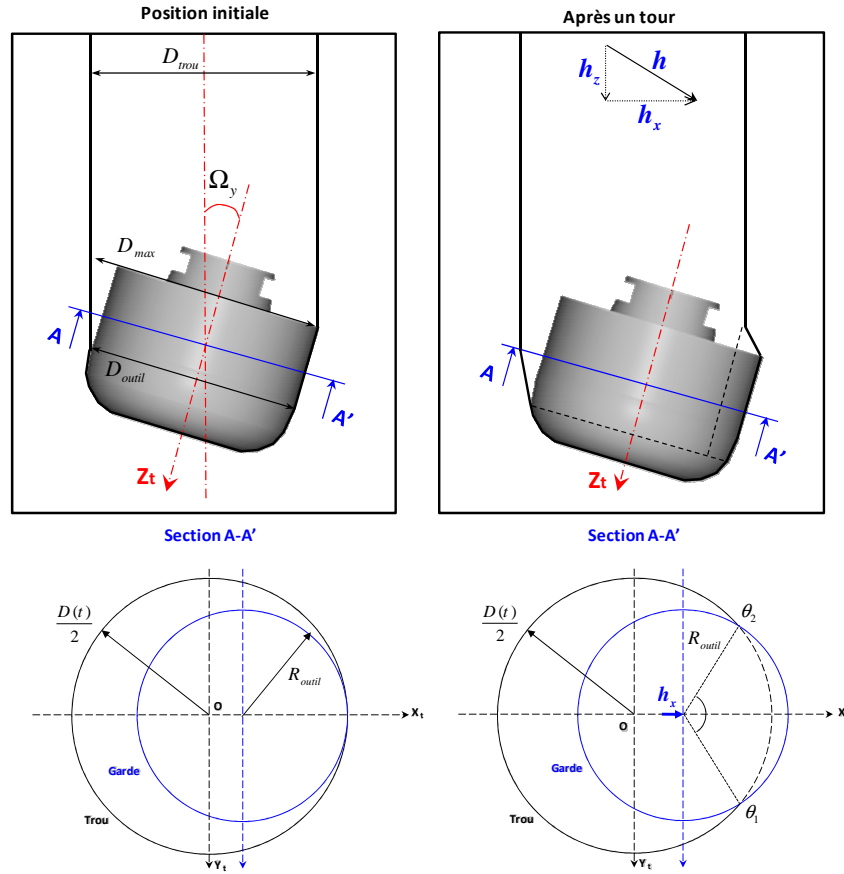


Figure 3.10 : Définition des bornes d'intégration le long des gardes

La figure 3.11 présente la variation de  $\theta_1(t)$  et  $\theta_2(t)$  sur les gardes en fonction de la hauteur  $Z(t)$  pour : une translation latérale par tour de l'outil  $h_x = 0,01 \text{ mm tr}^{-1}$ , un *tilt* variant de  $0^\circ$  à  $1,6^\circ$ , une garde active de longueur  $L_{ga} = 25 \text{ mm}$  et une garde passive de longueur  $L_{gp} = 75 \text{ mm}$ .

Nous remarquons que les valeurs absolues des bornes d'intégration diminuent en fonction de l'angle de *tilt* et de la hauteur, pour un *tilt* non nul. Ce résultat pourrait être interprété d'une autre manière. En effet, nous notons que la surface  $S_g$  limitée par les courbes de mêmes couleurs représente la zone de contact entre les gardes et la roche pour un *tilt* donné. Nous vérifions que nous revenons, pour un *tilt* nul, au cas de Simon (1996), Menand (2001) et Bouallegue (2006) dans lequel ils considèrent que les gardes sont en contact sur la moitié de leur superficie avec la roche ( $\theta_2 - \theta_1 = \pi$ ). Cette zone d'interaction diminue de manière importante, même pour un faible angle de *tilt* ( $\Omega_y = 0,1^\circ$ ). Nous pouvons conclure que la surface d'interaction  $S_g$  entre les gardes et la roche est inversement proportionnelle au *tilt* de l'outil.

L'étude de l'influence de l'angle de *tilt* sur l'évolution des bornes d'intégration au niveau des gardes s'avère indispensable pour l'évaluation des efforts de coupe sur ces parties de l'outil. Connaissant  $\theta_1(t, \Omega)$  et  $\theta_2(t, \Omega)$ , nous pouvons désormais intégrer les efforts élémentaires de coupe sur la garde active et la garde passive.

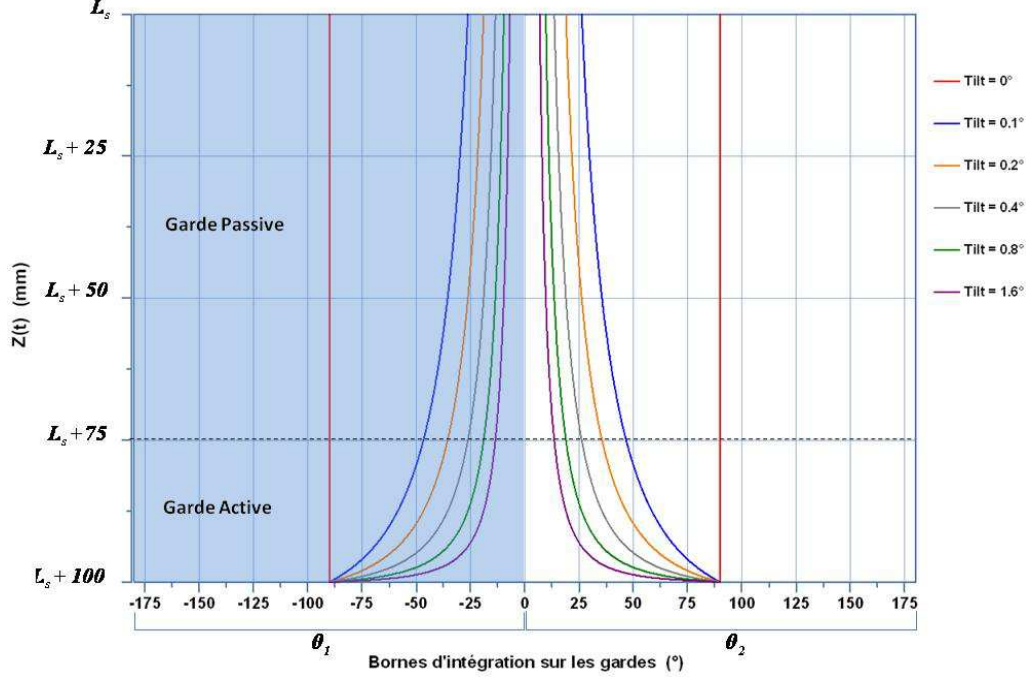


Figure 3.11 : Evolution des bornes d'intégration sur les gardes en fonction de la hauteur et de l'angle de tilt

### 3.3.4.2.2 INTEGRATION DES EFFORTS ELEMENTAIRES SUR LA GARDE ACTIVE

Les expressions des efforts nécessaires à la coupe d'une section élémentaire de roche  $dS_c = h(t, \theta) dLg$  sont données par le modèle d'interaction taillant-roche (cas de *trimmer*) détaillé en annexe A.4. Nous obtenons pour chaque section  $dS_c$  les expressions suivantes :

$$\begin{cases} dF_n(t, \theta) = dF_n^c(t, \theta) + dF_n^b(t, \theta) + dF_n^{frot}(t, \theta) \\ dF_n(t, \theta) = \sigma'_0 \mu' dS_c(t, \theta) + \sigma'_0 dS_b(t) + 1/2 \sigma_{max}(t, \theta) dS_{f_{ga}}(t) \end{cases} \quad (\text{Eq 3.24})$$

$$\begin{cases} dF_t(t, \theta) = dF_t^c(t, \theta) + dF_t^b(t, \theta) + dF_t^{frot}(t, \theta) \\ dF_t(t, \theta) = \sigma'_0 dS_c(t, \theta) + \sigma'_0 \mu' dS_b(t) + 1/2 \sigma_{max}(t, \theta) \mu' dS_{f_{ga}}(t) \end{cases} \quad (\text{Eq 3.25})$$

Où  $dS_{f_{ga}}(t)$  est donnée par l'équation 3.9 et  $\mu'$  est le coefficient de frottement au voisinage des trimmers qui est égal à  $\tan(\varphi')$ .

Dans ce cas :

$$dS_b(t) = h(t, \theta) \tan(\omega_c^{ga}) dLg \quad (\text{Eq 3.26})$$

La projection des efforts élémentaires de coupe dans le repère local  $(U_r, U_s, U_v)$  de vecteurs unitaires respectifs  $(\vec{r}, \vec{s}, \vec{v})$ , fournit le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} dF_r(t, \theta) = -dF_n(t, \theta) \\ dF_s(t, \theta) = -dF_t(t, \theta) \\ dF_v(t, \theta) = 0 \end{cases} \quad (\text{Eq 3.27})$$

Les composantes des efforts de coupe résultants ( $F_x^{ga}$   $F_y^{ga}$   $F_z^{ga}$ ) et ( $M_x^{ga}$   $M_y^{ga}$   $M_z^{ga}$ ) déterminés au point  $C$  et dans le repère  $(X, Y, Z)$  sont calculées par intégration des efforts élémentaires sur la surface en contact avec la roche. Ainsi, pour une révolution complète de l'outil, nous obtenons les expressions suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_x^{ga} = \frac{1}{2\pi} \int_t \int_{\theta_1}^{\theta_2} [dF_r(t, \theta) \cos \theta - dF_s(t, \theta) \sin \theta] d\theta \\ F_y^{ga} = \frac{1}{2\pi} \int_t \int_{\theta_1}^{\theta_2} [dF_r(t, \theta) \sin \theta + dF_s(t, \theta) \cos \theta] d\theta \\ F_z^{ga} = \frac{1}{2\pi} \int_t \int_{\theta_1}^{\theta_2} dF_v(t, \theta) d\theta \end{array} \right. \quad (\text{Eq 3.28})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_x^{ga} = \frac{1}{2\pi} \int_t \int_{\theta_1}^{\theta_2} [-Z(t)(dF_r(t, \theta) \sin \theta + dF_s(t, \theta) \cos \theta) + R(t) \sin \theta dF_v(t, \theta)] d\theta \\ M_y^{ga} = \frac{1}{2\pi} \int_t \int_{\theta_1}^{\theta_2} [Z(t)(dF_r(t, \theta) \cos \theta - dF_s(t, \theta) \sin \theta) - R(t) \cos \theta dF_v(t, \theta)] d\theta \\ M_z^{ga} = \frac{1}{2\pi} \int_t \int_{\theta_1}^{\theta_2} R(t) dF_s(t, \theta) d\theta \end{array} \right. \quad (\text{Eq 3.29})$$

### 3.3.4.2.3 EFFORTS SUR LA GARDE PASSIVE

Une garde passive est généralement caractérisée par sa longueur  $L_{gp}$ , le nombre de lames frottantes (droites ou spiralées)  $N_{lames}$  qu'elle contient et la largeur  $\ell_{lame}$  de chacune de ces lames. Une lame frottante peut être lisse ou renforcée par des insertions de carbure ou de diamant pour éviter une usure excessive qui pourrait entraîner une diminution du diamètre du forage. Cependant, il n'est pas exclu que le diamètre de la garde passive soit légèrement inférieur à celui du trou foré pour certains types d'application (*undergage*). Nous citons le cas des gardes inclinées (*Tapered*) ou en escalier (*Stepped*) illustrés sur la figure 1.22.

Les lames de la garde passive peuvent être considérées comme des éléments de coupe possédant une surface de frottement importante afin d'assurer la stabilité de l'outil dans le trou. Elles coupent la roche sous de faibles profondeurs de passe si bien que le mécanisme mis en jeu est celui du broyage de la roche. Ces lames peuvent être modélisées par une succession de patins frottants rectangulaires d'angles de coupe nuls, de largeur  $dLg$  et de longueur  $\ell_{lame}$ , comme illustré sur la figure 3.12. Les arêtes des lames sont généralement arrondis dans le but d'atténuer les chocs et les accrochages contre la paroi du trou. Pour prendre en compte cet arrondi, nous introduisons un chanfrein circulaire de rayon  $R$  le long des lames. Le calcul des efforts de coupe sur une garde passive revient, par conséquent, à intégrer les efforts élémentaires de coupe sur tous les patins frottants en contact avec la roche.

Connaissant la surface d'interaction entre la garde passive et la roche, nous supposons qu'il existe obligatoirement une lame dont l'extrémité supérieure  $A$  est située à la frontière supérieure de cette surface d'interaction et possède les coordonnées suivantes

$( R_{outil} \cos [\theta_i(L_s)], R_{outil} \sin [\theta_i(L_s)], L_s )$  dans le repère local  $(X_i, Y_i, Z_i)$ , comme le montre la figure 3.13. Étant donné la cinématique de l'outil, le nombre et les dimensions des lames sur la garde passive, nous sommes en mesure d'évaluer la portion de lames qui est en contact effectif avec la roche (figure 3.13). Nous disposons ainsi du nombre, de la position et de la profondeur de passe sur chaque patin élémentaire frottant et cela en fonction de la hauteur  $Z(t)$  de la garde passive.

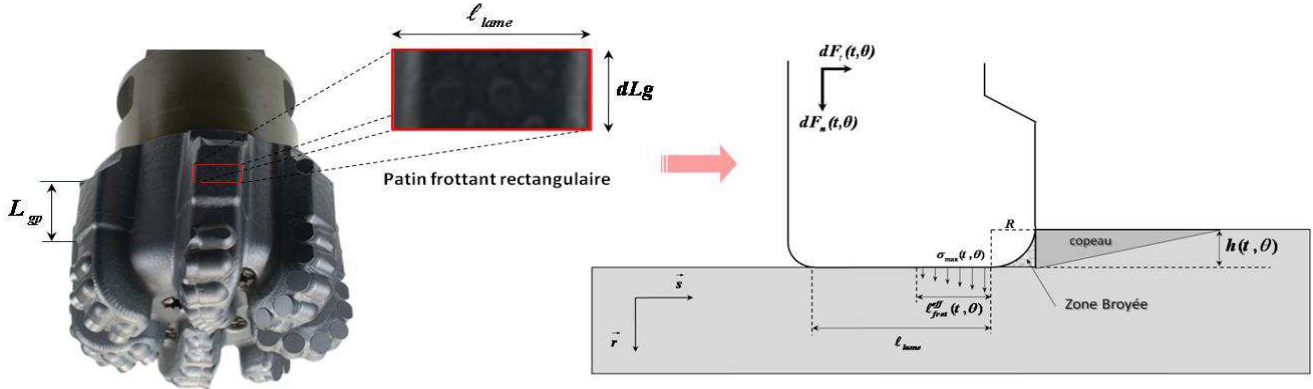


Figure 3.12 : Description du mode de coupe d'un élément d'une lame de la garde passive

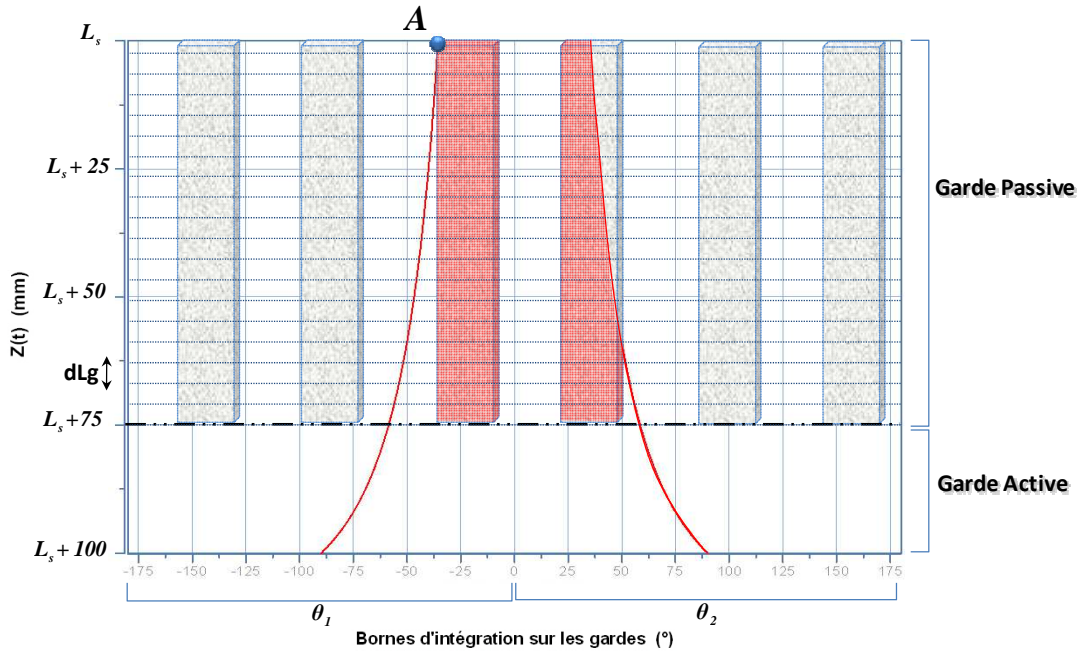


Figure 3.13 : Zone de contact entre les lames de la garde passive et la roche

Les expressions des efforts nécessaires à la coupe d'une section élémentaire de roche  $dS_c = h(t, \theta) dLg$  sont données par le modèle d'interaction taillant-roche (cas du taillant rectangulaire à chanfrein circulaire) détaillé en annexe A.1. Nous obtenons pour chaque section  $dS_c$  les expressions suivantes :

$$\begin{cases} dF_n(t, \theta) = dF_n^c(t, \theta) + dF_n^b(t, \theta) + dF_n^{frot}(t, \theta) \\ dF_n(t, \theta) = \sigma'_0 \mu' dS_c(t, \theta) + \sigma'_0 dS_b(t) + 1/2 \sigma_{max}(t, \theta) dS_{frot}(t, \theta) \end{cases} \quad (\text{Eq 3.30})$$

$$\begin{cases} dF_i(t, \theta) = dF_i^c(t, \theta) + dF_i^b(t, \theta) + dF_i^{frot}(t, \theta) \\ dF_i(t, \theta) = \sigma'_0 dS_c(t, \theta) + \sigma'_0 \mu' dS_b(t) + 1/2 \sigma_{max}(t, \theta) \mu' dS_{frot}(t, \theta) \end{cases} \quad (\text{Eq 3.31})$$

Où les valeurs de  $dS_b(t)$  et  $dS_{frot}(t, \theta)$  sont données respectivement par les équations Eq. A.16 et Eq. A.17 de l'annexe A.1, sachant que dans ce cas  $L = dLg$ .

Nous désignons par  $(F_x^{gp}, F_y^{gp}, F_z^{gp})$  et  $(M_x^{gp}, M_y^{gp}, M_z^{gp})$  les composantes de l'effort et du moment résultants déterminées au point  $C$  dans le repère  $(X, Y, Z)$ . Elles sont calculées par intégration de la contribution des efforts élémentaires sur les surfaces élémentaires de frottement en contact avec la roche. Ainsi, pour une révolution complète de l'outil, nous obtenons les expressions suivantes :

$$\begin{cases} F_x^{gp} = \frac{1}{2\pi} \int_t \sum_{i=1}^{N(t)} [dF_r(t, \theta_i) \cos \theta_i - dF_s(t, \theta_i) \sin \theta_i] \\ F_y^{gp} = \frac{1}{2\pi} \int_t \sum_{i=1}^{N(t)} [dF_r(t, \theta_i) \sin \theta_i + dF_s(t, \theta_i) \cos \theta_i] \\ F_z^{gp} = \frac{1}{2\pi} \int_t \sum_{i=1}^{N(t)} dF_v(t, \theta_i) \end{cases} \quad (\text{Eq 3.32})$$

$$\begin{cases} M_x^{gp} = \frac{1}{2\pi} \int_t \sum_{i=1}^{N(t)} [-Z(t)(dF_r(t, \theta_i) \sin \theta_i + dF_s(t, \theta_i) \cos \theta_i) + R(t) \sin \theta_i dF_v(t, \theta_i)] \\ M_y^{gp} = \frac{1}{2\pi} \int_t \sum_{i=1}^{N(t)} [Z(t)(dF_r(t, \theta_i) \cos \theta_i - dF_s(t, \theta_i) \sin \theta_i) - R(t) \cos \theta_i dF_v(t, \theta_i)] \\ M_z^{gp} = \frac{1}{2\pi} \int_t \sum_{i=1}^{N(t)} R(t) dF_s(t, \theta_i) \end{cases} \quad (\text{Eq 3.33})$$

$N(t)$  représente le nombre de surfaces élémentaires de frottement en fonction de la hauteur  $Z(t)$ .

### 3.3.4.3 EFFORTS RESULTANTS SUR L'OUTIL

Afin d'évaluer les efforts de forage sur l'outil en fonction du déplacement par tour de ce dernier dans le repère global  $(X, Y, Z)$ , il suffit d'additionner les forces et les moments de la structure de coupe, de la garde active et de la garde passive :

$$\begin{cases} F_x = F_x^{sc} + F_x^{ga} + F_x^{gp} \\ F_y = F_y^{sc} + F_y^{ga} + F_y^{gp} \\ F_z = F_z^{sc} + F_z^{ga} + F_z^{gp} \end{cases} \quad (\text{Eq 3.34})$$

$$\begin{cases} M_x = M_x^{sc} + M_x^{ga} + M_x^{gp} \\ M_y = M_y^{sc} + M_y^{ga} + M_y^{gp} \\ M_z = M_z^{sc} + M_z^{ga} + M_z^{gp} \end{cases} \quad (\text{Eq 3.35})$$

Nous pouvons déduire, dès lors, un certain nombre de paramètres liés au comportement directionnel de l'outil de forage en fonction de son déplacement par tour :

- **Force latérale :** 
$$F_{lat} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (\text{Eq 3.36})$$

La direction de la force latérale  $F_{lat}$  par rapport à  $(C, \vec{i})$  est calculée selon la relation :

$$\alpha_{F_{lat}} = \tan^{-1} \frac{F_y}{F_x} \quad (\text{Eq 3.37})$$

- **Direction latérale de forage :** 
$$\alpha_{D_s} = \tan^{-1} \frac{h_y}{h_x} \quad (\text{Eq 3.38})$$

- **Angle de *walk* :** 
$$\alpha = \alpha_{F_{lat}} - \alpha_{D_s} \quad (\text{Eq 3.39})$$

- **Poids sur outil :** Il correspond à la force  $F_z$  . 
$$(\text{Eq 3.40})$$

- **Couple à l'outil :** Il correspond au moment  $M_z$  . 
$$(\text{Eq 3.41})$$

- **Forabilité axiale :** 
$$D_{ax} = \frac{h_z}{F_z} \quad (\text{Eq 3.42})$$

- **Forabilité latérale :** 
$$D_{lat} = \frac{\sqrt{h_x^2 + h_y^2}}{F_{lat}} \quad (\text{Eq 3.43})$$

- ***Steerability* de l'outil :** 
$$BS = \frac{D_{lat}}{D_{ax}} \quad (\text{Eq 3.44})$$

Connaissant les efforts sur la structure de coupe, la garde active et la garde passive, nous sommes en mesure de déterminer le comportement directionnel (*walk* et *steerability*) de chaque partie de l'outil de forage. Cela aidera à la conception d'outils plus *steerables*/piloteables et à une meilleure prédiction des trajectoires de forage dans le cas d'un couplage entre ce modèle d'interaction outil-roche et un modèle de comportement mécanique d'une garniture de forage.

### 3.3.5 ETUDE DE SENSIBILITE

#### 3.3.5.1 REPARTITION DES EFFORTS SUR L'OUTIL

Le modèle d'interaction outil-roche que nous avons détaillé dans le paragraphe précédent nous permet de calculer la force latérale de forage générée par chaque partie de l'outil. La figure 3.14 donne la part de la force latérale générée par la structure de coupe, la garde active et la garde passive, pour une force latérale totale sur l'outil de 210 *daN* et en utilisant les données suivantes :

- Outil PDC :  $D_{outil} = 8''^{1/2}$  ,  $L_{ga} = 25 \text{ mm}$  ,  $L_{gp} = 50 \text{ mm}$  ,  $N_{lames} = 6$  ,  $\ell_{lames} = 30 \text{ mm}$  ,  $R = 5 \text{ mm}$  ;
- Structure de coupe : Configuration Medium (détaillée en Annexe D) ;
- Roche : Grès des Vosges ( $C=12 \text{ MPa}$  ,  $\phi=42^\circ$ ) ;
- Pénétration axiale par tour :  $h_z = 1.28 \text{ mm/tr}$  ;
- Pénétration latérale par tour :  $h_x = 0.01 \text{ mm/tr}$  ;
- Outil droit dans le trou :  $\Omega_{(x,y)} = 0^\circ$  .



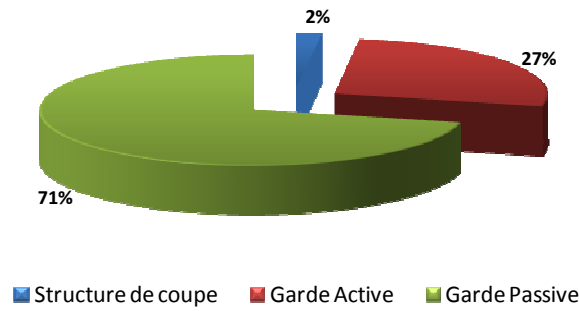


Figure 3.14 : Décomposition théorique de la force latérale générée par le forage avec un outil non tilté

Nous remarquons que la structure de coupe ne génère que 2% de la force latérale totale sur l'outil. Cela consolide notre choix qui consiste à simplifier cette partie en considérant une lame de coupe équivalente. Nous notons, par ailleurs, que la garde passive génère à elle seule trois-quarts de la force latérale totale. Cela prouve l'importance de l'étude théorique de l'interaction entre cette partie de l'outil et la roche. Nous montrons à travers ces résultats que la forabilité latérale de l'outil est étroitement dépendante des propriétés géométriques de la garde passive.

### 3.3.5.2 ROTATION DE L'OUTIL

La cinématique de l'outil est décrite par une translation suivant trois axes et une rotation suivant deux axes comme détaillé plus haut. Nous examinons dans la suite l'influence de la rotation de l'outil sur son comportement directionnel. Les figures 3.15 et 3.16 présentent respectivement l'évolution théorique de la force latérale et de la *steerability*, dans le cas d'un outil de type monobloc PDC et en utilisant les mêmes paramètres donnés plus haut:

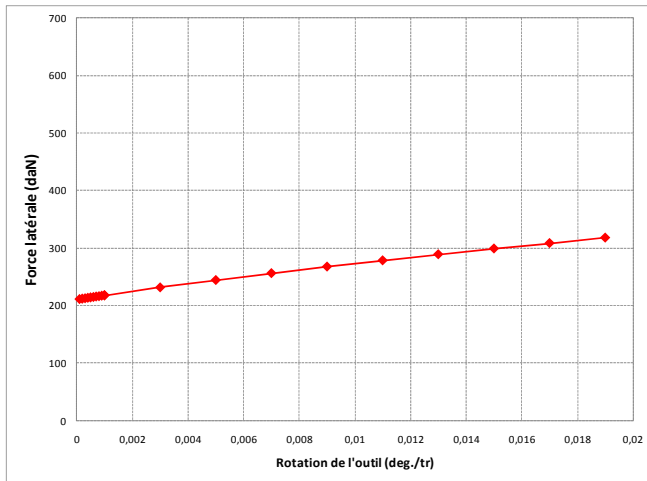


Figure 3.15 : Évolution de la force latérale en fonction de la rotation de l'outil

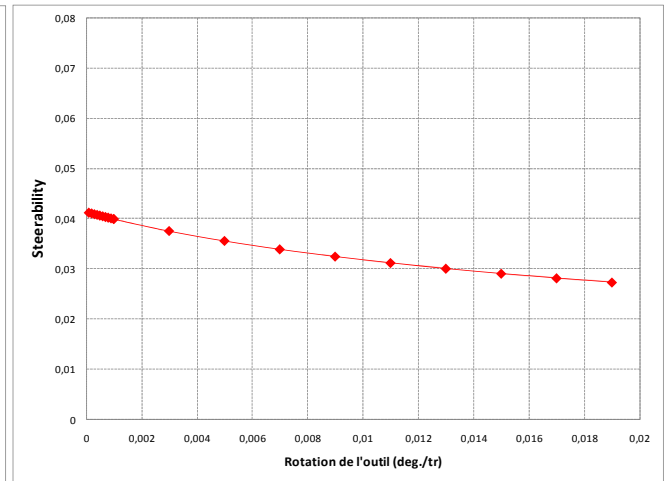


Figure 3.16 : Évolution de la *steerability* en fonction de la rotation de l'outil

La rotation par tour de l'outil peut être conjuguée en termes d'inclinaison de la trajectoire (*Dog Leg Severity*). Nous notons qu'un pivotement de  $0,00046^\circ/tr$  correspond à un gradient d'inclinaison de  $10^\circ/30m$  et cela pour un gradient d'azimut nul, une  $RPM = 65 tr/mn$  et un  $ROP = 5 m/h$ . Nous remarquons, par conséquent, que la rotation de l'outil a une influence négligeable sur les valeurs de la force latérale et de la *steerability*, pour

les gradients d'inclinaison habituels du forage. Nous pouvons donc négliger la contribution de ce paramètre dans le calcul des efforts sur l'outil.

### 3.3.5.3 LE *TILT* DE L'OUTIL

Nous supposons dans la suite que l'outil, décrit dans le paragraphe 3.3.5.1, est *tilté* dans le sens inverse du déplacement (évolue en crabe). Ce cas est généralement rencontré dans les configurations *Push The Bit* suite à la flexion de la BHA sous l'action d'une force latérale appliquée par les patins directionnels et de la réaction des stabilisateurs derrière l'outil. Cet angle de *tilt*, bien qu'il soit faible, est un paramètre important pour le calcul de la surface de contact entre les gardes et la roche. Les figures 3.17 et 3.18 présentent respectivement l'évolution de la *steerability* et de l'angle de *walk* de l'outil en fonction du *tilt*.

Nous notons que la *steerability* de l'outil augmente de manière importante en fonction du *tilt*. La *steerability* est doublée lorsque l'angle de *tilt* passe de  $0^\circ$  à  $1^\circ$ . Cette augmentation, qui est non linéaire, est expliquée par la diminution de la zone de contact entre la garde et la roche comme nous l'avons montré dans le paragraphe 3.3.4.2. Cela prouve que la prise en compte de ce paramètre dans le calcul des efforts est importante pour mieux prédire la trajectoire du forage. Nous remarquons, aussi, que le *walk* de l'outil est légèrement affecté par le *tilt* de l'outil dans le trou.

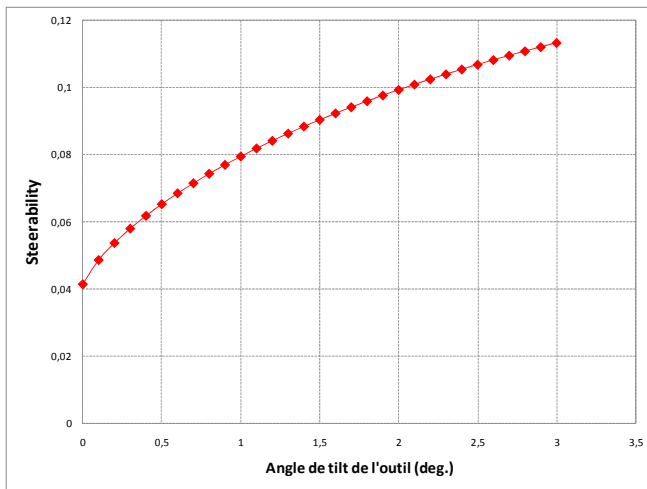


Figure 3.17 : Évolution de la *steerability* en fonction de l'angle de *tilt* de l'outil

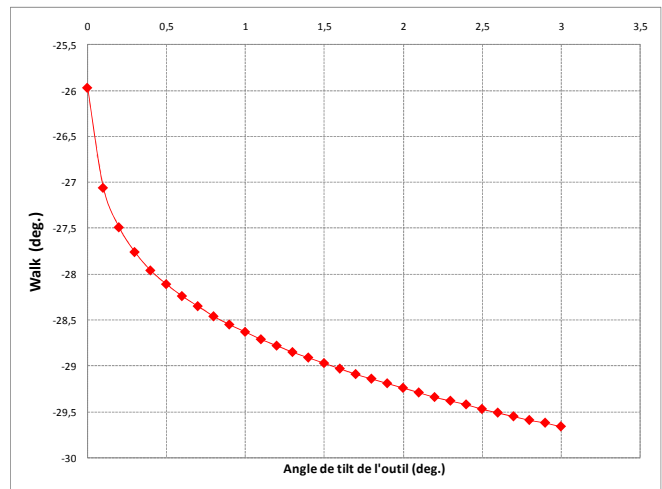


Figure 3.18 : Évolution de l'angle de *walk* en fonction de l'angle de *tilt* de l'outil

### 3.3.5.4 PENETRATION LATÉRALE DE L'OUTIL

La pénétration latérale de l'outil  $h_{(x,y)}$  est un paramètre important pour la détermination des sections élémentaires de coupe et des surfaces élémentaires de frottement sur les différentes parties de l'outil. Nous avons montré que les surfaces de contact entre les gardes et la roche varient énormément en fonction de  $h_{(x,y)}$ . Les figures 3.19 et 3.20 représentent respectivement l'évolution théorique de la force latérale et de l'angle de *walk* de l'outil en fonction de la pénétration latérale par tour de ce dernier et pour une pénétration axiale  $h_z = 1.28 \text{ mm/tr}$ .

Nous remarquons que la variation de la force latérale en fonction de la pénétration latérale est non-linéaire. Elle prend la forme de la variation de la contrainte normale de frottement en fonction de ce même paramètre, qui est régi par l'Eq 2.31 et qui a une forme hyperbolique (Figure 2.29). De plus, l'outil a une tendance gauche plus prononcée en fonction de la pénétration latérale. Cela est dû à l'augmentation de la surface de frottement et, par conséquent, des efforts tangentiels de frottement sur la garde passive. Notons que les pénétrations latérales sont généralement de l'ordre de  $\approx (10^{-2})$  voire même  $\approx (10^{-3})$  mm/tr et sont nettement inférieures aux valeurs de pénétration axiale par tour.

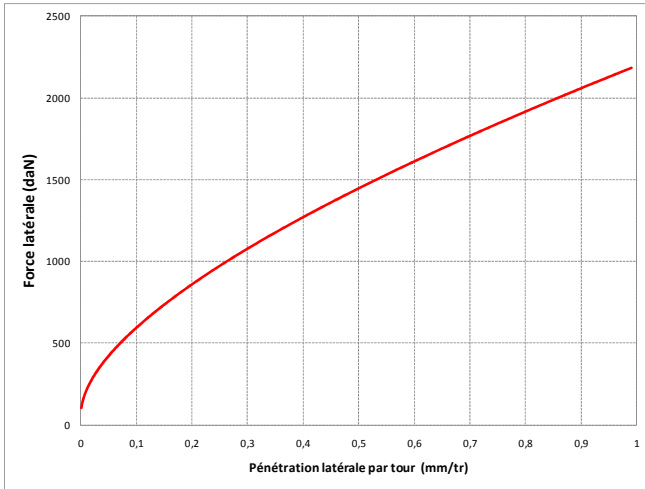


Figure 3.19 : Évolution de la force latérale en fonction de la pénétration latérale de l'outil

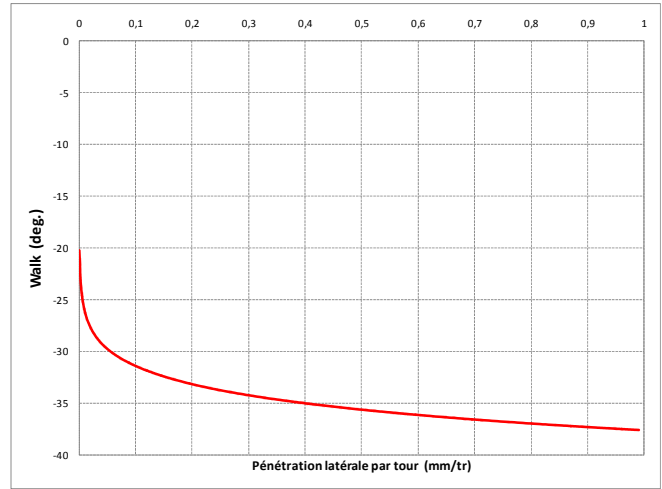


Figure 3.20 : Évolution de l'angle de walk en fonction de la pénétration latérale de l'outil

### 3.3.5.5 ANGLE DE FROTTEMENT AU VOISINAGE DE L'OUTIL

L'angle de frottement au voisinage de l'outil, de type roche broyée-roche saine, est déduit de l'angle de frottement interne de la roche par la relation de Kérisel (1961), décrite par l'Eq 2.36. Ce paramètre est crucial pour le calcul des efforts sur les différentes parties de l'outil. Les figures 3.21 et 3.22 illustrent respectivement l'évolution de la *steerability* et de l'angle de *walk* de l'outil en fonction de l'angle de frottement pour une cohésion de la roche constante  $C=12$  MPa.

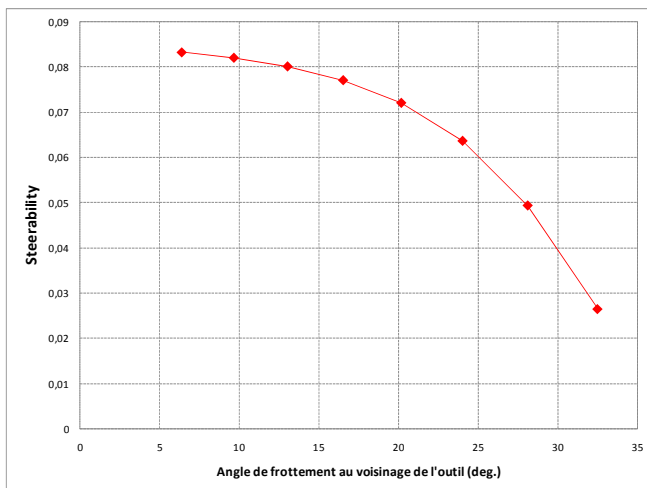


Figure 3.21 : Évolution de la *steerability* en fonction de l'angle de frottement de l'outil

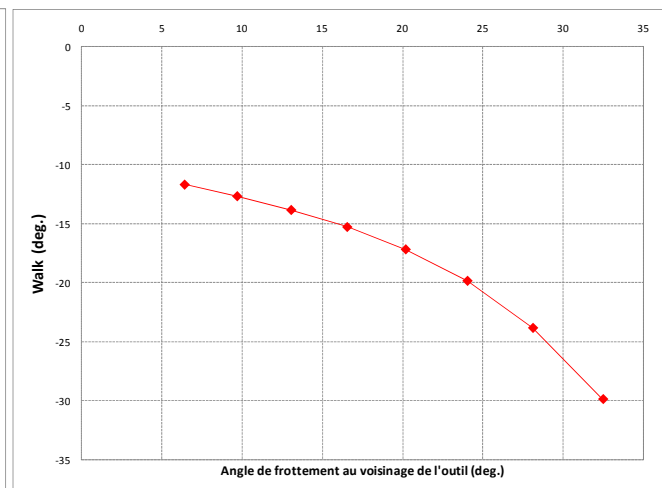


Figure 3.22 : Évolution de l'angle de walk en fonction de l'angle de frottement de l'outil

L'augmentation de l'angle de frottement sur les différentes parties de l'outil tend à amplifier les efforts de coupe pour une même profondeur de passe. C'est ce qui explique la diminution de la *steerability* de l'outil. En d'autres termes, l'outil de forage est d'autant plus agressif latéralement que l'angle de frottement est faible. Or cet angle dépend directement des propriétés de la roche, de l'état de surface des gardes et du type du fluide de forage utilisé. L'augmentation de l'effort tangentiel ( $F_y$ ) en fonction de l'angle de frottement a tendance à faire rouler davantage l'outil à gauche de la direction du forage.

### 3.3.5.6 NOMBRE DE LAMES SUR LA GARDE PASSIVE

Le choix du nombre de lames sur la garde passive est crucial afin d'augmenter la stabilité de l'outil, garantir sa *steerability* et optimiser l'écoulement du fluide de forage. Les figures 3.23 et 3.24 présentent l'évolution de la *steerability* et de l'angle de *walk* de l'outil en fonction du nombre de lames sur la garde passive. Nous supposons dans ce cas que les lames sont droites, de largeur fixe  $\ell_{lames} = 30mm$ , de même diamètre que le trou et possèdent un arrondi de rayon  $R = 5mm$ . Les résultats théoriques sont obtenus avec les mêmes paramètres opératoires que ceux donnés dans le paragraphe 3.3.5.1.

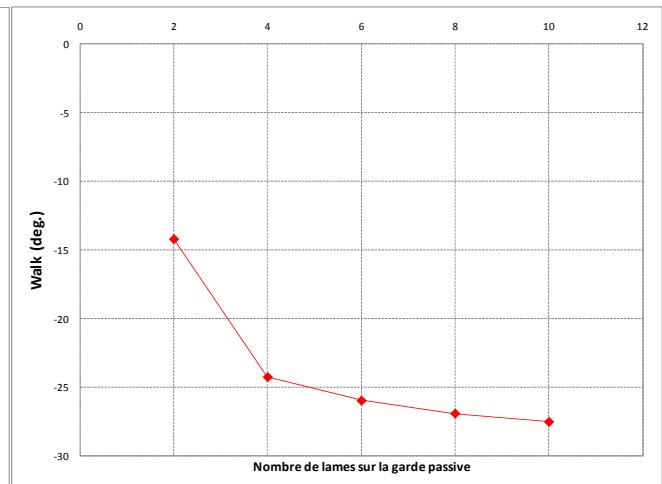
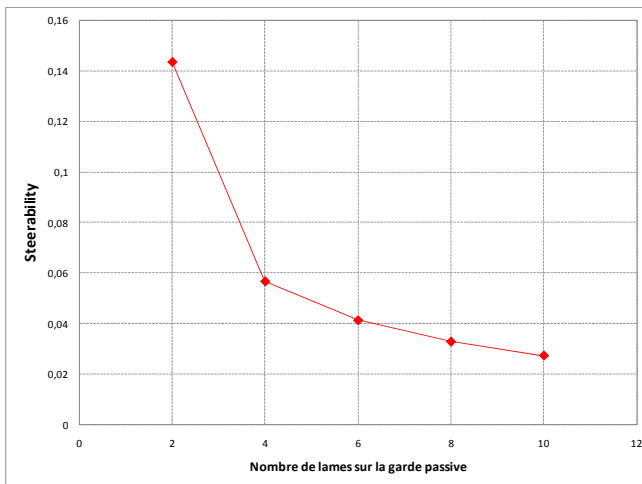


Figure 3.23 : Évolution de la *steerability* en fonction du nombre de lames sur la garde passive

Figure 3.24 : Évolution de l'angle de *walk* en fonction du nombre de lames sur la garde passive

Nous remarquons, comme nous pouvions nous y attendre, que lorsque le nombre de lames de la garde passive augmente, la *steerability* de l'outil décroît car l'effort sur l'outil augmente. De plus, l'augmentation de la force tangentielle de coupe, qui est due au frottement, accroît la tendance gauche de l'outil, comme le montre la figure 3.24.

### 3.4 CONCLUSIONS

L'objectif de cette partie était de modéliser les efforts sur un outil de forage de type monobloc PDC, afin de déterminer son comportement directionnel. Pour ce faire, nous avons pris en compte l'influence de l'angle de *tilt* de l'outil dans l'évaluation des surfaces de contact entre les gardes et la paroi du trou. Le mouvement de l'outil a été décomposé en une translation selon trois axes et une rotation autour de deux axes. Le modèle d'interaction outil-roche élaboré considère les différentes parties de l'outil :

- La structure de coupe : le modèle prend en compte le profil réel, l'angle de coupe, l'usure et/ou chanfrein des PDC. Nous avons, en revanche, simplifié la structure de coupe en ramenant toutes les pastilles PDC dans un même plan vertical contenant l'axe de révolution de l'outil. Cette simplification n'affecte pas pour autant les résultats finaux puisque la contribution de la structure de coupe dans le bilan des efforts reste faible (2%).
- La garde active : le modèle prend en compte la géométrie réelle, le nombre de *trimmers*, l'angle de coupe et la surface de frottement sur les *trimmers*. La surface de contact entre la garde active et la roche est calculée en fonction du *tilt* et de la pénétration latérale de l'outil.
- La garde passive : notre modèle prend en compte la géométrie réelle et le nombre de lames. Connaissant la surface de contact entre la garde et la roche, nous avons calculé les efforts de coupe sur les lames qui sont en interaction avec la roche. Nous avons remarqué que cette partie de l'outil influence particulièrement la forabilité latérale de l'outil, car elle génère, pour une configuration donnée, trois-quarts des efforts de coupe sur l'outil.

Le nouveau modèle d'interaction outil-roche développé fournit une relation efforts-déplacement qui est non linéaire. Cette tendance est imposée par l'équation qui régit la variation de la contrainte normale de frottement en fonction de la profondeur de passe.

Nous avons montré que l'angle de frottement pris en compte dans le modèle (de type roche broyée-roche saine) influence significativement le comportement directionnel de l'outil de forage. Cet angle dépend de la nature de la roche, de l'état de surface des gardes et du type du fluide de forage utilisé (boue à l'eau ou boue à l'huile).

---

# CHAPITRE 4

## VALIDATION EXPERIMENTALE DU MODELE OUTIL

## 4 VALIDATION EXPERIMENTALE DU MODELE OUTIL

### 4.1 INTRODUCTION

Après avoir développé et validé à partir d'essais spécifiques un modèle d'interaction élémentaire taillant-roche applicable aux différentes parties de l'outil (taillants, *trimmers* et patins), nous avons mis au point ensuite un modèle d'interaction outil-roche qui permet de calculer les efforts de forage en fonction du déplacement par tour de l'outil dans la roche. Ce modèle présente l'intérêt de prendre en compte l'angle de *tilt* de l'outil, ce qui permet d'évaluer ses caractéristiques directionnelles dans ce type de configuration de forage.

L'objectif de ce chapitre est de comparer les prédictions de ce modèle à des résultats d'essais de forage mis au point spécialement pour cet effet. Le but est d'étudier l'influence de l'angle du *tilt* ainsi que la contribution de chaque partie de l'outil (structure de coupe, garde active et garde passive) sur le comportement directionnel de ce dernier. Une attention particulière sera accordée à l'étude de l'influence des dimensions de la garde passive sur la forabilité latérale et le *walk* de l'outil de forage. Ce travail expérimental s'inscrit dans le cadre d'un projet de recherche financé par un consortium d'industriels.

Ce chapitre est décomposée en trois parties :

- **Dispositif expérimental**

Un dispositif expérimental a été mis au point pour reproduire des essais de forage directionnel, en grandeur réelle pour ce qui est diamètre de l'outil et cela dans toutes les configurations existantes, à savoir, *Point The Bit*, *Push The Bit* et *Hybride*. Nous décrivons dans ce paragraphe le dispositif expérimental et détaillons son principe de fonctionnement. Les procédures de traitement des données brutes pour l'analyse des résultats seront abordées.

- **Programme d'essais**

Nous présentons les différents outils de forage de type monobloc PDC ainsi que les roches qui ont été testés dans le cadre de ce projet. Nous identifions aussi les paramètres qui feront l'objet de cette validation expérimentale.

- **Résultats**

Nous exposons les résultats expérimentaux des essais effectués avec les différents outils en termes de forabilité latérale et d'angle de *walk*. Une comparaison entre les résultats expérimentaux et théoriques du modèle outil sera présentée.

## 4.2 DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Nous disposons au centre de Géosciences de MINES ParisTech d'un banc de forage qui permet de réaliser des essais de forage avec des outils de diamètre allant jusqu'à  $12\frac{1}{4}$  et de simuler les conditions de pression au fond du trou. Ce dispositif a été étendu à la simulation du comportement directionnel des outils de forage dans les configurations *Point The Bit*, *Push The Bit* et *Hybride*. L'essai consiste à forer un trou de 50 cm de profondeur dans un échantillon de roche. Le forage se déroule soit à vitesse de pénétration axiale (*ROP*) constante soit à poids sur l'outil (*WOB*) constant.

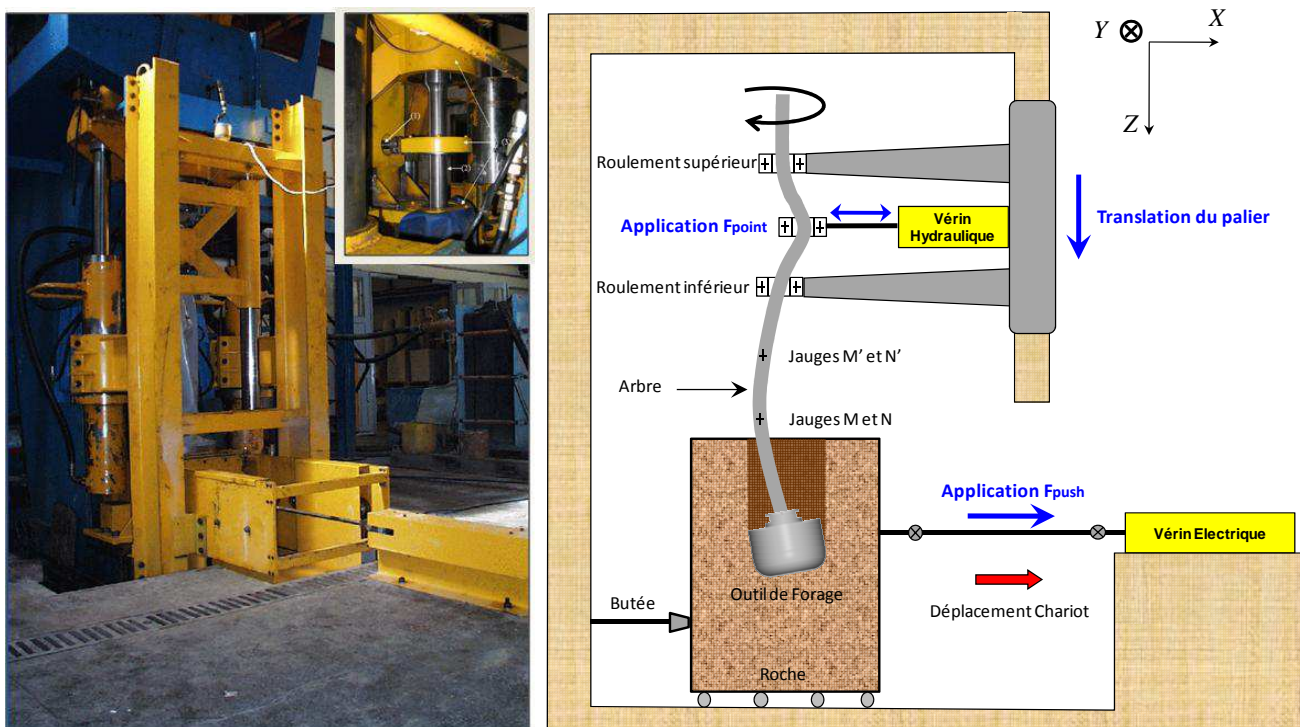


Figure 4.1 : Banc de forage directionnel du Centre de Géosciences à Pau

Le banc de forage se compose de plusieurs parties :

- Un palier de maintien de l'arbre de forage guidé sur deux tubes cylindriques encastrés sur le portique. Ce palier permet d'encaisser les forces latérales afin de ne pas tordre l'arbre ou endommager les vérins hydrauliques du banc de forage.
- Une caisse de confinement coulissante dans laquelle est fixé le bloc de roche.
- Deux rails sur lesquels sont fixés des roulements permettant le coulisement de la caisse.
- Un arbre de forage qui permet d'appliquer des angles de *tilt* importants à l'outil ( $2^\circ$ ).
- Un vérin hydraulique fixé sur le palier de guidage et qui applique une force de flexion  $F_{point}$  sur l'arbre de forage (900 à 1800 daN). Cette force déforme élastiquement l'arbre afin d'appliquer une force latérale et un angle de *tilt* à l'outil.
- Un vérin électrique fixé au sol et relié à la caisse par une tige en acier permettant d'appliquer une force latérale constante  $F_{push}$  à l'outil (200 à 400 daN).



Le banc de forage directionnel permet de faire varier les paramètres suivants :

- Le poids sur l'outil ( $WOB$ ) ;
- La vitesse de rotation ( $RPM$ ) ;
- La vitesse de pénétration axiale ( $ROP$ ) ;
- Le débit du fluide de forage ;
- La force latérale à l'outil  $F_{lat}$  ;
- L'angle de *tilt* autour de l'axe  $(C, \vec{j}) : \Omega_y$  .

Il nous permet, entre autres, de reproduire trois configurations de forage différentes :

- *Point The Bit* : en activant uniquement le vérin hydraulique ( $F_{point} = ON / F_{push} = OFF$ ) ;
- *Push The Bit* : en activant uniquement le vérin électrique ( $F_{point} = OFF / F_{push} = ON$ ) ;
- *Hybride* : en activant les deux vérins ( $F_{point} = ON / F_{push} = ON$ ) .

L'activation des vérins nous permet d'appliquer à l'outil un couple de force latérale ( $F_{lat}$ ) et d'angle d'inclinaison par rapport à la verticale ( $\beta$ ) (Figures 4.2 et 4.3) qui sont variables en fonction des forces d'activation ( $F_{point} / F_{push}$ ) .

$$[F_{lat}, \beta] = f(F_{point}, F_{push}) \quad (\text{Eq 4.1})$$

Nous avons effectué, dès lors, des mesures de calibrage de l'arbre, sans outil et en dehors du trou, afin de trouver l'équation régissant l'évolution de  $\beta$  en fonction des forces d'activation  $F_{point} / F_{push}$  . Cela nous permet, à la fin de l'essai, de calculer l'évolution de l'angle de *tilt* en fonction de la profondeur une fois le trou foré.

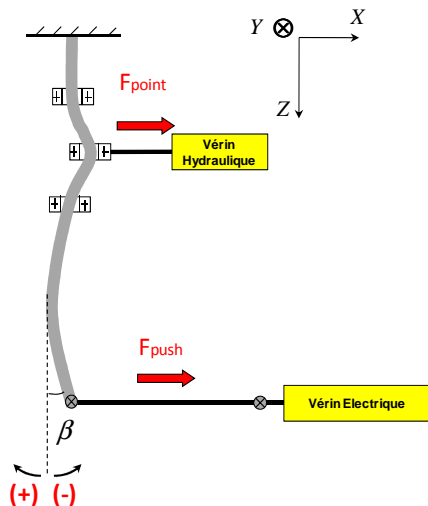


Figure 4.2 : Mesure de l'angle d'inclinaison de l'outil

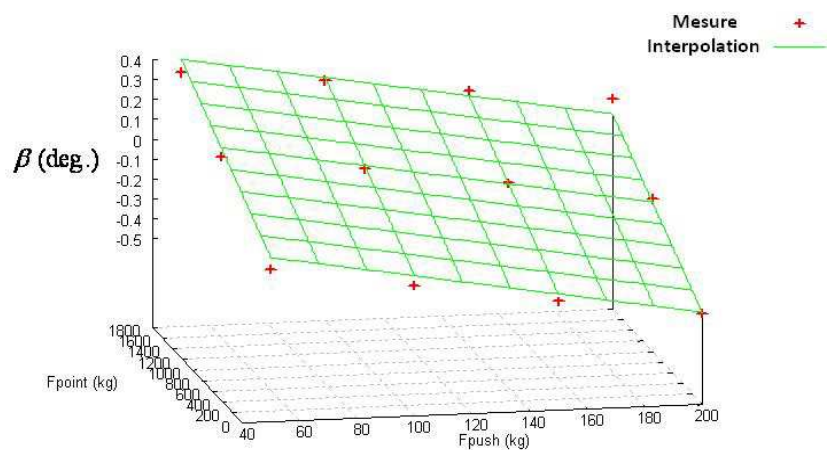


Figure 4.3 : Variation de l'angle d'inclinaison de l'outil en fonction des forces d'activation

Un essai de forage directionnel, en configuration *Hybride* par exemple, est réalisé en suivant les procédures détaillées ci-dessous (Figure 4.4) :

- Étape 1 : Réalisation de l’empreinte de l’outil à faible vitesse de pénétration (de l’ordre de  $1 \text{ m/h}$ ) ;
- Étape 2 : Application de  $F_{\text{point}}$  afin de fléchir l’arbre de forage ;
- Étape 3 : Application de  $F_{\text{push}}$  afin de maintenir  $F_{\text{lat}}$  constante ;
- Étape 4 : Application de la vitesse de pénétration axiale de consigne ( $ROP$ ) et le forage de  $50 \text{ cm}$  de roche.

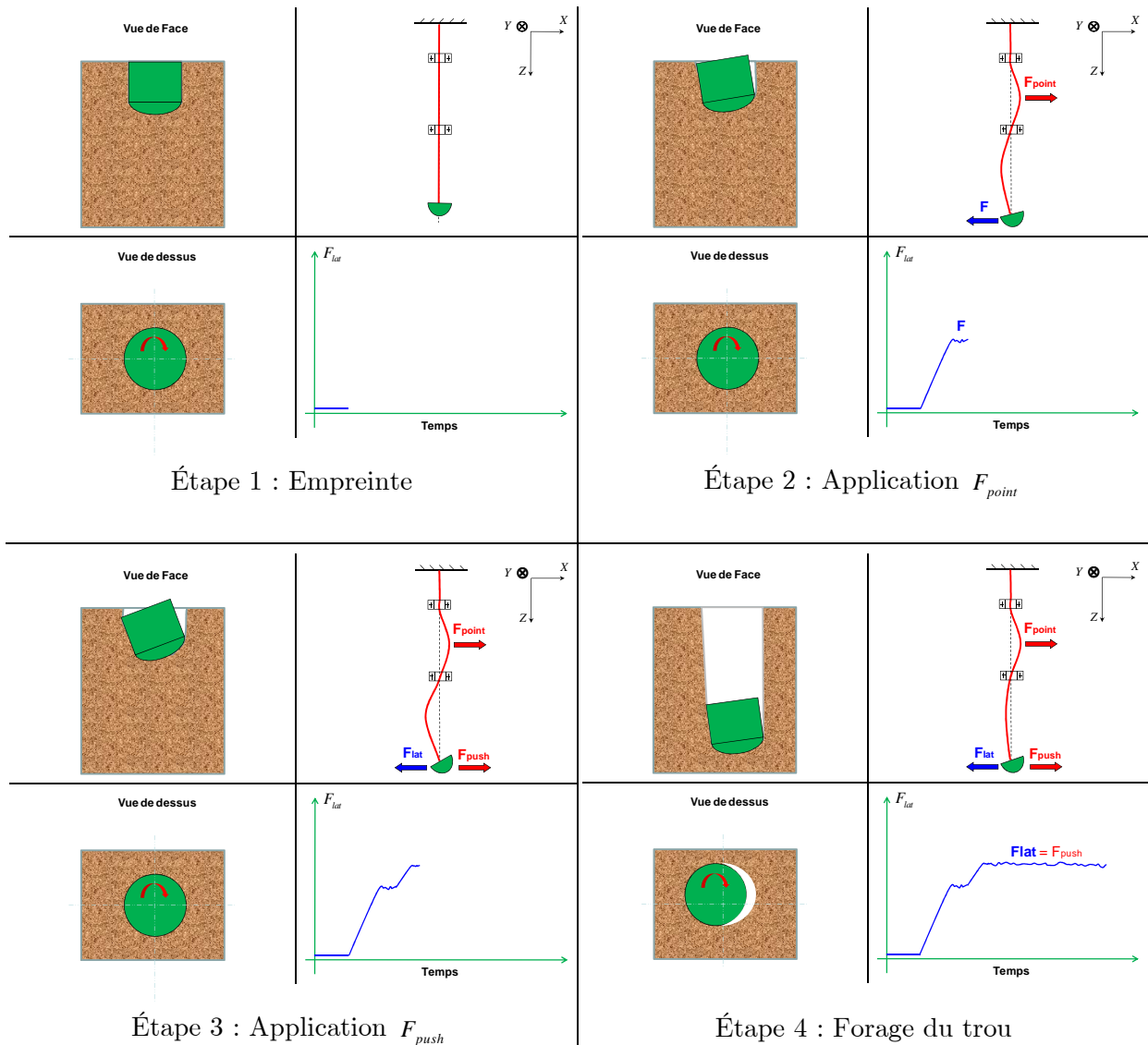


Figure 4.4 : Les différentes étapes d’un essai en configuration *Hybride*

Dans le but de mesurer l’amplitude de la force latérale de forage  $F_{\text{lat}}$  appliquée à l’outil et son orientation  $\alpha_{F_{\text{lat}}}$  par rapport à l’axe  $(C, \vec{i})$ , deux jauges à  $90^\circ$  d’écart et deux autres à deux hauteurs différentes (M, M’, N et N’) ont été installées sur l’arbre de forage

(Figure 4.5). Deux autres ponts de jauges permettent de mesurer le poids sur l'outil ( $WOB$ ) et le couple à l'outil ( $TOB$ ).

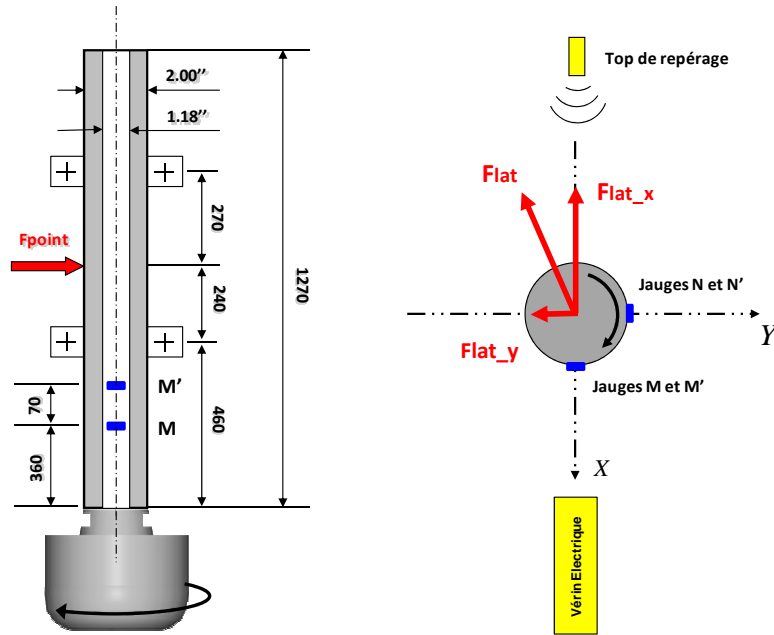


Figure 4.5 : Position des jauges sur l'arbre de forage

Lorsque les vérins de traction appliquent des forces sur l'arbre ( $F_{point}/F_{push}$ ), ce dernier fléchit et un moment de flexion est généré. Les jauges tournant avec l'arbre mesurent ainsi la variation sinusoïdale de ces moments. Un top de repérage permet alors de signaler la période de la révolution de l'arbre par deux pics d'impulsion successifs. La figure 4.6 illustre le moment de flexion des jauges N et N', alignées sur deux hauteurs différentes, et les pics d'impulsion générés par le top de repérage. Les maximums des moments de flexion nous permettent de déterminer la force latérale de coupe  $F_{lat}$  à l'outil. Le déphasage entre la première impulsion du top de repérage et l'instant correspondant au maximum du moment de flexion nous fournit l'angle de la force latérale  $\alpha_{F_{lat}}$ .

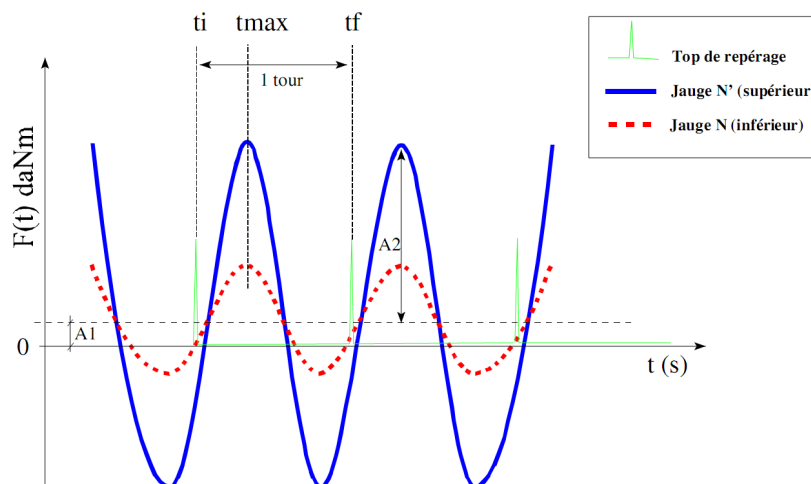


Figure 4.6 : Variation du moment de flexion et des pics d'impulsion en fonction du temps

Pour chaque essai, les paramètres enregistrés en fonction du temps sont les suivants :

- Profondeur forée ;
- Le poids sur l'outil (*WOB*) mesuré à travers la pression dans les vérins de poussée ou par des jauges de déformation fixées sur l'arbre de forage ;
- Le couple à l'outil (*TOB*) mesuré à travers l'intensité du moteur de rotation ou par une jauge de déformation fixée sur l'arbre ;
- La vitesse de rotation (*RPM*) ;
- Les quatre moments de flexion mesurés par les jauges fixées sur l'arbre ;
- Les pics d'impulsion du top de repérage ;
- La force  $F_{push}$  appliquée par le vérin électrique ;
- Le déplacement latéral du chariot mesuré par un capteur LVDT.

Une fois l'essai achevé, le volume important des données récoltées est moyenné sur un tour de l'outil. Le traitement le plus long est effectué sur les signaux des jauges de moment de flexion qui nous fournissent l'amplitude et l'orientation de la force latérale. Après le traitement du signal du top de repérage, nous procédons à l'interpolation des signaux des moments de flexion pour chaque tour d'outil en utilisant la méthode des moindres carrés. La fonction d'ajustement se met sous la forme suivante (Figure 4.6) :

$$M(t)=A1+A2 \sin(\omega t+\varphi) \quad (\text{Eq 4.2})$$

Où  $A1$  est le décalage de la sinusoïde par rapport à 0 ( $daN m$ ),  $A2$  l'amplitude du moment de flexion ( $daN m$ ),  $\omega$  la fréquence du signal (rad/s) et  $\varphi$  la phase du signal (rad).

L'orientation de la force latérale par rapport à l'axe  $(C, \vec{i})$  est calculée par la relation suivante (en degrés) :

$$\alpha_{F_{lat}} = \frac{360(t_{max}-t_i)}{(t_f-t_i)} \quad (\text{Eq 4.3})$$

Où  $t_{max}$  est le temps pour lequel le moment de flexion est maximal,  $t_i$  l'instant de la première impulsion du top de repérage, et  $t_f$  l'instant de la deuxième impulsion. Connaissant la distance entre les jauges inférieures et supérieures (Figure 4.5), nous pouvons alors calculer la force latérale selon la relation suivante :

$$F_{lat} = \frac{A2_{M'} \cdot A2_M}{0.07} \quad (\text{Eq 4.4})$$

Où  $A2_{M'}$  et  $A2_M$  sont respectivement l'amplitude du moment de flexion de la jauge  $M'$  (supérieure) et de la jauge  $M$  (inférieure), et 0,07 est la distance (en  $m$ ) séparant les deux jauges.

Après avoir évacué l'outil et nettoyé le trou, l'inclinaison et l'état de surface de ce dernier sont mesurés en utilisant un caliper (Figure 4.7). En chaque point de la profondeur on connaît l'angle de la tangente au trou dans le plan  $(C, \vec{i}, \vec{k})$  et l'inclinaison de l'outil  $\beta$  en fonction des efforts appliqués, l'angle de *tilt* se déduit par la différence de ces deux angles. L'angle de *walk* de l'outil est calculé en chaque point de la profondeur par l'écart entre l'angle de l'inclinaison du trou dans le plan  $(C, \vec{j}, \vec{k})$  et l'angle de la force latérale de coupe  $\alpha_{F_{lat}}$  (Eq

3.92). Nous obtenons pour chaque essai, les données expérimentales relatives à la variation de la trajectoire du forage dans le système global  $(X, Y, Z)$  (Figure 4.7) et l'évolution de la force latérale  $F_{lat}$  à l'outil et de l'angle de *tilt* de l'outil  $\Omega_y$  en fonction de la profondeur forée.

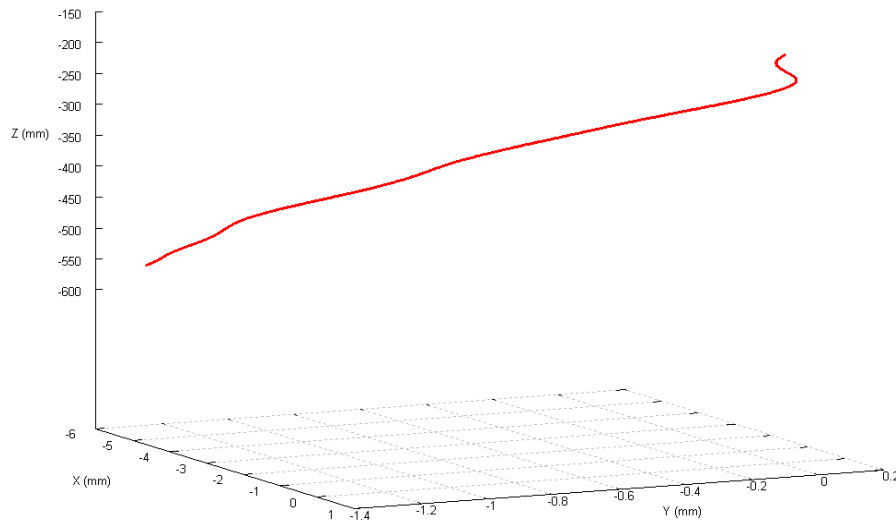


Figure 4.7 : Trajectoire de forage dans le cas d'une configuration Hybride

La figure 4.8 présente l'évolution de la force latérale en fonction de la profondeur forée dans le cas d'un essai "Hybride" avec  $F_{point}=1800\text{ daN}$  /  $F_{push}=200\text{ daN}$ , réalisé dans le Grès des Vosges et en utilisant un outil de type monobloc PDC intégrant une garde passive de 1" de longueur. Nous notons que les forces sont appliquées à l'arbre après la réalisation de l'empreinte de l'outil (étape 2 & 3).  $F_{lat}$  reste globalement proche de la valeur choisie de  $F_{push}$ . Les variations sont dues au système d'asservissement de la force par le vérin électrique et aux hétérogénéités qui peuvent exister dans le bloc de roche.

Nous présentons sur la figure 4.9 l'évolution de l'angle de *tilt* en fonction de la profondeur forée. Un *tilt* négatif désigne que cet angle, mesuré par rapport à l'axe du trou, est dans le sens opposé au déplacement latéral de l'outil de forage. Nous avons qualifié cette configuration, dans le chapitre précédent, par "le forage en crabe". Cela est dû au pivotement de l'outil dans l'empreinte suite à la flexion de l'arbre en appliquant  $F_{point}$  (Figure 4.4 : étape 2). La valeur absolue de l'angle de *tilt* diminue en fonction de la profondeur forée car, en regagnant sa déformée d'équilibre, la partie inférieure de l'arbre de forage tend à s'aligner avec l'axe du trou. Dans le cas de la configuration *Push*, nous remarquons que l'outil reste droit dans le trou. Nous supposons, dès lors, que l'angle de *tilt* est nul durant ce type d'essai. Nous notons aussi que l'inclinaison du trou foré, l'amplitude de la force latérale ainsi que la valeur de l'angle de *tilt* varient significativement durant l'essai. Cela est en partie justifié par la configuration utilisée (*Push*, *Point* ou *Hybride*) et par d'éventuelles hétérogénéités du bloc de roche forée. Par conséquent, l'utilisation des valeurs moyennes, sur tout l'essai, de ces résultats expérimentaux pourrait fausser nos interprétations.

Nous avons décidé, à la lumière de cette observation, de calculer les moyennes mobiles de ces paramètres le long de la profondeur forée.

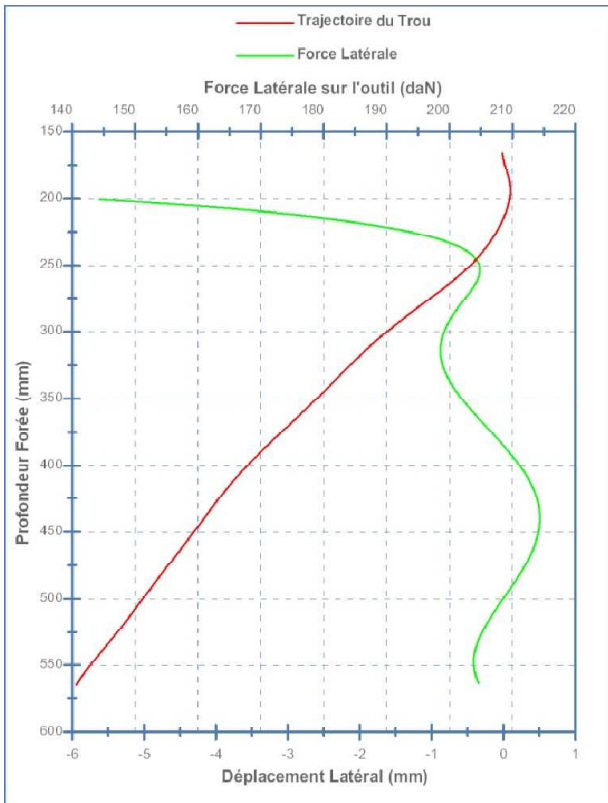


Figure 4.8 : Variation de la trajectoire et de la force latérale en fonction de la profondeur

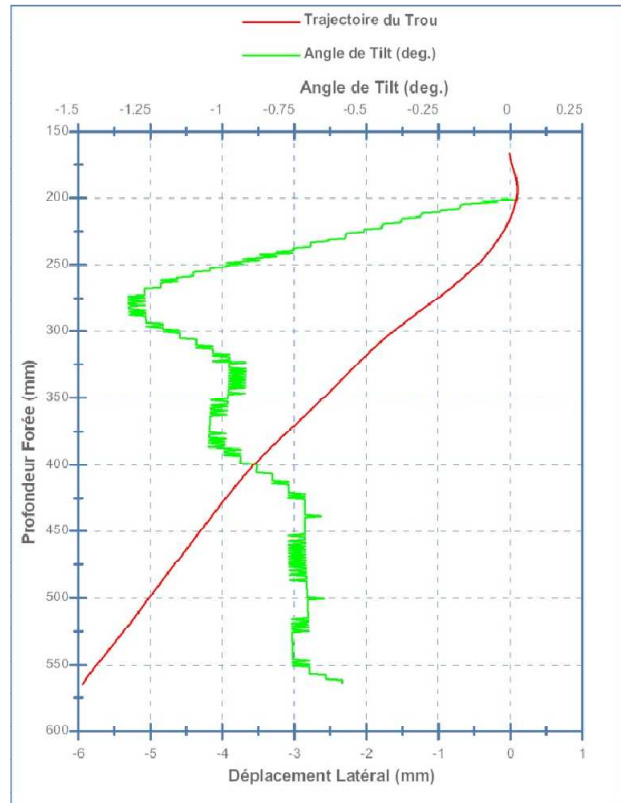


Figure 4.9 : Variation de la trajectoire et de l'angle de tilt en fonction de la profondeur

Nous obtenons ainsi pour chaque essai les résultats expérimentaux relatifs à la variation de la force latérale  $F_{lat}$  en fonction de la pénétration latérale par tour (Figure 4.10), l'évolution de la forabilité latérale  $D_{lat}$  en fonction de l'angle de *tilt* ainsi que l'évolution de la *steerability* de l'outil,  $BS$ , en fonction du même paramètre (Figure 4.11). Nous avons décidé, en revanche, de ne prendre en compte que la valeur moyenne de l'angle de *walk* de l'outil durant tout l'essai.

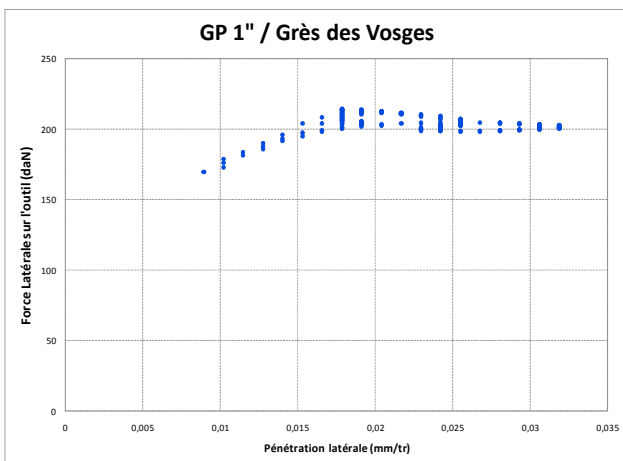


Figure 4.10 : Variation de la force latérale en fonction de la pénétration latérale par tour de l'outil

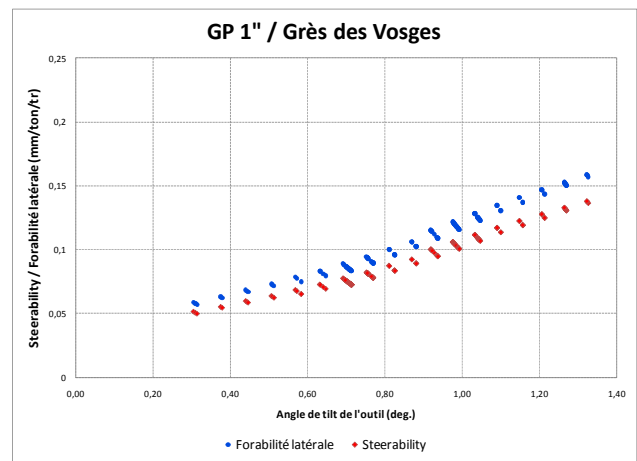


Figure 4.11 : Variation de la forabilité latérale et de la *steerability* de l'outil en fonction du tilt

## 4.3 PROGRAMME D'ESSAIS

### 4.3.1 OUTILS TESTES

Nous étudions dans la suite le comportement directionnel de plusieurs outils de forage de type monobloc PDC fournis par la société VAREL EUROPE. Nous obtenons plusieurs configurations d'outils de forage par l'assemblage de différents anneaux formant des gardes actives et des gardes passives qui viennent s'ajouter à la structure de coupe, comme illustré sur la figure 4.12. Tous les outils ont, en revanche, les caractéristiques communes suivantes :

- Diamètre  $D_{outil} = 8''\frac{1}{2}$  (215,9 mm) ;
- Diamètre des taillants PDC 13 mm ;
- 6 lames spiralées lisses non renforcées ;
- Angle latéral des taillants 5°.

#### ▪ Structure de coupe

Nous testons trois structures de coupe différentes nommées Short, Medium et Long. Elles ont respectivement les classes IADC (*International Association of Drilling Contractors*) suivantes : 9, 6 et 3 (voir Annexe D). L'angle de coupe des PDC évolue de 17° environ au centre de l'outil à 30° vers sa périphérie. Les structures de coupe comportent un seul taillant tronqué au diamètre nominal de l'outil (*trimmer*). Les figures de 4.13 à 4.16 illustrent le profil des trois structures de coupe testées.

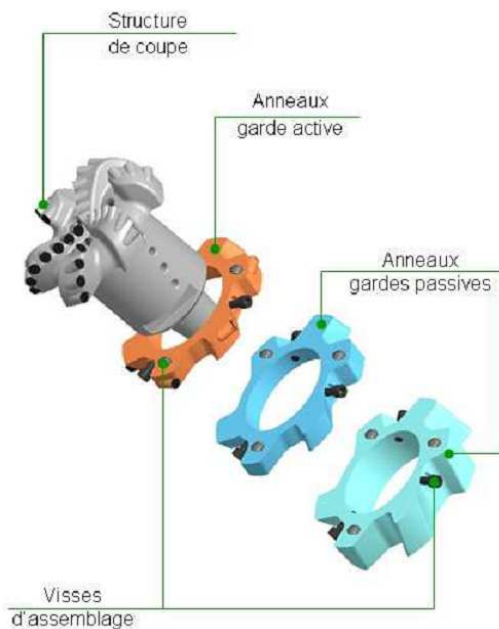


Figure 4.12 : Assemblage de l'outil

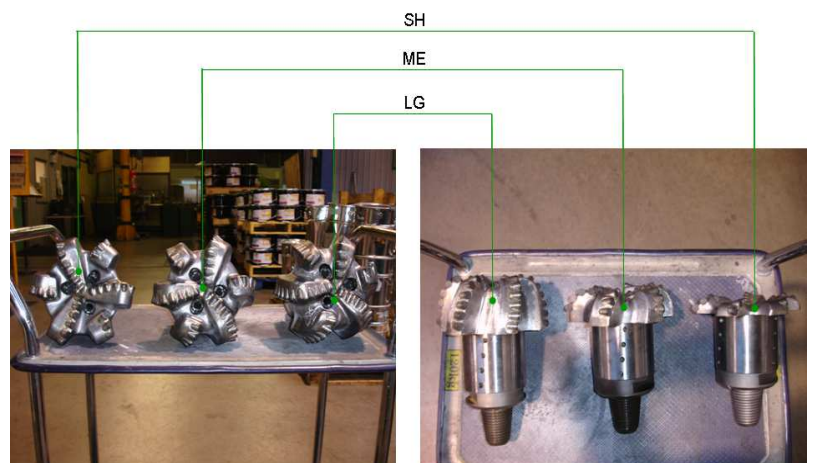


Figure 4.13 : Photo des 3 profils de coupe : Short (SH), Medium (ME) et Long (LG)

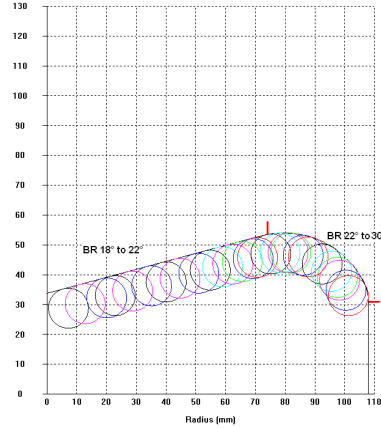
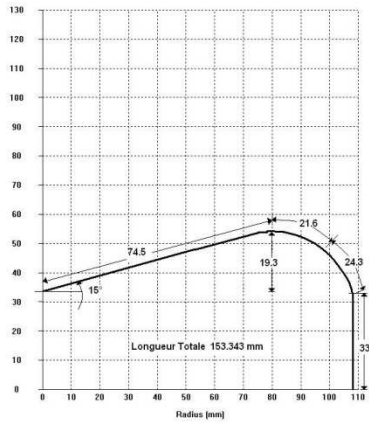


Figure 4.14 : Profil court parabolique type *SHORT (SH)\_IADC 9*

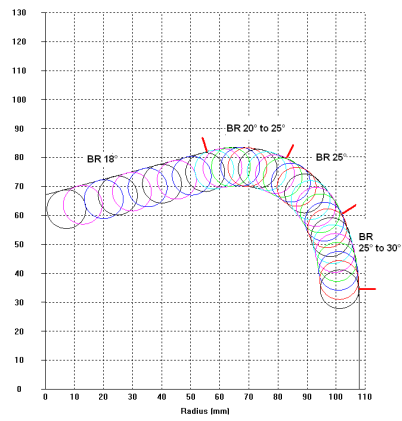
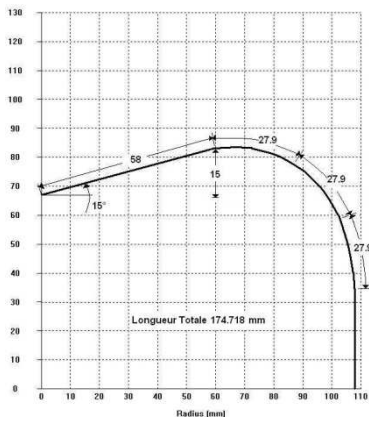


Figure 4.15 : Profil medium parabolique type *MEDIUM (ME)\_IADC 6*

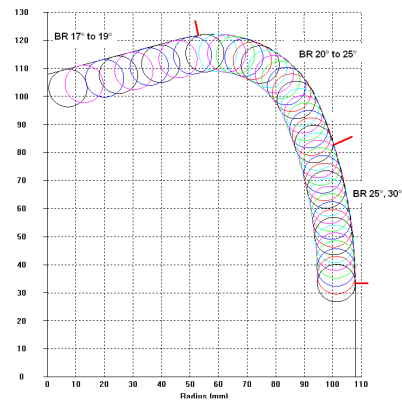
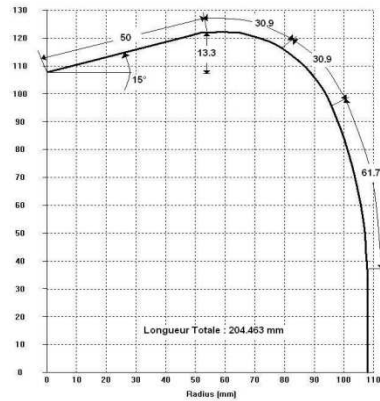


Figure 4.16 : Profil long parabolique type *LONG (LG)\_IADC 3*

#### ■ Garde active

Deux anneaux de garde active sont étudiés : « RD » pour ROUND, et « FT » pour FLAT. La longueur de la garde active ( $L_{ga}$ ) est fixé à 1" et la largeur de la lame  $\ell_{lame} = 30\text{mm}$ . La différence entre les deux anneaux réside dans le type du taillant utilisé ; l'anneau FT est équipé de *trimmer* tronqué à 1.5 mm et l'anneau RD d'un taillant complet. L'angle de coupe des *trimmers* est fixé à 30°.



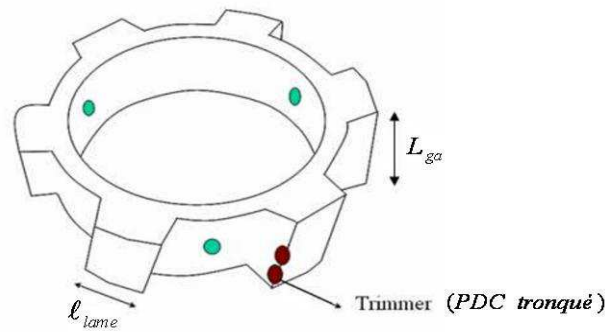


Figure 4.17 : Schématisation d'un anneau « type garde active »

#### ▪ Garde passive

Nous avons testé trois anneaux de garde passive de même diamètre que le trou foré (*Full Gauge*). Les lames sont spiralées, lisses et non renforcées. Leur largeur étant fixes  $\ell_{lame} = 30\text{mm}$  (L30) et leurs longueurs de 1" (H1), 2" (H2) et 3" (H3). Afin d'étudier l'influence de la largeur des lames sur les efforts à l'outil, nous introduisons un quatrième anneau d'une largeur  $\ell_{lame} = 57\text{mm}$  (L57) et d'une longueur  $L_{sp} = 1"$  (Figure 4.18).

Dans la suite, la nomenclature de chaque assemblage suivra les références de chaque anneau plus celle de la structure de coupe. À titre d'exemple, les figures 4.19 à 4.21 illustrent les configurations suivantes :

- SH-FT-H1L30 : structure de coupe SHORT+garde active FLAT de longueur 1" et de largeur de lame 30 mm+garde passive de longueur 1" et de largeur de lame 30 mm ;
- ME-FT-H2L30 : structure de coupe MEDIUM+garde active FLAT de longueur 1" et de largeur de lame 30 mm+garde passive de longueur 2" et de largeur de lame 30 mm ;
- LG-FT-H1L30 : structure de coupe LONG+garde active FLAT de longueur 1" et de largeur de lame 30 mm+garde passive de longueur 1" et de largeur de lame 30 mm ;



Figure 4.18 : Anneaux « type garde passive » de longueur 1" et de largeur 57 mm (à gauche) et 30 mm (à droite)



Figure 4.19 : SH-FT-H1L30



Figure 4.20 : ME-FT-H2L30



Figure 4.21 : LG-FT-H1L30

### 4.3.2 ROCHES TESTEES

Les roches utilisées sont le grès des Vosges et le grès de la Rhune. Leurs caractéristiques mécaniques ont été évaluées à partir d'essais de compression simple et triaxiaux (Tableau 4.1). Les échantillons de roche sont des blocs de section carrée ( $420 \text{ mm} \times 420 \text{ mm}$ ) et de hauteur  $600 \text{ mm}$ .

Tableau 4.1 : Propriétés mécaniques du grès des Vosges et du grès de la Rhune

	Grès des Vosges	Grès de la Rhune
Cohésion $C$ (MPa)	12	30
Angle de frottement interne $\phi$ (deg)	42	42
Résistance à la compression simple $R_c$ (MPa)	53	134

### 4.3.3 PARAMETRES TESTES

Au cours de la campagne d'essais, les seuls paramètres tenus constants sont le type du fluide de forage (Bentonitique à base d'eau) et son débit d'injection ( $600 \text{ l/mn}$ ). Les paramètres que nous avons fait varier sont les suivants :

- La vitesse de pénétration axiale ( $ROP$ );
- La vitesse de rotation ( $RPM$ ) ;
- La force latérale de coupe ( $F_{lat}$ ) ;
- L'angle de *tilt* de l'outil ( $\Omega_y$ ) ;
- La structure de coupe ;
- La garde active ;
- La garde passive ;
- La roche ;

## 4.4 RESULTATS

### 4.4.1 INTRODUCTION

Nous exploitons les résultats de la campagne d'essais dans le but d'élucider l'influence des paramètres opératoires, des propriétés mécaniques de la roche et des propriétés géométriques de l'outil sur la forabilité latérale et le *walk* de ce dernier. Sachant que les essais sont réalisés à vitesse de pénétration axiale et à vitesse de rotation constantes, respectivement de 5 *m/h* et 60 *tr/min*, les conclusions formulées sur la forabilité latérale seront également valables dans le cas de la *steerability* de l'outil. Les résultats des essais expérimentaux sont utilisés afin de valider notre modèle d'interaction outil-roche présenté dans le chapitre précédent.

### 4.4.2 FORABILITE LATERALE

#### 4.4.2.1 INFLUENCE DE LA STRUCTURE DE COUPE

La figure 4.22 présente l'évolution des forabilités latérales expérimentales et théoriques en fonction de la pénétration latérale par tour, obtenue en faisant varier le profil de la structure de coupe (Figure 4.13). Les essais sont réalisés dans les conditions suivantes :

- Roche : le grès de la Rhune ;
- Configuration : *Point The Bit* avec un *tilt* expérimental moyen de  $0,3^\circ$  ;
- Garde active : anneau de type FLAT ;
- Garde passive : anneau de type H1L30 .

Nous précisons que tous les résultats théoriques présentés sont obtenus avec un arrondi sur les lames de la garde passive de rayon  $R = 5 \text{ mm}$ . Par ailleurs, dans les configurations *Hybride* et *Point The Bit*, l'outil *tilté* fore toujours la roche en mode « crabe ». Nous considérons la valeur absolue du *tilt* afin de simplifier la compréhension.

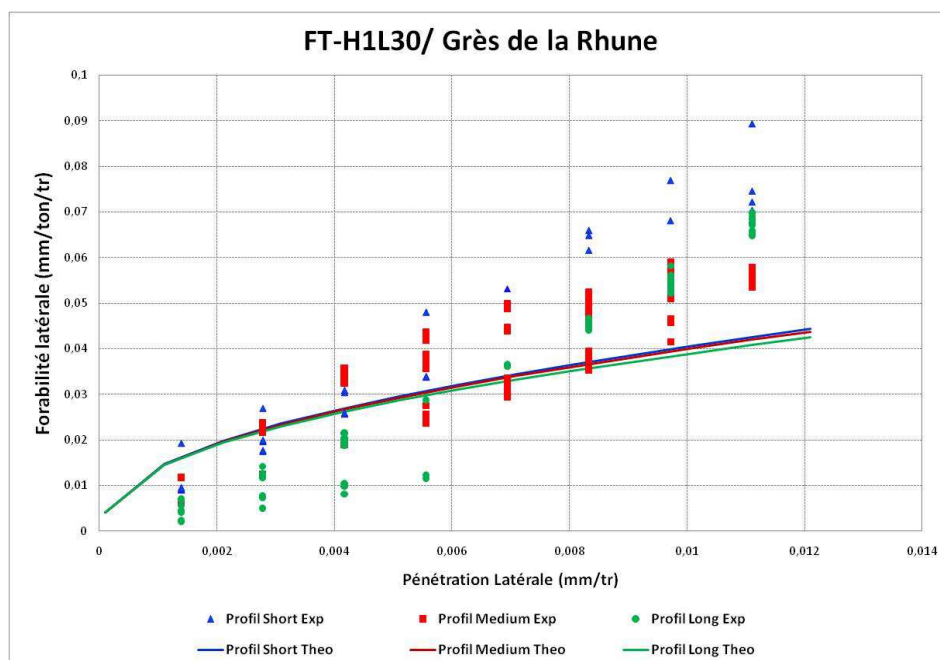


Figure 4.22 : Influence du profil de la structure de coupe sur la forabilité latérale de l'outil dans le grès de la Rhune

Nous notons, à travers les résultats des essais, que l'outil équipé d'une structure de coupe de type Short (IADC 9) est globalement plus agressif latéralement que les deux autres. Sachant que la hauteur du cône intérieur est globalement constante dans le cas des trois profils de coupe, nous déduisons que la forabilité latérale est inversement proportionnelle à la hauteur de la structure extérieure. Ce comportement est expliqué par la croissance de la force latérale de coupe en fonction du nombre des taillants PDC brasés sur la structure extérieure. Malgré la dispersion des mesures cette constatation est aussi vérifiée par les résultats de notre modèle d'interaction outil-roche qui montrent par ailleurs, aussi, que la structure de coupe a un effet peu significatif sur la forabilité latérale de l'outil. En effet, nous montrons que les profils Short, Medium et Long ne génèrent respectivement que 2%, 3% et 6% de la force latérale de coupe totale à l'outil. Nous remarquons, enfin, que notre modèle prédit de manière satisfaisante l'évolution de la forabilité latérale en fonction de la pénétration latérale par tour dans le cas d'un outil *tilté* et surtout pour les faibles déplacements latéraux.

#### 4.4.2.2 INFLUENCE DE LA GARDE ACTIVE

La figure 4.23 présente l'évolution des forabilités latérales expérimentales et théoriques en fonction de la pénétration latérale par tour, obtenue en faisant varier la surface de frottement sur la garde active. Les essais sont réalisés dans les conditions suivantes :

- Roche : le grès des Vosges ;
- Configuration : *Point The Bit* avec un *tilt* expérimental moyen de  $0,6^\circ$  ;
- Structure de coupe : profil Medium ;
- Garde passive : anneau de type H1L30.

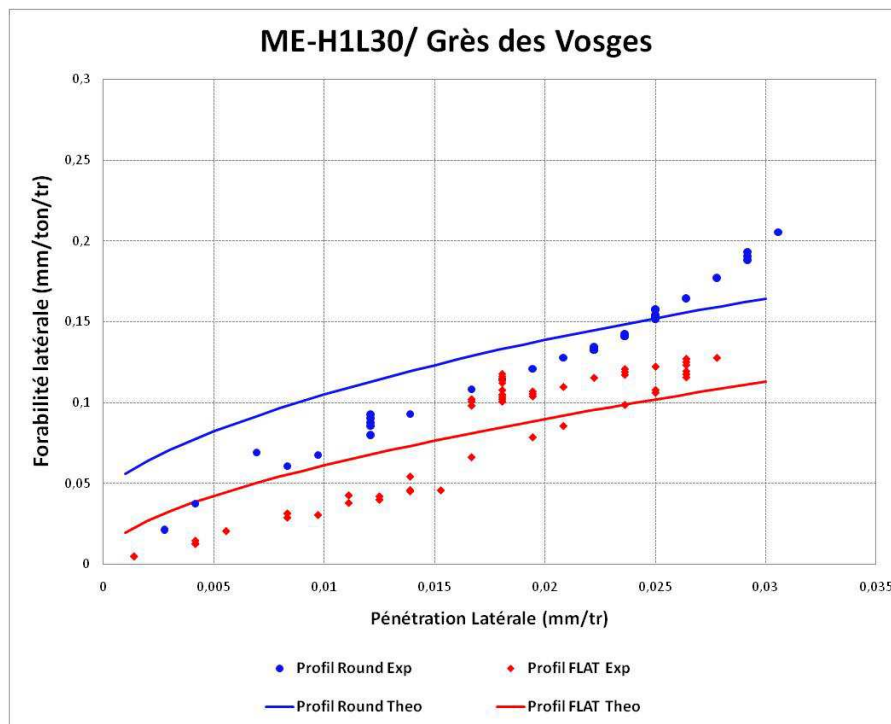


Figure 4.23 : Influence de la garde active sur la forabilité latérale de l'outil dans le Grès des Vosges

Nous remarquons que l'agressivité latérale de l'outil équipé d'une garde active, à taillants PDC aiguisés, (Profil Round) est deux fois plus importante que celle de l'outil à garde intégrant des *trimmers* présentant une surface de frottement géométrique de  $167,4 \text{ mm}^2$  (Profil Flat). Cela s'explique par les forces de frottement supplémentaires qui sont générées par le frottement des *trimmers*, contre la roche. La forabilité latérale de l'outil est étroitement affectée par celle de la garde active, car cette partie génère à elle seule, dans ce cas, près de la moitié de la force latérale de coupe à l'outil.

Nous notons que notre modèle outil prédit de manière satisfaisante l'évolution de la forabilité latérale en fonction de la pénétration latérale par tour dans le cas des deux gardes actives étudiées.

#### 4.4.2.3 INFLUENCE DE LA GARDE PASSIVE

La figure 4.24 présente l'évolution des forabilités latérales expérimentales et théoriques en fonction de la pénétration latérale par tour, pour deux outils de forage ne se différenciant que par la largeur des lames de leurs gardes passives, l'une de  $30 \text{ mm}$  et l'autre de  $57 \text{ mm}$  (Figure 4.18). Les essais sont réalisés dans les conditions suivantes:

- Roche : le grès des Vosges ;
- Configuration : *Point The Bit* avec un *tilt* expérimental moyen de  $0,6^\circ$  ;
- Structure de coupe : profil Medium ;
- Garde active : anneau de type FLAT ;
- Garde passive : anneau de longueur  $1''$  ;

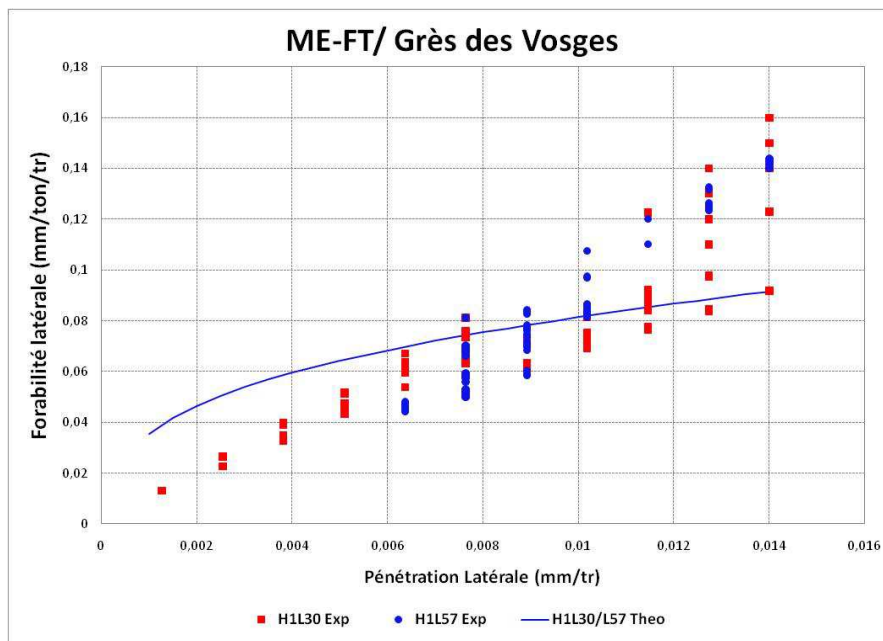


Figure 4.24 : Influence de la largeur des lames de la garde passive sur la forabilité latérale de l'outil dans le Grès des Vosges

Nous remarquons que les deux outils ont globalement des agressivités latérales similaires.

Ces résultats d'essais tendent à confirmer l'hypothèse que nous avons adoptée dans notre modèle et selon laquelle le frottement s'opère sur une surface limitée des lames de la garde passive (surface effective de frottement) qui est proportionnelle à la profondeur de passe. Ce qui explique le bon accord entre les résultats du modèle et les essais dans le cas des deux outils de forage à longueur de lame différente. En effet, le modèle ne voit pas de différence dans la mesure où les efforts ne sont générés qu'au voisinage de l'arrondi des lames. Nous précisons, néanmoins, que l'influence du fluide de forage et de l'état de surface des gardes sur les efforts de frottement n'a pas été prise en compte dans le cadre de cette étude.

La figure 4.25 montre l'influence de la longueur de la garde passive sur l'évolution de la forabilité latérale de l'outil. Les essais sont réalisés avec trois anneaux de gardes passives de largeur 30 mm et d'une longueur de 1", 2" et 3" et ce dans les conditions suivantes :

- Roche : le grès des Vosges ;
- Configuration : *Hybride* avec des *tilts* expérimentaux moyens de 0,3°, 0,25° et 0,1° respectivement pour les outils ME-FT-H1L30, ME-FT-H2L30 et ME-FT-H3L30;
- Structure de coupe : profil Medium ;
- Garde active : anneau de type FLAT ;

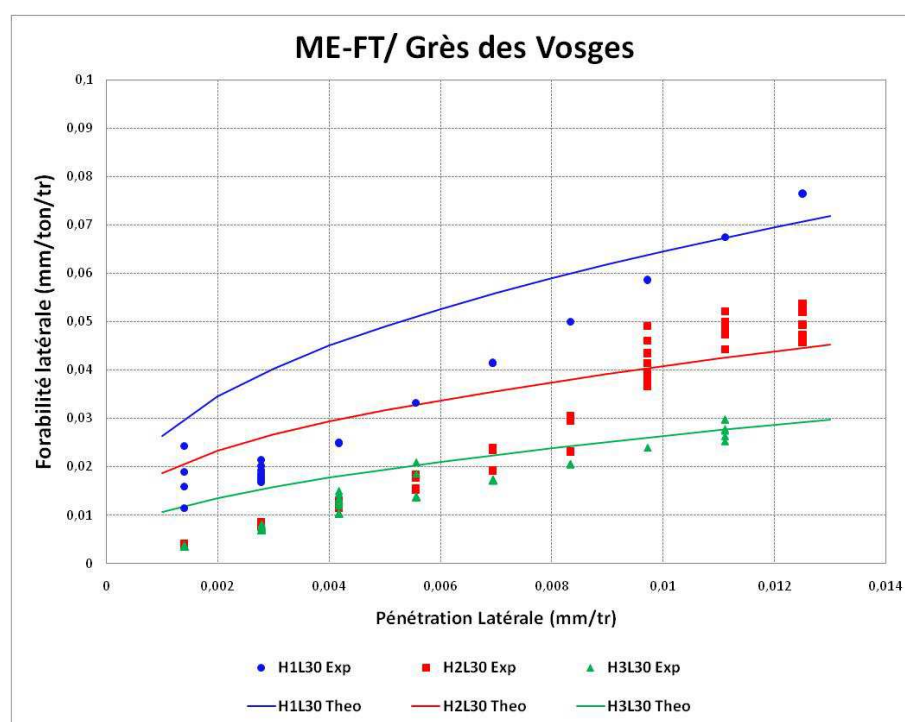


Figure 4.25 : Influence de la longueur de la garde passive sur la forabilité latérale de l'outil dans le Grès des Vosges

Nous mettons en évidence que la longueur de la garde passive a une influence notable sur la capacité de l'outil à forer latéralement. Ainsi, en diminuant la longueur de la garde passive de 3" à 1", la forabilité latérale de l'outil est de deux à trois fois plus importante, en fonction de la pénétration latérale. Nous démontrons à la lumière de ce qui précède que, pour un outil

droit dans le trou (non *tilté*) et une pénétration latérale égale à  $0.01 \text{ mm/tr}$ , les gardes passives de longueurs 1", 2" et 3" génèrent respectivement 37%, 54% et 64% de la force latérale de coupe totale à l'outil, comme le détaille la figure 4.26 :

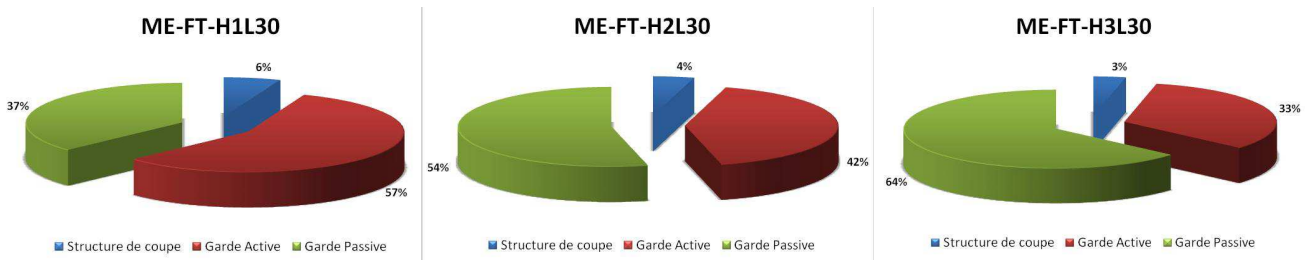


Figure 4.26 : Décomposition théorique des forces latérales de coupe en fonction de la longueur des gardes passives

La figure 4.25 montre que notre modèle d'interaction outil-roche prédit globalement bien l'évolution de la forabilité latérale de l'outil dans le cas des trois gardes passives et surtout pour les pénétrations latérales importantes. Nous montrons théoriquement, pour la même cinématique citée ci-haut, que l'agressivité latérale de l'outil diminue de manière logarithmique et non linéaire en fonction de la longueur de la garde passive, comme le montre la figure 4.27.

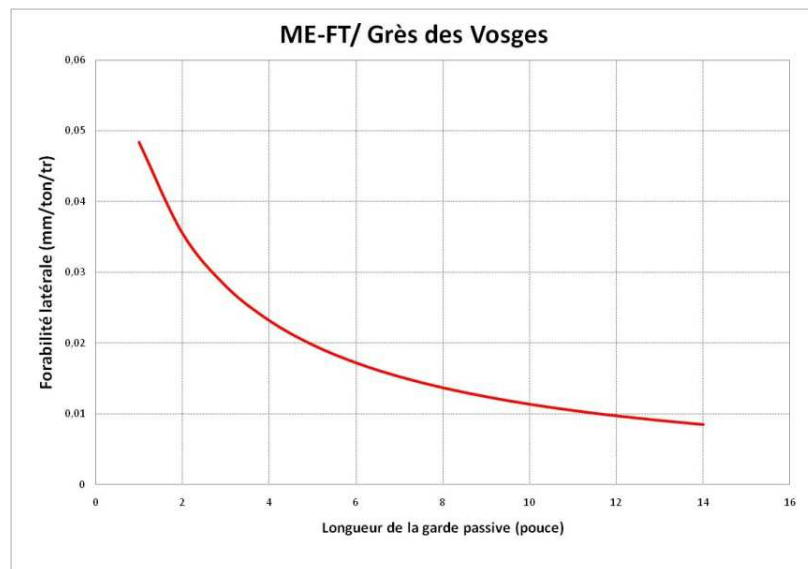


Figure 4.27 : Décroissance de la forabilité latérale de l'outil en fonction de la longueur de la garde passive

#### 4.4.2.4 INFLUENCE DE L'ANGLE DE *TILT*

Les figures 4.28 à 4.30 présentent l'évolution des forabilités latérales expérimentales et théoriques en fonction de l'angle de *tilt* dans le grès des Vosges. Les forabilités latérales expérimentales moyennes sont de l'ordre de  $0,015 \text{ mm/tr}$ ,  $0,013 \text{ mm/tr}$  et  $0,004 \text{ mm/tr}$  respectivement pour les outils ME-FT-H1L30, ME-FT-H2L30 et ME-FT-H3L30.

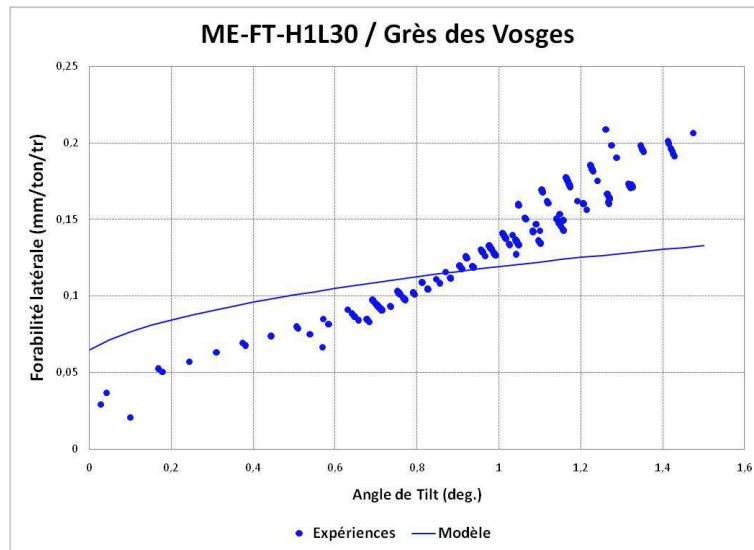


Figure 4.28 : Influence de l'angle de tilt sur la forabilité latérale de l'outil ME-FT-H1L30

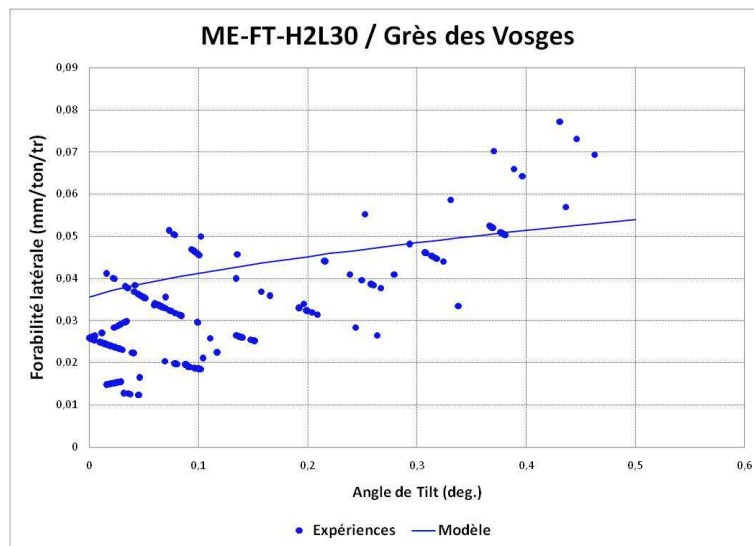


Figure 4.29 : Influence de l'angle de tilt sur la forabilité latérale de l'outil ME-FT-H2L30

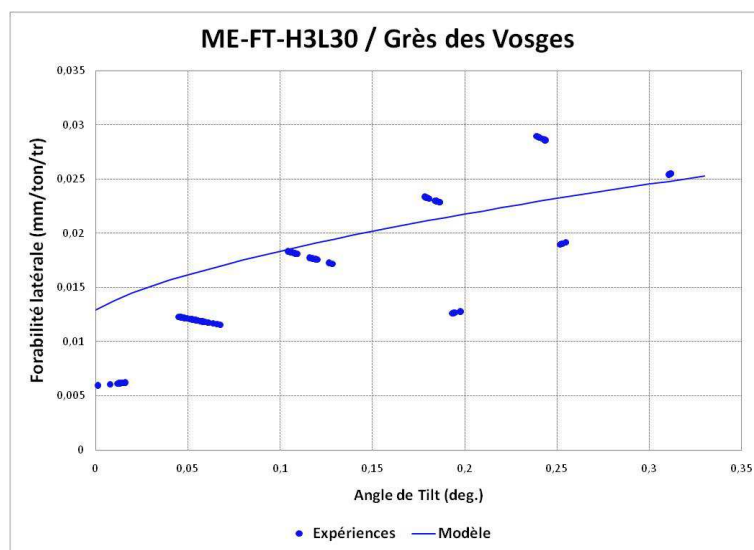


Figure 4.30 : Influence de l'angle de tilt sur la forabilité latérale de l'outil ME-FT-H3L30



En sollicitant l'arbre de forage aux mêmes efforts ( $F_{point}=1800 \text{ daN}$  /  $F_{push}=200 \text{ daN}$ ), nous remarquons que l'angle de *tilt* maximal des outils testés est inversement proportionnel à la longueur de leurs gardes passives. En effet, cet angle chute de  $1,5^\circ$  pour l'outil intégrant une garde passive de  $1''$  à  $0,32^\circ$  pour celui intégrant une garde passive de  $3''$ . Par conséquent, il est recommandé d'équiper les outils de forage, lorsqu'ils sont couplés avec un système *Push The Bit*, par des gardes passives relativement longues, afin d'éviter le phénomène du forage en crabe et pour avoir un outil en permanence droit dans le trou. En revanche, un compromis doit être trouvé entre la longueur de la garde passive et l'angle de *tilt* maximal qu'un système *Point The Bit* doit assurer. En effet, l'effort latéral nécessaire pour *tilter* l'outil dans la direction souhaitée est proportionnel à la longueur de la garde passive utilisée.

Les résultats des essais montrent que l'agressivité latérale d'un outil de forage est proportionnelle à la valeur de l'angle de *tilt* qui lui est appliquée. L'agressivité latérale de l'outil ME-FT-H2L30, par exemple, est multipliée par sept quand le *tilt* passe de  $0^\circ$  à  $0,48^\circ$ .

Nous démontrons à travers la figure 4.31 que, pour une pénétration latérale constante de  $0,01 \text{ mm/tr}$ , le gradient de la forabilité latérale est d'autant plus grand que la longueur de la garde passive est faible. En d'autres termes, nous montrons théoriquement que le *tilt* influence plus l'agressivité latérale des outils à petite garde passive que ceux à longue garde.

Nous concluons, enfin, que la prise en compte de l'angle de *tilt* dans le calcul du comportement directionnel d'un outil de forage est importante et que notre modèle outil prédit de manière globalement satisfaisante l'évolution de la forabilité latérale en fonction du *tilt*, quelle que soit la conception de l'outil de forage.

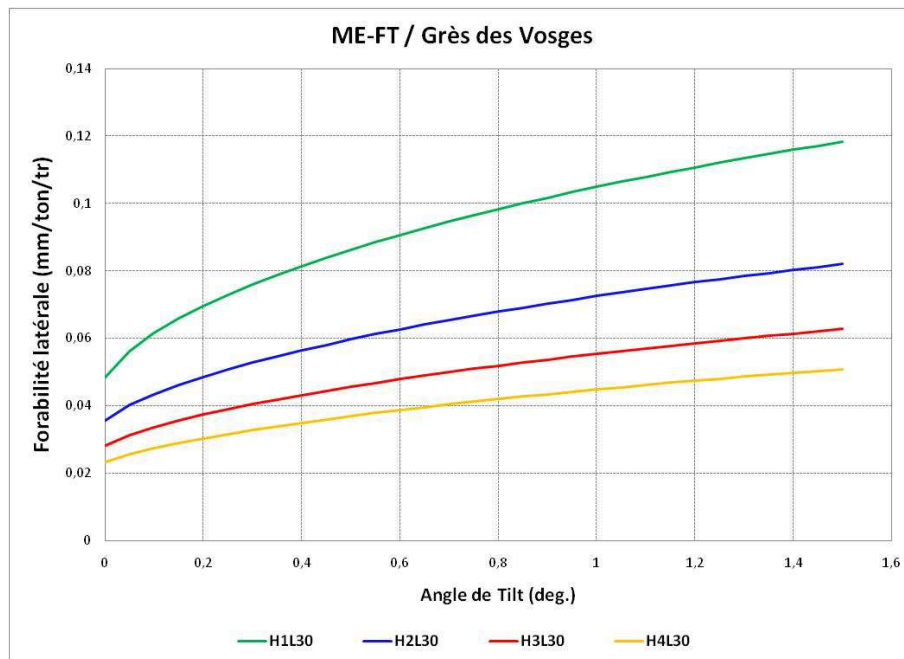


Figure 4.31 : Variation du gradient de la forabilité latérale en fonction de la longueur de la garde passive dans le grès des Vosges

## 4.4.2.5 INFLUENCE DE LA DURETE DE LA ROCHE

La figure 4.32 présente l'évolution des forabilités latérales expérimentales et théoriques en fonction de la pénétration latérale par tour dans le grès des Vosges ( $R_c=53 MPa$ ) et le grès de la Rhune ( $R_c=134 MPa$ ). Les essais sont réalisés dans les conditions suivantes :

- Configuration : *Push The Bit* ( $F_{push}=400 daN$ ) avec un *tilt* expérimental nul ;
- Structure de coupe : profil Medium ;
- Garde active : anneau de type FLAT ;
- Garde passive : anneau de longueur  $1'$  ;

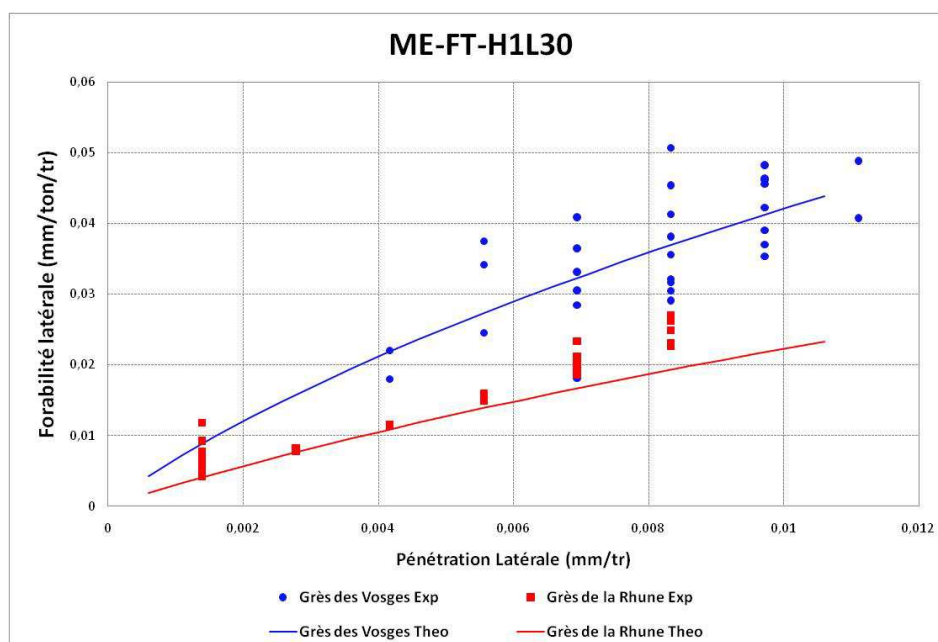


Figure 4.32 : Influence de la dureté de la roche sur la forabilité latérale de l'outil ME-FT-H1L30

Nous vérifions expérimentalement, qu'à pénétration latérale constante, l'agressivité latérale de l'outil est d'autant plus faible que la dureté de la roche est grande. La forabilité latérale de l'outil est divisée par deux quand la cohésion de la roche passe de  $12 MPa$  à  $36 MPa$ . Il est très important de noter, cependant, que la *steerability* de l'outil, pour une pénétration axiale et latérale données, est indépendante des propriétés mécaniques de la roche.

Nous concluons que notre modèle d'interaction outil-roche calcule de manière satisfaisante l'évolution de la forabilité latérale en fonction de la pénétration latérale par tour, et cela dans le cas des deux grès testés.

## 4.4.2.6 INFLUENCE DE LA VITESSE DE ROTATION DE L'OUTIL

Nous mettons en évidence sur la figure 4.33 l'influence de la vitesse de rotation de l'outil sur l'évolution de sa forabilité latérale. Les essais sont réalisés en passant la vitesse de rotation de  $60 tr/min$  à  $120 tr/min$ , dans les conditions suivantes :

- Roche : le grès des Vosges ;
- Configuration : *Point The Bit* avec un *tilt* expérimental moyen de  $0,3^\circ$  ;
- Structure de coupe : profil Medium ;
- Garde active : anneau de type FLAT ;
- Garde passive : anneau de longueur  $3''$  .
- Vitesse de pénétration axiale :  $10 \text{ m/h}$

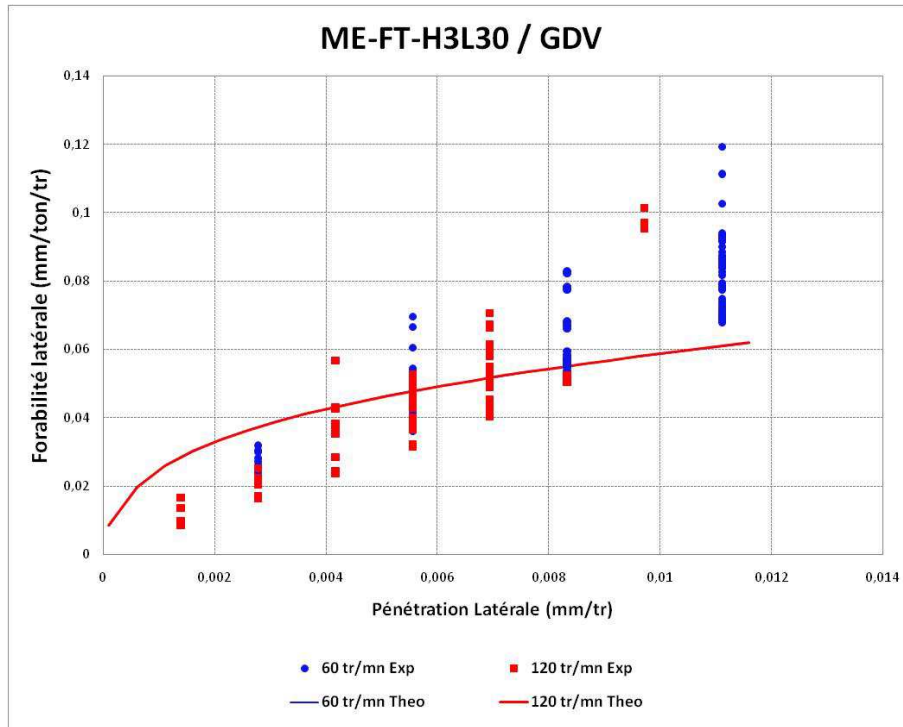


Figure 4.33 : Influence de la vitesse de rotation sur la forabilité latérale de l'outil  
ME-FT-H3L30 dans le grès des Vosges

Les résultats des essais expérimentaux indiquent que la forabilité latérale de l'outil est globalement invariable en fonction de la vitesse de rotation. En effet, l'augmentation de ce paramètre, pour une pénétration latérale  $h_{lat}$  constante, n'induit qu'une augmentation de la vitesse de pénétration latérale de l'outil  $ROP_{lat}$  (Eq 4.5). C'est ce qui explique que la forabilité latérale de l'outil de forage est invariante en fonction de sa vitesse de rotation.

$$ROP_{lat} (m/h) = \frac{60 \cdot RPM (tr/mn) \cdot h_{lat} (mm/tr)}{1000} \quad (\text{Eq 4.1})$$

Malgré la dispersion des mesures, notre modèle permet de prédire de manière acceptable l'évolution de l'agressivité latérale de l'outil en fonction du déplacement latéral par tour et ce dans le cas des deux vitesses de rotation étudiées.

#### 4.4.2.7 INFLUENCE DE LA VITESSE DE PENETRATION AXIALE DE L'OUTIL

Nous présentons sur la figure 4.34 l'influence de la vitesse de pénétration axiale de l'outil ( $ROP$ ) sur l'évolution de sa forabilité latérale. Les essais sont réalisés en doublant le  $ROP$  de  $5 \text{ m/h}$  à  $10 \text{ m/h}$ , dans les conditions suivantes :

- Roche : le grès des Vosges ;
- Configuration : *Point The Bit* avec un *tilt* expérimental moyen de  $0,3^\circ$  ;
- Structure de coupe : profil Medium ;
- Garde active : anneau de type FLAT ;
- Garde passive : anneau de longueur  $3''$ .

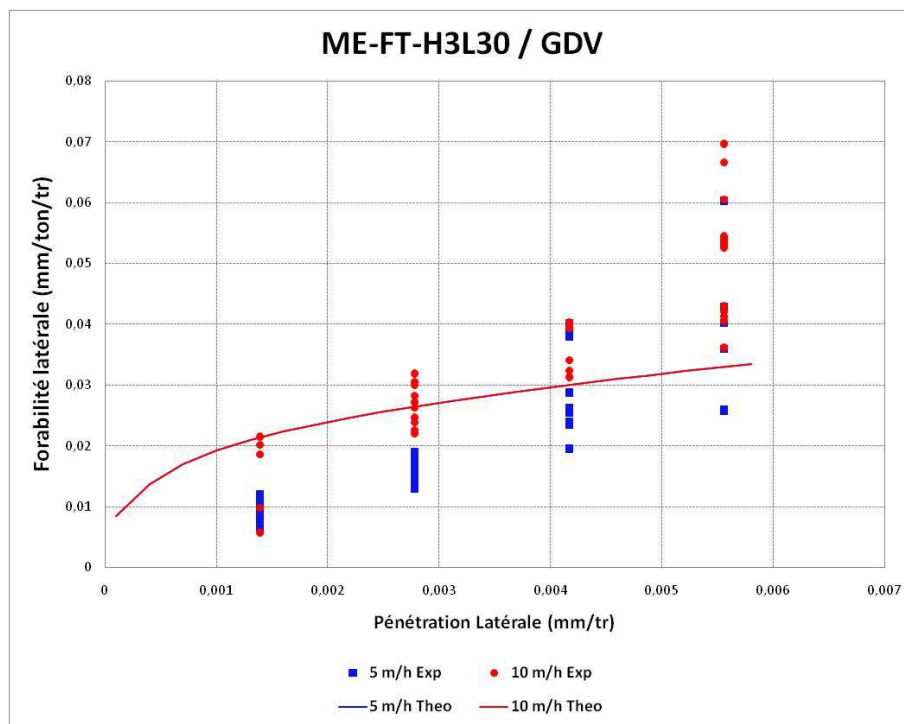


Figure 4.34 : Influence de la vitesse de pénétration axiale sur la forabilité latérale de l'outil ME-FT-H3L30 dans le grès des Vosges

Les résultats des essais indiquent que la forabilité latérale de l'outil est globalement invariable en fonction de la vitesse de pénétration axiale, cela à vitesse de rotation constante ( $60 \text{ tr/min}$ ). Malgré la dispersion des mesures, notre modèle confirme cette tendance et permet de prédire de manière acceptable l'évolution de l'agressivité latérale de l'outil en fonction du déplacement latéral par tour et ce, dans le cas des deux *ROP* étudiées.

#### 4.4.3 ANGLE DE *WALK*

L'angle de *walk* est défini comme étant l'angle entre la force latérale appliquée par l'outil sur la roche et la direction du déplacement latéral de l'outil. Ce dernier pourra donc avoir une tendance gauche si l'angle de *walk* est négatif, une tendance droite si cet angle est positif et une tendance neutre s'il est proche de zéro. Durant cette étude, nous ne considérons que l'angle de *walk* expérimental moyen sur tout l'essai. Nous rappelons que nous avons retenu dans notre modèle d'interaction outil-roche que l'angle de frottement au voisinage des taillants est constant sur les différentes parties de l'outil et ne dépend que de l'angle de frottement interne de la roche. Nous étudions dans ce paragraphe le comportement azimuthal des outils, évalué à partir des mêmes essais décrits dans le paragraphe précédent.

#### 4.4.3.1 INFLUENCE DE LA STRUCTURE DE COUPE

La figure 4.35 présente la variation des angles de *walk* expérimentaux et théoriques des outils intégrant trois profils de structure de coupe différents : Short, Medium et Long. Nous remarquons que les outils ont tous une tendance gauche avec des angles de *walk* qui restent assez proches. L'outil intégrant un profil Medium possède l'angle de *walk* le plus important ( $-37^\circ$ ). Nous montrons à travers les résultats de notre modèle outil que la tendance azimutale de l'outil devient de plus en plus gauche en fonction de la longueur de la structure extérieure. Cela est dû principalement à l'augmentation de la force tangentielle de coupe en fonction du nombre des taillants PDC brasés sur cette partie. En revanche, l'influence du profil de la structure de coupe sur l'angle de *walk* reste négligeable, du fait que les efforts de coupe sur cette partie de l'outil sont faibles (de 2% à 6%) devant ceux générés par les gardes active et passive.

#### 4.4.3.2 INFLUENCE DE LA GARDE ACTIVE

Nous présentons sur la figure 4.36 les angles de *walk* expérimentaux et théoriques pour les deux gardes actives étudiées et présentant deux agressivités latérales différentes. Les résultats de ces essais montrent que l'outil intégrant une garde active ROUND a une tendance gauche plus prononcée ( $-39^\circ$ ) que celui intégrant une garde active FLAT ( $-29^\circ$ ). Nous retrouvons ce même comportement avec les résultats théoriques de notre modèle outil. Cela s'explique par le fait que la composante normale additionnelle de frottement sur les *trimmers* est toujours supérieure à l'effort tangentiel. Cela veut dire que l'angle de la force latérale à l'outil est d'autant plus faible que la surface effective de frottement sur la garde active est grande. Nous concluons que la tendance gauche de l'outil est accentuée par la présence de surface de frottement sur la garde active.

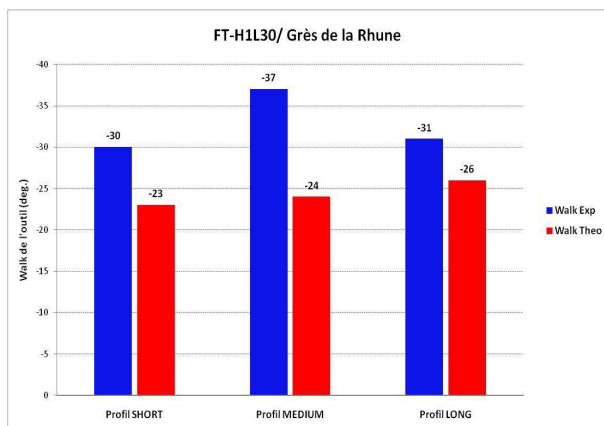


Figure 4.35 : Influence du profil de la structure de coupe sur l'angle de *walk* de l'outil dans le grès de la Rhune

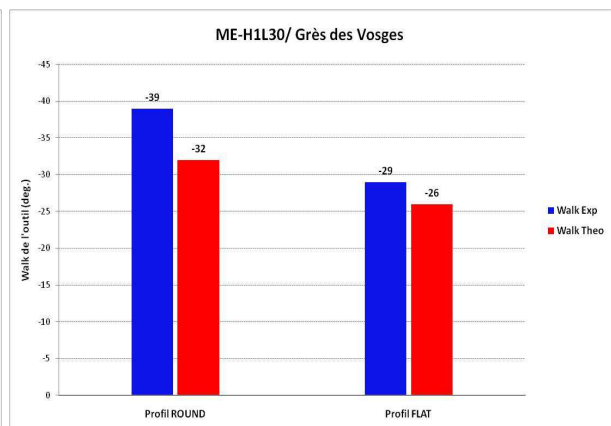


Figure 4.36 : Influence de l'agressivité de la garde active sur l'angle de *walk* de l'outil dans le grès des Vosges

#### 4.4.3.3 INFLUENCE DE LA GARDE PASSIVE

L'angle de *walk* de l'outil est étroitement influencé par celui de la garde passive, parce qu'elle génère une grande partie de la force latérale à l'outil. Nous mettons en évidence sur la figure 4.37 la variation des angles de *walk* expérimentaux et théoriques en fonction de la largeur des lames de la garde passive. Nous notons que le comportement azimuthal des deux outils reste comparable malgré la multiplication par un facteur de presque deux de la largeur des lames. Notre modèle outil fournit un angle de *walk* constant dans le cas des deux outils ( $-32^\circ$ ). Cette invariance est expliquée par le fait que les efforts de frottement sont indépendants de la largeur géométrique des lames et ne dépendent que de la longueur de ces dernières et de la profondeur de passe sur l'outil. Nous notons aussi que l'angle de *walk* de l'outil est proche de l'angle de frottement sur les lames de la garde passive ( $-30^\circ$ ) car ceux-ci génèrent une partie importante des efforts latéraux de coupe.

La figure 3.38 illustre l'influence de la longueur de la garde passive sur le comportement azimuthal de l'outil. Nous notons que les angles de *walk* des outils intégrant les gardes passives de longueur 1" et 2" sont similaires. Les résultats du modèle théorique sont proches des résultats expérimentaux et sont globalement invariables en fonction de la longueur des gardes passives. Nous mettons ainsi en évidence que ni la longueur ni la largeur des lames de la garde passive, dans ce cas précis, n'ont d'influence notable sur le comportement azimuthal de l'outil.

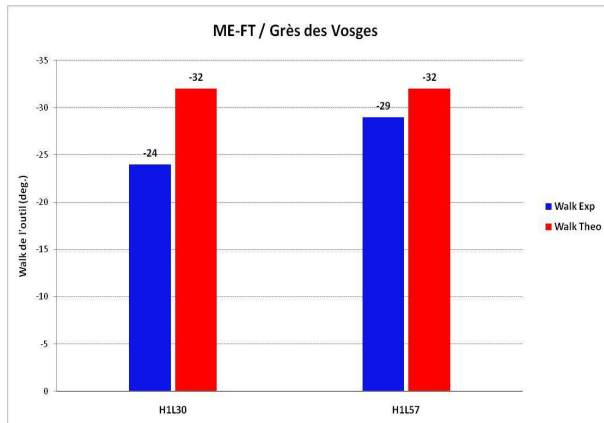


Figure 4.37 : Influence de la largeur des lames de la garde passive sur l'angle de *walk* de l'outil dans le Grès des Vosges

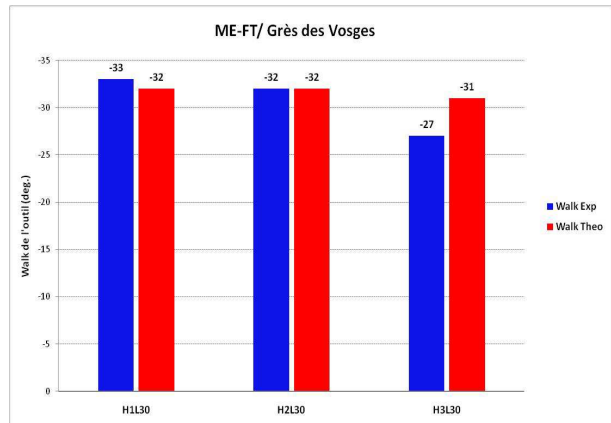


Figure 4.38 : Influence de la longueur de la garde passive sur l'angle de *walk* de l'outil dans le Grès des Vosges

#### 4.4.3.4 INFLUENCE DE L'ANGLE DE *TILT*

Nous analysons ici l'influence de l'angle de *tilt* sur le comportement azimuthal dans le cas de l'outil ME-FT-H1L30, qui a montré le comportement azimuthal le plus stable. Nous notons que le *walk* de l'outil est légèrement décroissant avec l'angle de *tilt* lorsque celui-ci passe de  $0^\circ$  à  $0,6^\circ$ . Les résultats théoriques corroborent cette tendance et prédisent de manière satisfaisante les valeurs du *walk* de l'outil en fonction du *tilt*.

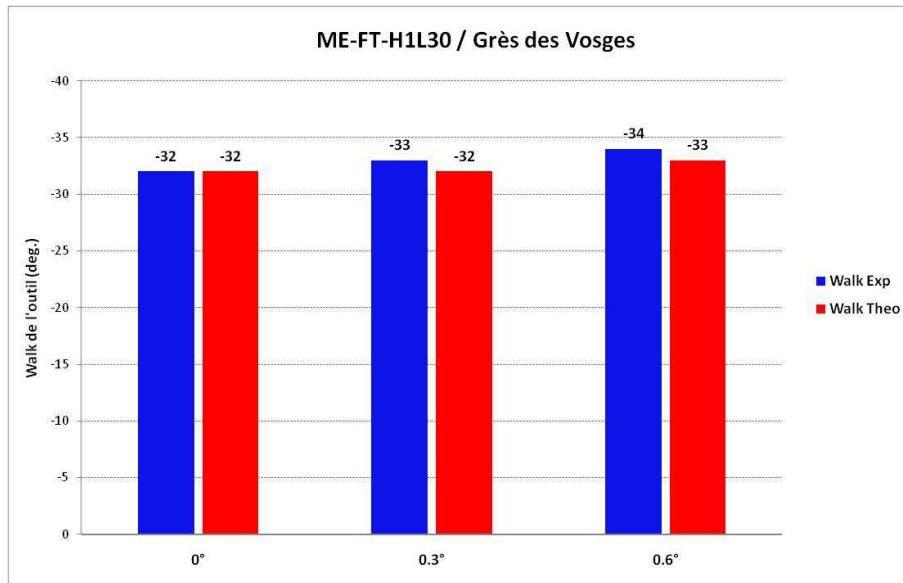


Figure 4.39 : Influence de l'angle de tilt sur l'angle de walk de l'outil ME-FT-H1L30

#### 4.4.3.5 INFLUENCE DE LA DURETE DE LA ROCHE

La figure 4.40 présente l'évolution des angles de *walk* expérimentaux et théoriques de l'outil ME-FT-H1L30 en fonction de la dureté de la roche.

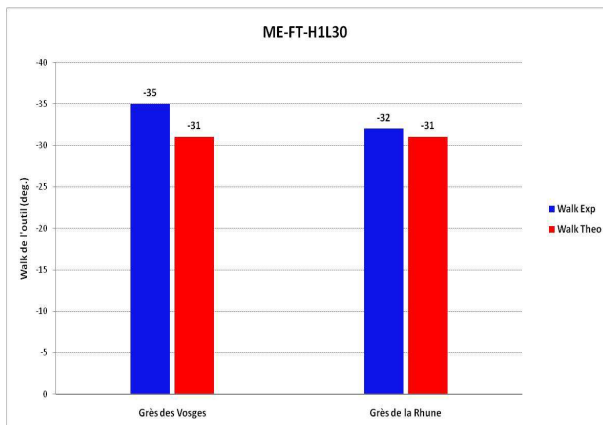


Figure 4.40 : Influence de l'angle de frottement interne de la roche sur l'angle de walk de l'outil ME-FT-H1L30

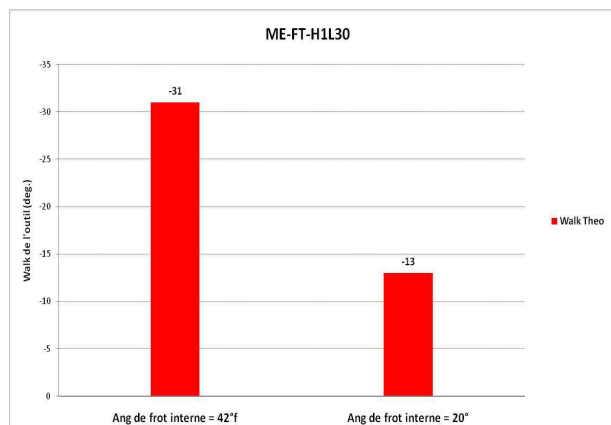


Figure 4.41 : Influence de l'angle de frottement interne de la roche sur l'angle de walk de l'outil

Nous remarquons que l'outil, à tendance gauche, roule un peu moins dans le grès de la Rhune ( $-32^\circ$ ) que dans le grès des Vosges ( $-35^\circ$ ). Bien que notre modèle outil fournisse d'assez bons résultats ( $-31^\circ$ ), il n'explique pas pour autant cette légère croissance observée de l'angle de *walk* en fonction de la dureté de la roche.

Les deux roches étudiées ont le même angle de frottement interne ( $\varphi = 42^\circ$ ) donc le même angle de frottement entre les taillants et la roche (par hypothèse dans le modèle). Ceci peut expliquer le fait que l'angle de *walk* ne change pas beaucoup d'une roche à l'autre. Si nous considérons maintenant un angle de frottement interne  $\varphi = 20^\circ$ , l'angle de *walk* sera égal à  $13^\circ$ . Les résultats des calculs théoriques montrent, à travers la figure 4.41, que

l'augmentation de l'angle de frottement interne de la roche amplifie la tendance azimutale gauche de l'outil qui passe de  $-13^\circ$  à  $-31^\circ$  lorsque l'angle de frottement interne de la roche passe de  $42^\circ$  à  $20^\circ$ . Ce résultat tend à montrer qu'avec l'approfondissement du forage, la roche devient de plus en plus ductile et son angle de frottement interne diminue, le comportement azimutal des outils de forage devient alors de moins en moins gauche.



## 4.5 SYNTHÈSE

L'objectif de ce chapitre était de valider expérimentalement le modèle d'interaction outil-roche. Ce dernier intègre l'influence de l'angle de *tilt* sur le comportement directionnel d'un outil de forage en termes de forabilité latérale et d'angle de *walk*. Il prend en compte la géométrie réelle de l'outil (dimensions, nombre des taillants, nombre des lames...) et suppose un angle de frottement constant entre les différentes parties de l'outil de forage (structure de coupe, garde active, garde passive) et la roche. Cet angle de frottement est calculé en fonction de l'angle de frottement interne de la roche selon la relation de Kérisel (1961).

Les essais de forage directionnel nécessaires à cette validation étaient assez complexes à mettre en œuvre et à réaliser. La reproductibilité d'un même essai à configuration donnée (*Push*, *Point* ou *Hybride*) n'était pas toujours évidente vu le nombre important de paramètres à maîtriser.

Nous concluons, à la lumière de cette étude expérimentale, que le modèle développé permet de prédire de manière satisfaisante le comportement directionnel d'un outil de forage de type monobloc PDC. Ce modèle permet d'estimer de manière correcte, selon les configurations choisies, la forabilité latérale ainsi que l'angle de *walk* dans le cas de tous les outils étudiés et dans toutes les conditions. Cette étude révèle, comme nous pouvions nous y attendre, que les propriétés directionnelles de l'outil sont étroitement liées à celles de la garde passive qui génère, en fonction de sa longueur, une partie très importante de la force latérale à l'outil.

Nous résumons les principaux résultats par les points suivants :

### **Forabilité latérale**

- Structure de coupe : son influence est négligeable car elle ne génère qu'une infime partie de l'effort total à l'outil.
- Garde active : les efforts de frottement sur les trimmers sont à l'origine de la diminution de l'agressivité latérale de l'outil.
- Garde passive : bien que la largeur des lames n'affecte pas la forabilité latérale, nous avons montré que cette dernière décroît de manière logarithmique en fonction de la longueur de la garde.
- Angle de *tilt* : l'agressivité latérale est croissante avec ce paramètre. Néanmoins, nous notons que le gradient de la forabilité latérale en fonction du *tilt* diminue avec la longueur de la garde passive.
- Dureté de la roche : la forabilité latérale décroît avec ce paramètre.
- Vitesse de rotation : son influence est négligeable et cela pour une vitesse de pénétration axiale constante.

- Vitesse de pénétration axiale : son influence est négligeable lorsque la vitesse de rotation est constante.

**Angle de *walk* :**

- Structure de coupe : l'augmentation de sa longueur réduit légèrement l'angle de *walk*.
- Garde active : le frottement sur les trimmers fait décroître la tendance gauche de l'outil.
- Garde passive : ni la longueur ni la largeur des lames ont une influence significative sur le comportement azimutal de l'outil (pour la configuration étudiée). L'angle de *walk* de l'outil est proche de l'angle de frottement sur la garde passive car celle-ci génère une partie importante des efforts latéraux à l'outil.
- Angle de *tilt* : la tendance gauche est légèrement plus accentuée avec les *tilts* croissants.
- Dureté de la roche : l'augmentation de l'angle de frottement interne de la roche amplifie la tendance azimutale gauche de l'outil.



---

CONCLUSIONS &  
PERSPECTIVES

## CONCLUSIONS

L'étude du comportement directionnel de l'outil de forage est indispensable pour l'analyse du comportement directionnel d'un système de forage. Nous avons présenté dans ce mémoire une formulation des efforts de coupe en fonction de la cinématique d'un outil de forage de type monobloc PDC forant la roche dans une configuration quelconque. Dans ce contexte de forage directionnel, le mouvement par tour de l'outil a été modélisé par une translation suivant trois axes et une rotation suivant deux axes. L'angle de *tilt*, qui définit l'inclinaison de l'outil par rapport à l'axe du trou en cours de forage, et qui est généralement imposé par la garniture de forage, a été pris en compte dans le calcul des surfaces d'interactions effectives entre l'outil et la roche et donc dans le calcul des efforts de forage et du comportement directionnel de l'outil de forage.

Afin de calculer les efforts nécessaires au forage à l'outil, nous nous sommes efforcés à développer un modèle d'interaction élémentaire qui sera applicable aux différentes parties de l'outil : sur les PDC de la structure de coupe, les trimmers de la garde active et surtout sur les lames de la garde passive pour laquelle aucune modélisation analytique n'a été encore réalisée. Le modèle mis au point reprend plusieurs hypothèses utilisées par Sellami (1987 et 1989), Gerbaud (1999) et Menand (2001). Nous avons pu, à travers les résultats des simulations numériques par éléments finis, déterminer la surface de frottement effective ainsi que la contrainte normale de frottement sur un taillant donné. Les lois décrivant la variation de ces paramètres en fonction de la profondeur de coupe ont été formulées et implémentées dans notre modèle analytique d'interaction taillant-roche. Le coefficient de frottement au voisinage du taillant, de type roche broyée-roche saine, a été exprimé en fonction de l'angle de frottement interne de la roche. Ce modèle élémentaire d'interaction a été validé par des essais de coupe à profondeur de passe imposée. Il est applicable dans le cas des taillants aiguisés, des *trimmers* et des taillants présentant une surface de frottement importante comme les lames de la garde passive de l'outil.

Le modèle d'interaction outil-roche développé prend en compte les différentes parties d'un outil de forage de type monobloc PDC :

- La structure de coupe : profil de coupe, position des taillants, leurs angles de coupe, leurs surfaces d'usure et/ou chanfreins ;
- La garde active : longueur, nombre de *trimmers*, surface de frottement, angle de coupe ;
- La garde passive : longueur/largeur/nombre de lames, rayon de leur arrondi.

Les surfaces d'interaction effectives entre les gardes et la paroi du trou sont calculées en fonction de l'angle de *tilt* de l'outil de forage. En intégrant les efforts élémentaires de coupe sur ces surfaces, nous aboutissons à une loi non linéaire reliant les efforts moyens de forage au déplacement par tour de l'outil dans la roche. Nous avons montré, par ailleurs, que l'influence de la vitesse de rotation de l'outil était négligeable dans le calcul des efforts sur l'outil. Notre modèle d'interaction outil-roche permet donc de calculer deux propriétés directionnelles intrinsèques à l'outil à savoir : la *steerability* et l'angle de *walk*. Si la première exprime la

capacité de l'outil à forer latéralement, la deuxième correspond à la tendance de l'outil à forer à droite ou à gauche de la force latérale qui lui est appliquée.

Le modèle outil a fait l'objet d'une validation à partir d'essais de forage sur un banc spécialement conçu pour reproduire les différentes configurations du forage directionnel (*Point The Bit, Push The Bit et Hybride*). Un ensemble d'outils de forage de type monobloc PDC en grandeur réelle, différents paramètres de forage et deux roches différentes ont été testés durant cette campagne expérimentale. Nous avons montré que le modèle développé permet de prédire de manière satisfaisante le comportement directionnel d'un outil de forage, à savoir, sa forabilité latérale, sa *steerability* ainsi que son angle de *walk*.

Nous avons pu démontrer théoriquement et prouver expérimentalement que le profil de la structure de coupe, la vitesse de rotation de l'outil et la vitesse de pénétration axiale avaient une influence négligeable sur la forabilité latérale de l'outil. En revanche, les surfaces de frottement des *trimmers* de la garde active ainsi que la longueur de la garde passive font décroître remarquablement l'agressivité latérale de l'outil. D'autre part, la prise en compte de l'angle de *tilt* est primordiale puisque nous avons vérifié que la forabilité latérale est croissante en fonction de ce paramètre. Néanmoins, nous avons montré théoriquement que l'angle de *tilt* a une influence plus importante sur les outils à gardes passives courtes.

Nous avons montré, entre autres, que les gardes active et passive jouent un rôle prépondérant dans le comportement azimutal de l'outil, puisqu'elles génèrent à elles seules plus de 90% de la force latérale à l'outil. Sachant que nous utilisons un coefficient de frottement unique sur toute la structure de l'outil, déduit de l'angle de frottement interne de la roche par la relation de Kérisel (1961), l'angle de *walk* de l'outil est désormais équivalent à ce dernier et dépend, par conséquent, étroitement de la roche dans laquelle l'outil est en train de forer. Cela revient à dire que l'augmentation de l'angle de frottement interne de la roche amplifie la tendance azimutale gauche de l'outil. De même, nous avons noté que ni la longueur ni la largeur des lames de la garde passive ni l'angle de *tilt* n'avaient d'influence significative sur le comportement azimutal de l'outil (pour les configurations étudiées).

## PERSPECTIVES

- **Couplage du modèle outil avec un modèle de comportement de la garniture de forage**

Dans le cadre de cette thèse, nous avons pu réaliser le couplage entre notre modèle outil et un modèle de garniture. Pour ce faire, nous avons modifié un code de calcul du comportement mécanique des tiges de forage (ABIS), développé au Centre de Géosciences, afin qu'il reproduise celui des garnitures *Rotary Steerable Systems* (*Point The Bit*, *Push The Bit* et *Hybride*). Cette nouvelle version du code, qui calcule les efforts et l'angle de *tilt* appliqués à l'outil en fonction de la configuration choisie de la garniture, a été couplée avec notre nouveau modèle d'interaction outil-roche qui calcule les incréments de la trajectoire selon un processus itératif pas-à-pas. Nous avons pu, à travers les résultats de ce modèle couplé, reproduire certaines trajectoires de forage réalisées sur le banc d'essais de forage.

Connaissant la roche à forer, le modèle couplé pourra servir, directement, à corriger la trajectoire en cours de forage, afin de mieux suivre celle planifiée par l'ingénieur de forage, en calculant l'amplitude et la direction des efforts latéraux à appliquer à un outil de géométrie connue. C'est aussi un outil d'aide à la décision qui permettra de choisir la géométrie optimale d'un outil de forage de type monobloc PDC, qui sera couplé à une garniture donnée, afin de réaliser une trajectoire planifiée à l'avance. Les résultats de ce travail de couplage et de prédiction de trajectoire seront présentés dans le cadre d'une publication.

- **Amélioration du modèle**

Le coefficient de frottement au voisinage de l'outil de forage est calculé en fonction de l'angle de frottement interne de la roche par la relation de Kérisel (1961). Or, nous avons montré à travers les essais de coupe de roche des saignées isolées à très faibles profondeurs de passe, que cet angle dépendait aussi de la nature de la roche (grès, calcaire). Ces essais étaient, entre autres, réalisés dans des conditions sèches et sans prise en compte de l'état de surface des patins frottants utilisés. Il serait, par conséquent, intéressant d'étudier l'évolution des efforts de coupe en fonction de la nature de la roche (en particulier sa texture), de l'état de surface des gardes (lisses, renforcées...) et du type du fluide de forage utilisé (à base d'eau, à base d'huile...) afin de mieux préciser le rôle de ces facteurs sur le comportement directionnel d'un outil de forage.

Notre étude a porté sur les outils intégrant des gardes passives plein trou, dans ce cas, le diamètre de l'outil est supposé égal à celui du trou. Cette hypothèse est primordiale dans le calcul des surfaces d'interaction effectives entre les gardes et la paroi du trou. En revanche, l'utilisation des gardes passives à lames inclinées (*Tapered*, Figure 1.27) et à lames en escalier (*Stepped*, Figure 1.27) dont le diamètre est variable en fonction de la longueur rend invalide cette hypothèse. Ces configurations doivent faire l'objet de modélisation spécifique.

Enfin, le modèle de comportement directionnel de l'outil a été comparé à des résultats d'essais dans seulement deux types de roches assez homogènes et isotropes. Sachant que l'on rencontre en forage des roches anisotropes avec pendage, il s'avère intéressant d'étendre le modèle développé au cas de forage de roches litées (comme les schistes souvent rencontrés en forage) ou des alternances de roches avec pendage.





---

# BIBLIOGRAPHIE

## BIBLIOGRAPHIE

- ADACHI J.I. Frictional Contact in Rock Cutting with Blunt Tools. Thèse de maîtrise. University of Minnesota, 1996.
- ALMENARA J.R. Investigation of The Cutting Process in Sandstones with Blunt PDC Cutters. Thèse de doctorat Imperial College of Science, Technology and Medicine, University of London, 1992.
- BERTHIER Y. Third body reality – consequences and use of the third-body concept to solve friction and wear problems. In *Wear – Materials, Mechanisms and Practice*. G. Stachowiak. John Wiley & Sons, Ltd, New York-London-Sydney, 2005, pp. 291-316.
- BIENIAWSKI Z T. Engineering Classification of Jointed Rock Masses, Transactions of the South African Institution of Civil Engineers, &((&é), 335-344.
- BOUALLEGUE R. Modélisation des Systèmes de Forage en Formations Géologiques Anisotropes. Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieure des MINES de Paris, 2006.
- CAQUOT A. Equilibre des Massifs à Frottement interne. Gauthier Villars, 1934.
- CHEN S. ARFELE R. et GLASS K. Modeling of the Effects of Cutting Structure, Impact Arrestor, and Gage Geometry on PDC Bit *Steerability*, AADE-07-NTCE-10, Houston, Texas, April 2007.
- CHEN S. COLLINS G.J. et THOMAS M.B. Reexamination of PDC Bit *Walk* in Directional and Horizontal Wells, IADC/SPE 112641, Orlando, Florida, USA, March 2008.
- CHEN S. Methods and Systems for Designing and/or Selecting Drilling Equipment Using Predictions of Rotary Drill Bit *Walk*, Patent Application Publication, Pub No: US 2007/0029111 A1, 8 February, 2007.
- CHEN S. Methods and Systems to Predict Rotary Drill Bit *Walk* and to Design Rotary Drill Bits and Other Downhole Tools, Patent Application Publication, Pub No: US 2009/0090556 A1, 9 April, 2009-07-30.
- DAGRAIN F. Etude Des Mécanismes De Coupe Des Roches avec Couteaux Usés /Approche des Mécanismes de Frottement sous les Couteaux par le Concept du Troisième corps. Thèse de doctorat. Faculté Polytechnique de Mons, Service Exploitation De Génie Minier, Juin 2006.
- DAGRAIN F. Influence of the Cutter Geometry in Rock Cutting: An Experimental Approach. Master's thesis. Civil Engineering Department, University of Minnesota, Minneapolis, February 2001.
- DELIAC E. Optimisation des Machines d'Abattage à Pics, Thèse de Doctorat et Sciences Physiques, Université de Paris VI, Editée par ENSMP/CMI, Paris/Fontainebleau, 1986.

- DETOURNAY E. et DEFOURNY P. A Phenomenological Model for the Drilling Action of Drag Bits. Internal Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences & Geomechanics Abstracts. Vol. 29, N°1, pp 13-23, 1992.
- DETOURNAY E. et DRESCHER A. Plastic Flow Regimes for a Tool Cutting a Cohesive-Frictional Material. Numerical Models in Geomechanics, Pande & Pietruszczak(eds) Belkema, Rotterdam, pp 367-376, 1992.
- DETOURNAY E. et PERNEDER L. Dynamical Model of a Propagating Borehole. ENOC 2011, Rome, Italy, July 2011.
- DETOURNAY E. Method and Apparatus for Modelling the Interaction of a Drill Bit with the Earth Formation, Patent Application Publication, Pub. No. : US 2010/0324825 A1, December 2010.
- DUPRIEST ED. et SOWERS FS. Maintaining *Steerability* While Extending Gauge Length to Manage Whirl, SPE/IADC 119625, Amsterdam, The Netherlands, 2009.
- ERNST S. PASTUSEK P. et LUTES P. Effect of RPM and ROP on PDC Bit *Steerability*. SPE/IADC 105594. Amsterdam, The Netherlands, February 2007.
- GENEVOIS J.M., BOULET J., SIMON C. et REULLON C. Gyrostab Project : The Missing Link Azimuth and Inclination Mastered with New Principles for Standard Rotary BHAs. Paper SPE 79915, SPE/IADC Drilling Conference, Amsterdam, The Netherlands, February 2003.
- GEOFFROY H. Etude de l'Interaction Roche-Outil de Forage : Influence de L'usure sur les Paramètres de Coupe. Thèse de Doctorat. Ecole Polytechnique, spécialité Mécanique, Décembre 1999.
- GEOFFROY H. Etude de l'interaction roche/outil de forage : influence sur les paramètres de coupe. Thèse de doctorat, Ecole Polytechnique, 1997.
- GERBAUD L. Optimisation de l'interaction PDC-Roche : Application à la Conception d'Outils pour Forage Pétrolier en Petit Diamètre. Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieure des MINES de Paris, 1999.
- GERBAUD L., MENAND S., SELLAMI H., SPE, Ecole des MINES de Paris. PDC Bits: All Comes From the Cutter/Rock Interaction. IADC/SPE 98988, February 2006.
- GLOWKA D.A. Development of Method for Predicting the Performance and Wear of PDC Drill Bits. Sandia Report 86-1745. Sandia National Laboratories, Albuquerque, 1987.
- GLOWKA D.A. Use Of Single Cutter Data in the Analysis of PDC Bit Design: Part I Development of a PDC Cutting Force Model. Journal of Petroleum Technology, vol.8 (1989), pp. 797-799, 844-849.
- GREGORY SMYTH F. ANDREW EVANS M. BABB J. et BOLIVAR N. Extension of Gauge Length to reduce Vibrations and Improve Drilling Performance, SPE/IADC 140317, Amsterdam, The Netherlands, March 2011.

- Hoek E. and Brown E.T. Underground Excavations in Rock. London: Institution of Mining and Metallurgy, 1980.
- JANWADKAR S., HUMMES O., FREYER C., ROGERS T., SIMONTON S. et BLACK D. Innovative Design Rotary Steerable Technologies Overcome Challenges of Complex Well Profiles in a Fast Growing Unconventional Resource “Woodford Shale”, paper SPE/IADC 119959, Amsterdam, The Netherlands, March 2009.
- JONES S. SUGIURA J. BARTON S. Results from Systematic Rotary-Steerable Testing with PDC Drill-Bits Depict the Optimal Balance between Stability, *Steerability* and Borehole Quality, IADCS/SPE 112579, Orlando, USA, March 2008.
- KERISEL J. Contribution à l'Étude du Frottement dans les Milieux Pulvérulents. Thèse de Doctorat. Sorbonne, 1934.
- KERISEL J. Cours de mécanique des sols. Ecole Nationale des Ponts et Chaussées. pp 122-123, 1961.
- KURU E. Effects of Rock/Cutter Friction on PDC Bit Drilling Performance: An Experimental and Theoretical Study. PhD Thesis. Louisiana State University, 1990.
- KURU E. et WOJTANOWICZ A.K. An experimental Study of Friction Induced by PDC Cutters During Rock Cutting. Petroleum Society of CIM, 1992.
- KURU E. et WOJTANOWICZ A.K. An Experimental Study of Sliding Friction Between PDC Drill Cutters and Rocks. International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences & Geomechanics Abstracts, Vol. 32, N° 3, pp 277-283, 1995.
- LASSERRE C. "Rock Friction Apparatus" : Réalisation de tests de coupe à l'aide d'un outil PDC. Rapport de stage. Université de Paris VI, 1994.
- LENAMOND C., MARQUES L., ANDERSON M. et MOTA S., Performance Gains for Rotary Steerable Through Specialized Bit Design, AADE-05-NTCE-46, Houston, Texas, April 2005.
- LHOMME T. Frictional Contact at a Rock-Tool Interface: An Experimental Study. Thèse de maîtrise. University of Minnesota, 1999.
- LINES L.A. LARRONDE M.L. et STROUD D.R.H. Exploration of the Interaction Between Drill Bit Gauge Profile and Point-The-Bit Rotary Steerable Systems, SPE/IADC 140069, Amsterdam, The Netherlands, March 2011.
- MARTIN J.A. et FOWELL R.J. Factors governing the onset of severe drag tool wear in rock cutting. International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences, Vol. 34 (1997), N° 1, pp 59-69.
- MENAND S. Analyse et Validation d'un Modèle de Comportement Directionnel des Outils de Forage Monoblocs PDC. Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieure des MINES de Paris, 2001.
- MENAND S. GAOMBALET J. MACRESY L. BERBAUD L. BEN HAMIDA M. AMGHAR Y. DOWNTON G. DENOIX H. CULLER B. et SINARDET H. PDC Bit *Steerability* Modeling and Testing for *Push The Bit* and *Point The Bit* RSS. paper SPE/IADC 151283, San Diego, USA, March 2012.

- MENAND S., SELLAMI H. et SIMON C. Classification of PDC Bits According to their *Steerability*, SPE/IADC 79795, Amsterdam, The Netherlands, February 2003.
- MENAND S., SELLAMI H. et SIMON C. How the Bit Profile and Gages Affect the Well Trajectory, IADC/SPE 7445, Dallas, Texas, February 2002.
- MENSA WILMOT G. JAMES B. AGGARWAL L. VAN LUU H. RUEDA F. Gage Design : Effect of Gage Pad Length, Geometry and Activity (Side Cutting) on PDC Bit Stability, *Steerability* and Borehole Quality in Rotary Steerable Drilling Applications, IADC/SPE 98931, Miami, USA, February 2006.
- MITAIM S., DAGRAIN F., RICHARD T., DETOURNAY E., DRESCHER A. A Novel Apparatus to Determine the Rock Strength Parameters. 9<sup>th</sup> National Convention on Civil Engineering. Thailand. 2004.
- NEUBERT M. Trajectory Simulation on Directional Wellbores in Deep Drilling. Ph.D. Thesis, Technical University Braunschweig, Germany, 1997.
- NEUBERT M., HEISIG G. Mathematical Description of the Directional Drilling Process and Simulation of Directional Control Algorithm. ZAMM Z. angew Math Mech 76 S5, 1996.
- NEUBERT M., HEISIG G., OPPELT J et DONATI F. Closed-Loop Guided Directional Drilling Fundamentals, Concepts and Simulations.
- NGUYEN MINH DUC. Contribution à l'étude de la taille des roches. Thèse de doctorat ès Sciences Physiques, Université de Paris VI, décembre 1974.
- PASTUSEK A. BRACKIN V. LUTES P. A Fundamental Model for Prediction of Hole Curvature and Build Rates with Steerable Bottomhole Assemblies, SPE 95546, Dallas, Texas, October 2005.
- PELFRENE G., Rôle du Processus de Forabilité des Roches dans les Vibrations de Torsion des Systèmes de Forage Pétrolier, Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieure des MINES de Paris, 2010.
- Pelfrene G., Sellami H., Gerbaud L. Mitigating Stick-Slip In Deep Drilling Based On Optimization Of PDC Bit Design, paper SPE/IADC 139839, Amsterdam, The Netherlands, March 2011.
- PERNEDER L. DETOURNAY E. et DOWNTON G. Bit/Rock Interface Laws in Directional Drilling, International Journal of Rock Mechanics & Mining Sciences 51 (2012), P81, January 2012.
- PERNEDER L. et DETOURNAY E. Equilibrium Inclinations of Straight Boreholes. Submitted for publication in SPE Journal, July 2011.
- PERNEDER L. et DETOURNAY E. Steady-State Solution of a Propagating Borehole: Helical Trajectory. IEEE International Conference on Control Applications, Denver, USA, September 2011.

- PRATTEN C., Rotary Steerable Systems in the Gulf of Mexico - A Step Change in Drilling Performance". Paper AADE 01-NC-HO-22, Houston, Texas, March 2001
- RICHARD T. Determination of Rock Strength from Cutting Tests. Master's Thesis. University of Minnesota, 1998.
- RICHARD T. Détermination, à Partir de Tests de Coupe, de Paramètres Mécaniques Intrinsèques aux Roches. Rapport de stage. Institut des Sciences et Techniques, Université Pierre et Marie Curie, Paris VI. 1996.
- SAMISELO W.W. Rock-tool friction as a cuttability predictor. Thèse de maîtrise. Royal School of Mines, Imperial College, University of London, 1992.
- SELLAMI H. et CORDELIER P. Calcul d'un Outil PDC en Forage Pétrolier Profond – Logiciel de Simulation Drilsim 3D, Rapport interne TEM/RAP 91/1, 1991.
- SELLAMI H. Etude de la Fragmentation des Roches par les PDC en Milieu Confiné – Etude de Travail d'un Outil Stratapax en Forage Pétrolier Profond, Rapport interne, CGES, 129 p. 1990.
- SELLAMI H. Etude des Pics Usés : Application aux Machines d'Abattage. Thèse de Doctorat. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 1987.
- SELLAMI H. Etude des Pics Usés : Application aux Machines d'Abattage. Thèse de Doctorat. Ecole Nationale Supérieure des MINES de Paris, 1987.
- SIMON C. Modélisation du Comportement Directionnel des Outils de Forage Monoblocs en Formations Anisotropes. Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieure des MINES de Paris, 1996.
- SINOR L.A., POWERS J.R. et WARREN T.M. Effect of PDC cutters density, back rake, size and speed on performance. Proceedings of the IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology Conference, APDT, pp 131-139, 1998.
- SMITH J.R., LUND J.B. and GALLOWAY R.K. Friction on PDC Cutters at High Normal Stress. Journal of Energy Resources Technology: pp 146-153, September 2002.
- SMITH R.H., LUND J.B., ANDERSON M. et BAXTER R. Drilling Plastic Formations with Highly Polished PDC Cutters. SPE 30476, Proc. SPE ATCE, Dallas, TX, pp 277-292, 1995.
- STROUD D., PEACH S. et JOHNSTON I. Optimizing of Rotary Steerable Systems Bottomhole Assemblies Minimizes Wellbore Tortuosity and Directional Drilling Efficiency, SPE 90396, Houston, Texas, USA, September, 2004.

---

# ANNEXES



## ANNEXE A

## ANNEXE A.1 TAILLANT RECTANGULAIRE A CHANFREIN CIRCULAIRE

Dans ce cas, le chanfrein sera décrit par un quart de cercle de rayon  $R$ , comme l'illustre la figure ci-dessous.

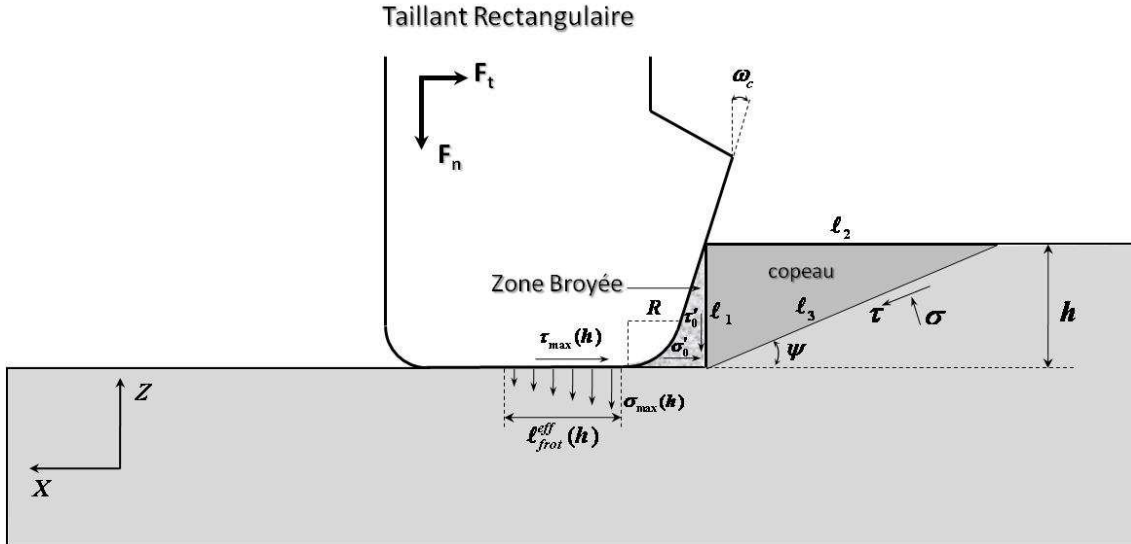


Figure A.1 : Interaction taillant rectangulaire à chanfrein circulaire-roche

Nous allons utiliser les mêmes hypothèses que celles énoncées dans le chapitre 2.

L'équilibre limite du copeau nous fournit les équations suivantes :

$$\sigma'_0 l_1 = \sigma \sin \psi l_3 + \tau \cos \psi l_3 \quad (\text{Eq A.1})$$

$$\tau'_0 l_1 = \sigma \cos \psi l_3 - \tau \sin \psi l_3 \quad (\text{Eq A.2})$$

La loi de frottement de Coulomb implique :

$$\tau'_0 = \tan(\varphi') \sigma'_0 \quad (\text{Eq A.3})$$

$\varphi'$  est l'angle de frottement entre la roche broyée et la roche saine. Nous utilisons les résultats de Kérisel (1961) pour le déterminer selon cette relation :

$$\varphi' = \arctan\left(\frac{2}{\pi} \tan(\varphi)\right) \quad (\text{Eq A.4})$$

Nous avons :

$$l_1 = h, l_2 = \frac{h}{\tan \psi}, l_3 = \frac{h}{\sin \psi} \quad (\text{Eq A.5})$$

En remplaçant Eq A.5 dans Eq A.2, Eq A.3 et en prenant en compte Eq A.4, les expressions des contraintes normale et tangentielle de rupture se mettent sous la forme :

$$\sigma = \sigma'_0 \sin^2 \psi + \tau'_0 \cos \psi \sin \psi \quad (\text{Eq A.6})$$

$$\tau = \sigma'_0 \sin \psi \cos \psi - \tau'_0 \sin^2 \psi \quad (\text{Eq A.7})$$

Le critère de rupture de Mohr-Coulomb s'écrit :

$$\tau = C_0 + \sigma \tan(\varphi) \quad (\text{Eq A.8})$$

En remplaçant Eq A.6 et Eq A.7 dans Eq A.8, on obtient l'expression de la contrainte de coupe à la rupture du copeau :

$$\sigma'_0 = \frac{C_0}{(1 - \tan(\varphi') \tan(\varphi))(\sin(\psi) \cos(\psi) - \tan(\varphi' + \varphi) \sin^2(\psi))} \quad (\text{Eq A.9})$$

L'angle de rupture du copeau de roche  $\psi$  est déterminé par minimisation de la contrainte de rupture :

$$\frac{\partial \sigma'_0}{\partial \psi} = 0 \quad (\text{Eq A.10})$$

Cela donne :

$$\psi = \frac{\pi}{4} - \frac{(\varphi + \varphi')}{2} \quad (\text{Eq A.11})$$

L'effort de coupe appliqué par la roche sur le patin est la somme de l'effort de coupe nécessaire au départ du copeau ( $F_t^c$ ), de l'effort supplémentaire dû au frottement entre la roche broyée et la roche saine ( $F_t^b$ ) et de l'effort tangentiel de frottement,  $F_t^{frot}$ , à l'interface entre la surface frottante et le fond de la saignée :

$$F_t = F_t^c + F_t^b + F_t^{frot} \quad (\text{Eq A.12})$$

$$F_t = \sigma'_0 S_c + \tau'_0 S_b + \tau_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq A.13})$$

$$F_t = \sigma'_0 S_c + \sigma'_0 \tan \varphi' S_b + 1/2 \sigma_{\max}(h) \tan(\varphi') S_{frot} \quad (\text{Eq A.14})$$

$S_c$  est la section verticale de coupe, elle s'écrit sous la forme :

$$S_c = hL \quad \text{avec } L, \text{ la largeur du taillant rectangulaire} \quad (\text{Eq A.15})$$

$S_b$  est la surface horizontale de frottement entre la zone broyée et le fond de la saignée creusée qui dépend de la profondeur de coupe :

$$\begin{cases} S_b = \sqrt{2Rh - h^2} L & \text{Si } h \leq R \\ S_b = (h \tan \omega_c + R(1 - \tan \omega_c)) L & \text{Si } h > R \end{cases} \quad (\text{Eq A.16})$$

$S_{frot}$  est la surface de frottement effective du patin contre le fond de la saignée, elle est donnée par :

$$S_{frot} = \ell_{frot}^{eff}(h)L \quad (\text{Eq A.17})$$

L'effort normal encaissé par le taillant est la somme de l'effort normal nécessaire au départ du copeau ( $F_n^c$ ), de l'effort supplémentaire dû au frottement entre la zone broyée et le fond de la saignée ( $F_n^b$ ) et de l'effort normal de frottement,  $F_n^{frot}$ , à l'interface entre la surface frottante et le fond de la saignée.

$$F_n = F_n^c + F_n^b + F_n^{frot} \quad (\text{Eq A.18})$$

$$F_n = \tau'_0 S_c + \sigma'_0 S_b + 1/2 \sigma_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq A.19})$$

$$F_n = \sigma'_0 \tan(\varphi') S_c + \sigma'_0 S_b + 1/2 \sigma_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq A.20})$$

Les efforts d'interaction patin rectangulaire-roche, qui dépendent désormais de la profondeur de coupe, sont détaillés comme suit :

Si  $h \leq R$

$$\begin{cases} F_t = \sigma'_0 h L + \sigma'_0 \tan \varphi' \sqrt{2Rh - h^2} L + \frac{1}{2} \sigma_{\max}(h) \tan(\varphi') \ell_{frot}^{eff}(h) L \\ F_n = \sigma'_0 \tan \varphi' h L + \sigma'_0 \sqrt{2Rh - h^2} L + \frac{1}{2} \sigma_{\max}(h) \ell_{frot}^{eff}(h) L \end{cases} \quad (\text{Eq A.21})$$

Si  $h > R$

$$\begin{cases} F_t = \sigma'_0 h L + \sigma'_0 \tan \varphi' (h \tan \omega_c + R(1 - \tan \omega_c)) L + \frac{1}{2} \sigma_{\max}(h) \tan(\varphi') \ell_{frot}^{eff}(h) L \\ F_n = \sigma'_0 \tan \varphi' h L + \sigma'_0 (h \tan \omega_c + R(1 - \tan \omega_c)) L + \frac{1}{2} \sigma_{\max}(h) \ell_{frot}^{eff}(h) L \end{cases} \quad (\text{Eq A.22})$$

## ANNEXE A.2 TAILLANT PDC AIGUISE

La figure A.2 illustre les interactions entre le taillant PDC et la roche :

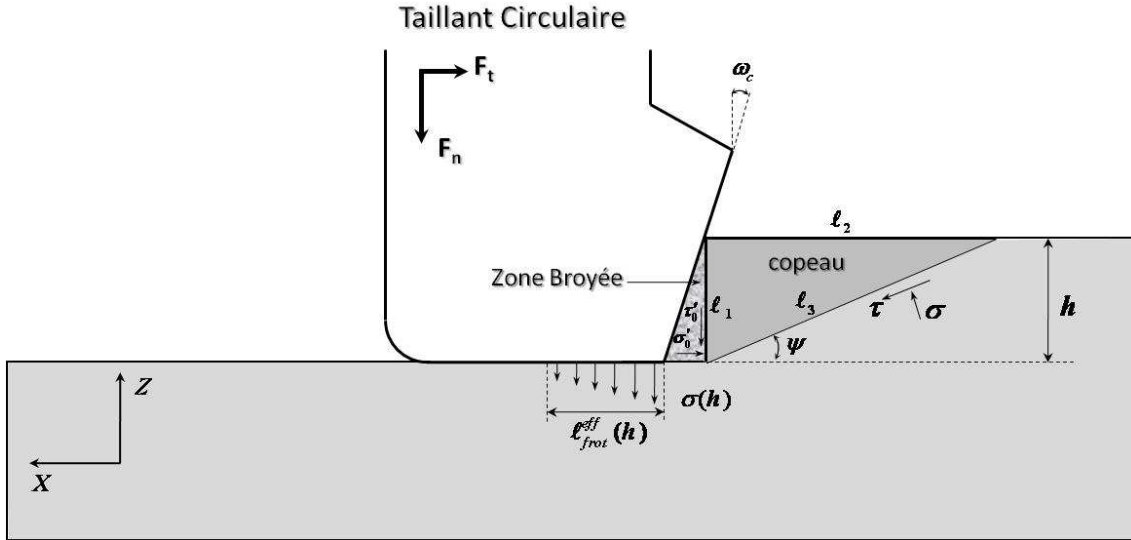


Figure A.2 : Schématisation de l'interaction taillant PDC aiguisé-roche

La surface de contact entre la zone broyée et le fond de la saignée creusée,  $S_b$ , est supposée de forme rectangulaire de longueur  $b$  (égale à la largeur du copeau de roche) et de largeur  $h \tan(\omega_c)$ , comme le montre la figure A.3.

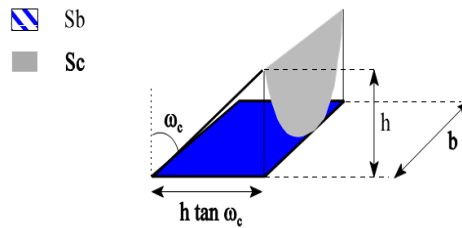


Figure A.3 : Définition de la zone broyée (Menand 2001)

La largeur du copeau de roche est calculée selon la relation :

$$b = 2 \sqrt{\frac{2R_{PDC} h}{\cos(\omega_c)} - \frac{h^2}{\cos^2(\omega_c)}} \quad (\text{Eq A.23})$$

Où  $R_{PDC}$  est le rayon du taillant PDC.

La surface de la zone broyée se met donc sous la forme :

$$S_b = h \tan(\omega_c) b \quad (\text{Eq A.24})$$

La section de coupe exacte dans une saignée isolée s'écrit :

$$S_c = R_{PDC}^2 \arccos\left(\frac{R_{PDC} - \frac{h}{\cos(\omega_c)}}{R_{PDC}}\right) - \frac{R_{PDC}^2}{2} \sin\left(2 \arccos\left(\frac{R_{PDC} - \frac{h}{\cos(\omega_c)}}{R_{PDC}}\right)\right) \quad (\text{Eq A.25})$$

La surface de frottement sur le taillant se calcule comme suit :

$$S_{frot} = \ell_{frot}^{eff}(h) \mathbf{b} \quad (\text{Eq A.26})$$

Par conséquent, la force tangentielle sur le taillant cylindrique est donnée par :

$$F_t = F_t^c + F_t^b + F_t^{frot} \quad (\text{Eq A.27})$$

$$F_t = \sigma'_0 S_c + \tau'_0 S_b + \tau_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq A.28})$$

$$F_t = \sigma'_0 S_c + \sigma'_0 \tan \varphi' S_b + 1/2 \sigma_{\max}(h) \tan(\varphi') S_{frot} \quad (\text{Eq A.29})$$

La force normale est donnée par :

$$F_n = F_n^c + F_n^b + F_n^{frot} \quad (\text{Eq A.30})$$

$$F_n = \tau'_0 S_c + \sigma'_0 S_b + 1/2 \sigma_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq A.31})$$

$$F_n = \sigma'_0 \tan(\varphi') S_c + \sigma'_0 S_b + 1/2 \sigma_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq A.32})$$

### ANNEXE A.3 TAILLANT PDC CHANFREINE

Pour se rapprocher encore plus de la réalité, il faudra tenir compte du fait que les pastilles PDC utilisées dans la pratique présentent dans la majorité des cas un chanfrein qui leur permet de résister aux chocs lors du forage. Ce chanfrein est caractérisé par sa longueur  $l_c$  et son angle  $\gamma$ . La figure A.4 présente les caractéristiques du modèle étudié en présence d'un chanfrein sur le patin frottant. La surface du chanfrein dépend alors de la profondeur de coupe.

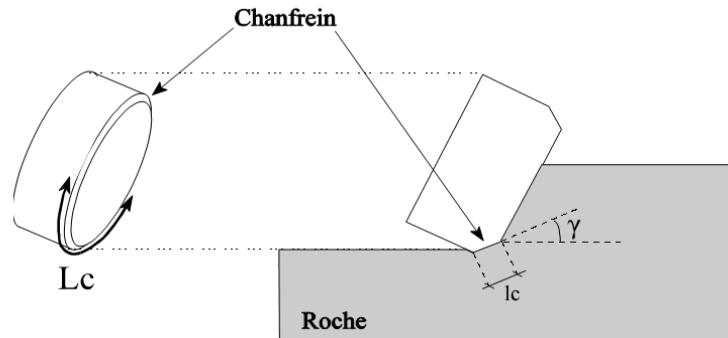


Figure A.4 : Paramètres du chanfrein d'un taillant PDC

La longueur de contact est exprimée par la relation suivante :

$$L_{ch} = 2R_{PDC} \cos^{-1} \left( \frac{R_{PDC} - h}{R_{PDC}} \right) \quad (\text{Eq A.33})$$

La surface de frottement entre le chanfrein et le fond de la saignée s'écrit sous la forme suivante (figure A.5) :

$$S_{ch} = l_{ch} \cos(\gamma) L_{ch} \quad (\text{Eq A.34})$$

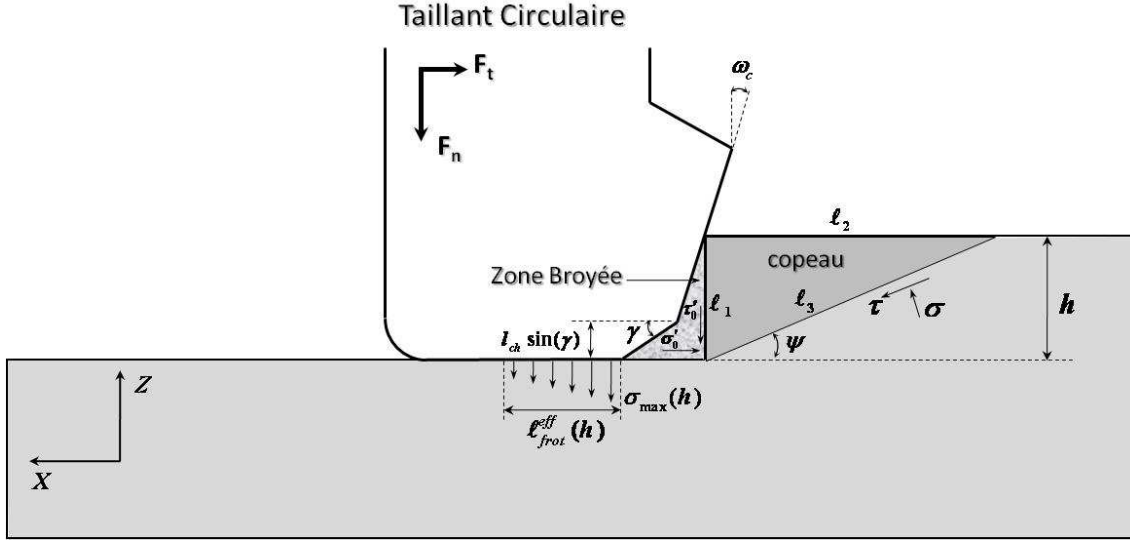


Figure A.5 : Schématisation de l'interaction taillant cylindrique chanfreiné-roche

Par conséquent, la force tangentielle sur le taillant PDC est donnée par :

$$F_t = F_t^c + F_t^b + F_t^{ch} + F_t^{frot} \quad (\text{Eq A.35})$$

$$F_t = \sigma'_0 S_c + \tau'_0 S_b + \tau'_0 S_{ch} + \tau_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq A.36})$$

$$F_t = \sigma'_0 S_c + \sigma'_0 \tan \phi' S_b + \sigma'_0 \tan \phi' S_{ch} + 1/2 \sigma_{\max}(h) \tan(\phi') S_{frot} \quad (\text{Eq A.37})$$

La force normale est donnée par

$$F_n = F_n^c + F_n^b + F_n^{ch} + F_n^{frot} \quad (\text{Eq A.38})$$

$$F_n = \tau'_0 S_c + \sigma'_0 S_b + \sigma'_0 S_{ch} + 1/2 \sigma_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq A.39})$$

$$F_n = \sigma'_0 \tan(\phi') S_c + \sigma'_0 S_b + \sigma'_0 S_{ch} + 1/2 \sigma_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq A.40})$$

Sachant que la surface de la zone broyée est calculée comme suit :

$$S_b = (h \tan \omega_c - l_{ch} \tan \omega_c \sin \gamma) b \quad (\text{Eq A.41})$$

La surface de frottement sera calculée par l'équation suivante :

$$S_{frot} = l_{frot}^{eff}(h) b \quad (\text{Eq A.42})$$

## ANNEXE A.4 TRIMMER

Le trimmer est un taillant neuf tronqué selon une longueur bien déterminée. Il est généralement utilisé sur les gardes actives pour assurer une agressivité latérale de l'outil de forage. Il travaille généralement sur des profondeurs de coupe par tour faibles, générées par la déviation latérale de l'outil.

Les différences principales entre un taillant neuf et un trimmer est la section de coupe qui sera inférieure dans le cas du trimmer, et la largeur de frottement qui sera égale à la largeur de la pastille tronquée et non pas à la largeur de la zone broyée générée par la coupe.

Par conséquent, la section de coupe d'un trimmer est donnée par :

$$S_c = R_{PDC}^2 \arccos \left( \frac{R_{PDC} - \frac{h}{\cos(\omega_c)}}{R_{PDC}} \right) - \frac{R_{PDC}^2}{2} \sin \left( 2 \arccos \left( \frac{R_{PDC} - \frac{h}{\cos(\omega_c)}}{R_{PDC}} \right) \right) - R_{PDC}^2 \arccos \left( \frac{R_{PDC} - \frac{\chi}{\cos(\omega_c)}}{R_{PDC}} \right) - \frac{R_{PDC}^2}{2} \sin \left( 2 \arccos \left( \frac{R_{PDC} - \frac{\chi}{\cos(\omega_c)}}{R_{PDC}} \right) \right) \quad (\text{Eq A.43})$$

Sachant que  $\chi$  est la longueur tronquée du taillant. La surface de frottement effective est le produit de la largeur tronquée et de la longueur de frottement comme indiqué ci-dessous :

$$S_{frot} = 2\ell_{frot}^{eq}(h) \sqrt{\frac{2R_{PDC}\chi}{\cos(\omega_c)} - \frac{\chi^2}{\cos^2(\omega_c)}} \quad (\text{Eq A.44})$$

Et la surface de la zone broyée calculée par la relation :

$$S_b = 2h \tan(\omega_c) \sqrt{\frac{2R_{PDC}h}{\cos(\omega_c)} - \frac{h^2}{\cos^2(\omega_c)}} \quad (\text{Eq A.45})$$

Par conséquent, la force tangentielle sur le trimmer est donnée par :

$$F_t = F_t^c + F_t^b + F_t^{frot} \quad (\text{Eq A.46})$$

$$F_t = \sigma'_0 S_c + \tau'_0 S_b + \tau_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq A.47})$$

$$F_t = \sigma'_0 S_c + \sigma'_0 \tan(\varphi') S_b + 1/2 \sigma_{\max}(h) \tan(\varphi') S_{frot} \quad (\text{Eq A.48})$$

La force normale est donnée par :

$$F_n = F_n^c + F_n^b + F_n^{frot} \quad (\text{Eq A.49})$$

$$F_n = \tau'_0 S_c + \sigma'_0 S_b + 1/2 \sigma_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq A.50})$$

$$F_n = \sigma'_0 \tan(\varphi') S_c + \sigma'_0 S_b + 1/2 \sigma_{\max}(h) S_{frot} \quad (\text{Eq A.51})$$

## ANNEXE B

Nous présentons les trois modèles d'interaction outil-roche rencontrés dans la littérature qui permettent de calculer les efforts de coupe sur l'outil de forage en fonction du déplacement de ce dernier. Ces modèles supposent que l'outil reste droit dans le trou au cours du forage. Pour une cinématique de l'outil donnée, composée d'une translation et d'une rotation, les efforts élémentaires sont calculés sur chaque partie de l'outil qui est en contact avec la roche.

### ANNEXE B.1 MODELE DE NEUBERT (1997)

Afin de prédire la trajectoire d'un système de forage, Neubert (1997) propose un modèle d'interaction entre un outil de type monobloc PDC et la roche. Il établit une relation linéaire entre les efforts de coupe et les déplacements par tour de l'outil. Le mouvement de l'outil est caractérisé par une translation sur trois axes et une rotation autour des deux axes orthogonaux à l'axe de symétrie de l'outil. L'auteur a supposé dans son modèle que l'outil est composé de deux parties différentes : la structure de coupe et la garde passive.

Les paramètres du modèle de Neubert (1997) sont le diamètre de l'outil,  $D_B$ , la longueur de la garde passive,  $L_s$  et le point de connexion entre la garniture de forage et l'outil,  $B$ . Il appelle  $\Omega$  la vitesse de rotation de l'outil (tr/s) et  $v$  sa vitesse de pénétration suivant son axe de symétrie. L'angle de coupe (*Back Rake*) et l'angle latéral (*Side Rake*) des pastilles PDC sont notés respectivement  $\theta_1$  et  $\theta_2$ .

Les repères utilisés dans le modèle sont illustrés dans la figure B.1 :

- le repère terrestre fixe :  ${}^0\vec{e} = (\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})^T$

(Les vecteurs  $\vec{i}$  et  $\vec{j}$  sont dirigés respectivement vers le Nord et l'Est).

- le repère local lié à l'outil (qui tourne avec l'outil à la vitesse  $\Omega$ ):  ${}^b\vec{e} = ({}^b e_1, {}^b e_2, {}^b e_3)^T$
- le repère local lié à l'outil (qui ne tourne pas avec l'outil) :  ${}^f\vec{e} = (\vec{i}_t, \vec{j}_t, \vec{k}_t)^T$
- le repère lié au plan de coupe d'une pastille PDC de forme circulaire :  ${}^{gi}\vec{e} = ({}^{gi} e_1, {}^{gi} e_2, {}^{gi} e_3)^T$
- le repère  ${}^{ki}\vec{e} = ({}^{ki} e_1, {}^{ki} e_2, {}^{ki} e_3)^T$  sur la face de coupe de la pastille PDC et incliné d'un angle  $\theta_1$  avec le plan  $({}^{gi} e_1, {}^{gi} e_3)$ .
- L'axe de rotation de l'outil est porté par le vecteur  $\vec{e}_a = \vec{k}_t = {}^b e_3$



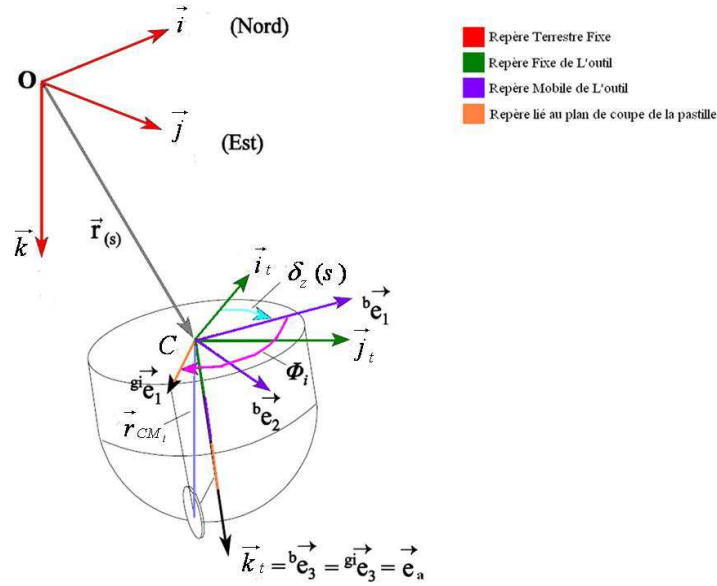


Figure B.1 : Définition des repères selon Neubert (1997)

La position de l'outil sur la trajectoire à l'abscisse curviligne  $s$  est repérée par le vecteur  $\vec{r}(s)$ .  $\delta_x(s)$  et  $\delta_y(s)$  sont les angles de rotation de l'outil, du repère lié à l'outil  $\vec{e}_a$  par rapport au repère global fixe  $\vec{e}^0$  (Figure B.2). L'angle  $\delta_z(s)$  correspond à la rotation de l'outil autour de son axe de symétrie. La vitesse de rotation  $\Omega$  et la vitesse de pénétration de l'outil  $v$  sont supposées constantes. L'auteur désigne par  $\vec{h}$  la tangente à la trajectoire, elle s'écrit sous la forme suivante :

$$\vec{h} = \frac{d\vec{r}(s)}{ds} = \vec{r}'(s) \quad (\text{Eq B.1})$$

La figure B.2 illustre le déplacement élémentaire de l'outil après une révolution.

- *Efforts sur la structure de coupe*

La position d'une pastille PDC de la structure de coupe est repérée par le vecteur  $\vec{r}_{CM_i}$

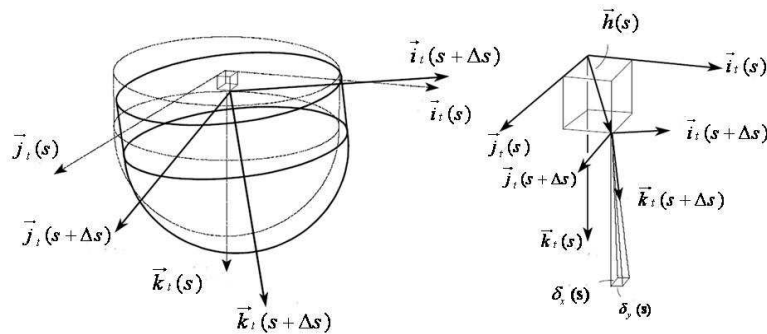


Figure B.2 : Cinématique de l'outil après une révolution selon Neubert (1997)

liant le point de référence de l'outil  $C$  au centre de la pastille PDC  $M_i$ .

$$\vec{r}_{CM_i} = (R_i, 0, Z_i) R_3(\Phi_i) \vec{e}^b \quad (\text{Eq B.2})$$

Où  $R_i$  représente la distance de  $M_i$  à l'axe de symétrie de l'outil,  $Z_i$  la hauteur de  $M_i$  par rapport au point de référence de l'outil  $C$ ,  $\Phi_i$  l'angle entre  ${}^{gi}\vec{e}_1$  et  ${}^b\vec{e}_1$ , et  $R_3$  la matrice de passage du repère mobile de l'outil  ${}^f\vec{e}$  au repère fixe de ce dernier  ${}^b\vec{e}$  (Figure B.3).

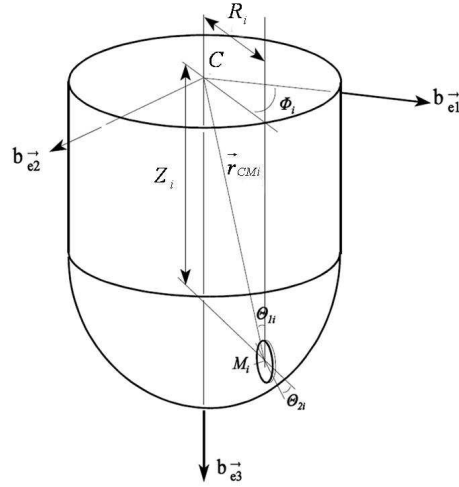


Figure B.3 : Position d'une pastille PDC sur la structure de coupe selon Neubert (1997)

L'auteur calcule la surface d'interaction exacte entre chaque pastille PDC de la structure de coupe et la roche, pour des vitesses de pénétration et de rotation constantes. Les forces de coupe sur chaque pastille sont calculées comme suit :

$$\vec{F}_{ni} = -k_t A_{oi} \frac{\Delta x_i {}^k\vec{e}_1 + \Delta z_i {}^k\vec{e}_3}{\sqrt{\Delta x_i^2 + \Delta z_i^2}} \quad (\text{Eq B.3})$$

$$\vec{F}_{ni} = -k_n A_{oi} {}^k\vec{e}_2 \quad (\text{Eq B.4})$$

Sachant que  $\Delta x_i$  et  $\Delta z_i$  sont les composantes du vecteur reliant  $M_i$  au centre de gravité de la surface de coupe dans le repère lié au plan de coupe de la pastille. Les termes  $k_n$  et  $k_t$  présentent la résistance de la roche à la coupe selon le modèle de coupe de Cheatham et Daniels (1979). Ils sont donnés par :

$$k_n = 2\tau_s \frac{\cos \theta_f}{1 - \sin(\theta_1 + \theta_f)} \quad (\text{Eq B.5})$$

$$k_t = 2\tau_s \frac{\sin \theta_f}{1 - \sin(\theta_1 + \theta_f)} \quad (\text{Eq B.6})$$

Où  $\tau_s$  est la cohésion de la roche et  $\theta_f$  l'angle de frottement à l'interface PDC-roche. Enfin, la force et le moment sur chaque pastille  $i$  au cours de la coupe sont donnés par les relations suivantes :

$$\vec{F}_i = \vec{F}_{ni} + \vec{F}_{ti} \quad (\text{Eq B.7})$$

$$\vec{M}_i = \vec{r}_{csi} \wedge \vec{F}_i \quad (\text{Eq B.8})$$

Où  $\vec{r}_{Csi}$  représente le vecteur qui lie le point  $C$  au centre de gravité de la surface de coupe. Les efforts de coupe par tour sur la structure de coupe de l'outil de forage comportant  $N$  pastilles sont calculés par la sommation des forces et des moments de coupe sur toutes les pastilles :

$$\vec{F} = \sum_{i=1}^N \vec{F}_{si} \quad (\text{Eq B.9})$$

$$\vec{M} = \sum_{i=1}^N \vec{M}_{si} \quad (\text{Eq B.10})$$

L'auteur établit une relation linéaire entre les efforts de la structure de coupe et le déplacement par tour de ce dernier suivant la relation :

$$\vec{F} = p_v (G_A^f \underline{e}_r + G_B^f \underline{e}'_a)^T \vec{e}^f \quad (\text{Eq B.11})$$

$$\vec{M} = p_v (G_C^f \underline{e}_r + G_D^f \underline{e}'_a)^T \vec{e}^f \quad (\text{Eq B.12})$$

Où  $p_v$  est la pénétration par tour de l'outil ( $p_v = 2\pi v / \Omega$ ) et les matrices  $G_A, G_B, G_C$  et  $G_D$  sont les caractéristiques directionnelles de l'outil de forage.

- *Efforts sur la garde passive*

Neubert (1997) considère que la garde passive est un élément de coupe à surface de frottement nulle qui pénètre la roche à faible profondeur de passe. Afin de prendre en compte le phénomène de frottement sur la garde passive, l'auteur suppose que chaque lame  $i$  possède un angle de coupe  $\Theta_i$  déterminé par ajustement sur des données expérimentales. Cet angle a été trouvé égal à environ  $58^\circ$ . L'angle de frottement entre la face de coupe des lames et la roche est lui aussi utilisé comme paramètre d'ajustement, il a été égal à environ  $27^\circ$ . Les lames sont supposées uniformément espacées d'un angle  $\Delta\Phi$  sur la circonférence de la garde passive de l'outil de forage. La position d'une lame  $i$  est repérée par l'angle  $\Phi_i$  sur le repère mobile de l'outil (Figure B.4).

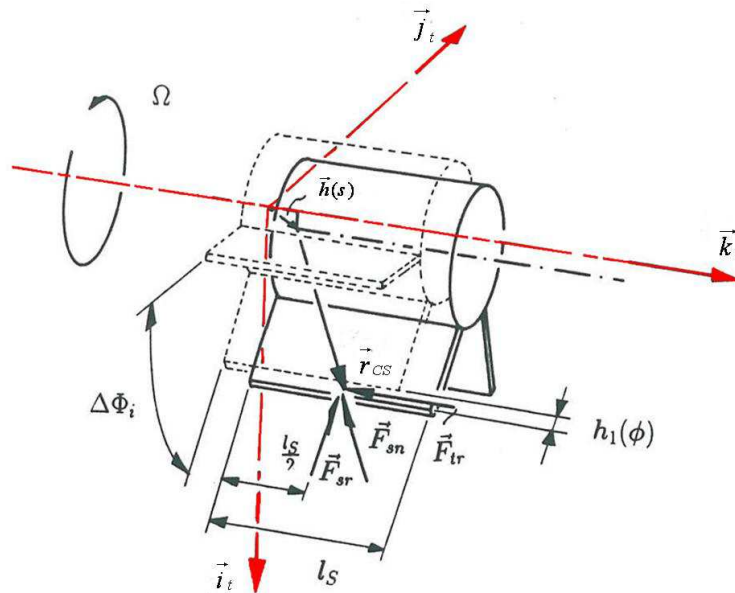


Figure B.4 : Cinématique de la garde passive selon Neubert (1997)

La figure B.5 illustre le déplacement élémentaire après une révolution de l'outil entre la profondeur  $s$  et  $(s + \Delta s)$ . Ce déplacement est représenté par le vecteur  $\vec{h}(s)$  :

$$\vec{h}(s) = \vec{r}(s + \Delta s) - \vec{r}(s) \quad (\text{Eq B.13})$$

L'outil est incliné d'un angle  $\delta_x(s)$  ou  $\delta_y(s)$  respectivement suivant les vecteurs  $\vec{i}_t$  et  $\vec{j}_t$  ( $\delta_x$  et  $\delta_y \ll 1$ ). L'auteur calcule géométriquement les sections de roche enlevées par chaque lame. Pour une profondeur de passe  $h(\Phi) > 0$  et une inclinaison  $\delta_y$ , elles sont la somme de trois surfaces de coupe  $\Delta A_1$ ,  $\Delta A_2$ , et  $\Delta A_3$ . Il parvient à exprimer les longueurs  $h_1$  et  $h_2$  sous la forme suivante :

$$h_1 = \frac{h_x - \frac{D_B}{2}(1 - \cos \delta_y)}{\cos \delta_y} \quad (\text{Eq B.14})$$

$$h_2 = L_s \sin \delta_y \quad (\text{Eq B.15})$$

Où  $L_s$  et  $D_B$  sont respectivement la longueur de la garde passive et le diamètre de l'outil. En négligeant  $\Delta A_3$  devant  $\Delta A_1$  et  $\Delta A_2$ , la surface de coupe sur chaque lame devient :

$$\Delta A = \Delta A_1 + \Delta A_2 = L_s^f h_x + \frac{L_s^2}{2} \delta_y \quad (\text{Eq B.16})$$

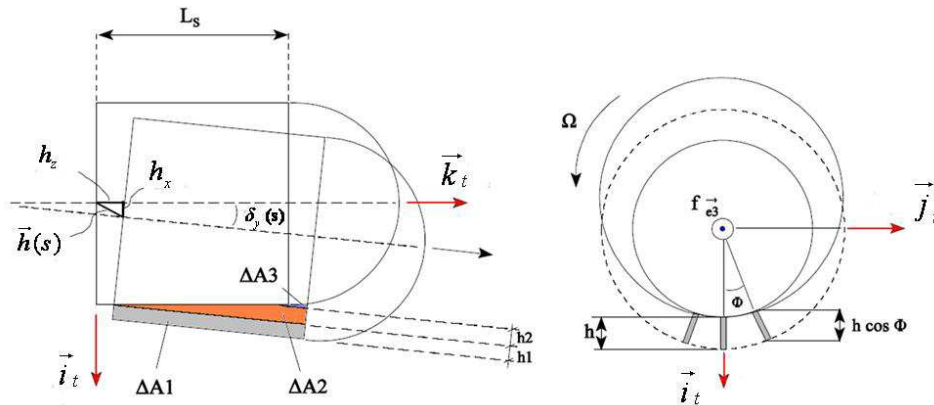


Figure B.5 : Description des surfaces de coupe de la garde passive selon Neubert (1997)

En remarquant qu'un élément de coupe  $i$  est repéré dans le plan  $(\vec{i}_t, \vec{j}_t)$  par l'angle  $\Phi_i$ , (Figure B.4), l'expression générale des efforts sur chaque élément  $i$  dans le repère fixe de l'outil prend la forme suivante :

$$\begin{aligned} \Delta \vec{F}_i &= \Delta \vec{F}_{ni} + \Delta \vec{F}_{ti} \\ &= \frac{V}{\Omega} |\Delta A| \begin{pmatrix} k_n \sin \Phi_i - k_t \cos \Phi_i \\ -k_n \sin \Phi_i - k_t \cos \Phi_i \\ 0 \end{pmatrix}^T \vec{e} \end{aligned} \quad (\text{Eq B.17})$$

$$\Delta \vec{M}_i = \vec{r}_{csi} \wedge \Delta \vec{F}_i \quad (\text{Eq B.18})$$

Où  $k_n$  et  $k_t$  sont les expressions des efforts selon le modèle de Cheatham et Daniels (1979) (Eq. B.5 & B.6) et  $\vec{r}_{csi}$  est le vecteur qui lie le point  $C$  au centre de gravité de la section de coupe de l'élément  $i$  (Figure B.4). Neubert (1997) fait l'hypothèse que l'outil reste droit dans le trou. Il considère, par conséquent, que la garde passive n'est en contact avec la

roche que sur la moitié de sa circonférence. L'intégration des efforts sur l'outil se fait par deux méthodes différentes :

**1<sup>ère</sup> méthode :** Chaque lame  $i$  enlève une section de roche au cours d'un tour de l'outil. Dans ce cas l'intégration des efforts sur la garde passive se fait en sommant la contribution de chaque lame  $i$  aux efforts :

$$\vec{F} = \sum_{i=1}^N \vec{F}_i \quad (\text{Eq B.19})$$

$$\vec{M} = \sum_{i=1}^N \vec{M}_i \quad (\text{Eq B.20})$$

**2<sup>ème</sup> méthode :** Les lames de la garde se comportent comme une seule lame de coupe équivalente. Cela revient à supposer que les lames sont si proches et si denses que  $\Delta\phi$  tend vers 0. Les efforts globaux sur la garde passive sont calculés par la relation suivante :

$$\vec{F} = \frac{\pi v L_s}{2\Omega} \left[ {}^f e_{rx} + \frac{L_s}{2} {}^f e'_{ax} \right] \begin{pmatrix} -k_t \\ -k_n \end{pmatrix} \quad (\text{Eq B.21})$$

La relation matricielle caractérisant le comportement directionnel de la garde passive prend la forme suivante :

$$\vec{F} = \underbrace{\frac{p_v L_s}{4} \begin{pmatrix} -k_t & k_n & 0 \\ -k_n & -k_t & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}}_{\text{effet de la translation}} \begin{pmatrix} {}^f e_{rx} \\ {}^f e_{ry} \\ {}^f e_{rz} \end{pmatrix} + \underbrace{\frac{p_v L_s^2}{8} \begin{pmatrix} -k_t & k_n & 0 \\ -k_n & -k_t & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}}_{\text{effet de la rotation}} \begin{pmatrix} {}^f e'_{ax} \\ {}^f e'_{ay} \\ {}^f e'_{az} \end{pmatrix} \quad (\text{Eq B.22})$$

$$\vec{M} = \underbrace{\frac{p_v L_s^2}{8} \begin{pmatrix} k_n & k_t & 0 \\ -k_t & k_n & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}}_{\text{effet de la translation}} \begin{pmatrix} {}^f e_{rx} \\ {}^f e_{ry} \\ {}^f e_{rz} \end{pmatrix} + \underbrace{\frac{p_v L_s^3}{12} \begin{pmatrix} k_n & k_t & 0 \\ -k_t & k_n & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}}_{\text{effet de la rotation}} \begin{pmatrix} {}^f e'_{ax} \\ {}^f e'_{ay} \\ {}^f e'_{az} \end{pmatrix} +$$

$$\underbrace{\frac{p_v L_s D_B k_n}{2\pi} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -\left| {}^f e_{rx} + \frac{L_s}{2} {}^f e'_{ax} \right| - \left| {}^f e_{ry} + \frac{L_s}{2} {}^f e'_{ay} \right| \end{pmatrix}}_{\text{effet du frottement}} \quad (\text{Eq B.23})$$

- *Efforts résultants sur l'outil*

Le comportement directionnel de l'outil est obtenu en additionnant les efforts de coupe de la structure de coupe et de la garde passive. L'auteur obtient le système matriciel suivant dans le repère local fixe lié à l'outil  ${}^f \underline{e}$  :

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = p_v \underbrace{\begin{pmatrix} g_{a11} & g_{a12} & 0 \\ -g_{a12} & g_{a11} & 0 \\ 0 & 0 & g_{a33} \end{pmatrix}}_{\text{effet de la translation}} \begin{pmatrix} {}^f e_{rx} \\ {}^f e_{ry} \\ {}^f e_{rz} \end{pmatrix} + p_v \underbrace{\begin{pmatrix} g_{b11} & g_{b12} & 0 \\ -g_{b12} & g_{b11} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}}_{\text{effet de la rotation}} \begin{pmatrix} {}^f e'_{ax} \\ {}^f e'_{ay} \\ {}^f e'_{az} \end{pmatrix} \quad (\text{Eq B.24})$$

$$\begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} = p_v \underbrace{\begin{pmatrix} g_{c11} & g_{c12} & 0 \\ -g_{c12} & g_{c11} & 0 \\ 0 & 0 & g_{c33} \end{pmatrix}}_{\text{effet de la translation}} \begin{pmatrix} {}^f e_{rx} \\ {}^f e_{ry} \\ {}^f e_{rz} \end{pmatrix} + p_v \underbrace{\begin{pmatrix} g_{d11} & g_{d12} & 0 \\ -g_{d12} & g_{d11} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}}_{\text{effet de la rotation}} \begin{pmatrix} {}^f e'_{ax} \\ {}^f e'_{ay} \\ {}^f e'_{az} \end{pmatrix} \quad (\text{Eq B.25})$$

Où :

- $p_v$  est la pénétration par tour de l'outil ( $p_v = 2\pi v / \Omega$ );
- $p_v^f e_{rx} = h_x$  est la translation élémentaire ( $mm/tr$ ) suivant l'axe  $\bar{i}_i$  ;
- $p_v^f e_{ry} = h_y$  est la translation élémentaire ( $mm/tr$ ) suivant l'axe  $\bar{j}_i$  ;
- $p_v^f e_{rz} = h_z$  est la translation élémentaire ( $mm/tr$ ) suivant l'axe  $\bar{k}_i$  ;
- $p_v^f e'_{ax} = \delta_x$  est la rotation élémentaire ( $^\circ/tr$ ) suivant l'axe  $\bar{i}_i$  ;
- $p_v^f e'_{ay} = \delta_y$  est la rotation élémentaire ( $^\circ/tr$ ) suivant l'axe  $\bar{j}_i$  ;
- $g_{aj}$ ,  $g_{bj}$ ,  $g_{cj}$  et  $g_{dij}$  sont les coefficients des matrices directionnelles.

Neubert (1997) remarque que les efforts latéraux générés par la structure de coupe sont faibles devant ceux générés par la garde passive. Il note aussi que les coefficients des matrices sont peu sensibles aux déplacements par tour de l'outil. Il les considère, par conséquent, constants quelle que soit la cinématique considérée.

#### DISCUSSION

Dans son modèle d'interaction outil-roche, Neubert (1997) suppose que l'outil reste toujours droit dans le trou et ne prend pas en compte l'effet d'un angle de *tilt* éventuel sur le comportement directionnel. L'auteur n'a pas analysé la contribution des méplats d'usure ou des chanfreins, généralement présents sur les pastilles PDC, sur les efforts. C'est ce qui pourrait expliquer la sous-estimation des efforts sur l'outil par son modèle. C'est ce qui pousse l'auteur à utiliser un angle de frottement PDC-roche important ( $\theta_f = 27^\circ$ ) pour coller aux valeurs réelles des efforts.

Bien que la garde active soit un élément indispensable sur les outils de forage de type monobloc PDC, le modèle d'interaction outil-roche de Neubert (1997) n'intègre pas l'étude de cette partie de l'outil. Cela contribue à la sous-estimation de l'agressivité latérale de l'outil étudié.

Il est communément admis dans la littérature que la garde passive est un élément de coupe à faible agressivité latérale. Cela est dû à la présence d'une surface de frottement importante qui assure la stabilité de l'outil et qui génère des efforts de frottement considérables. Bien qu'il soit le cas, Neubert (1997) fait l'hypothèse que cette partie de l'outil est équivalente à un ensemble de lames aiguisées coupant la roche à de faibles profondeurs de passe. L'absence des surfaces de frottement est compensée par la prise en compte d'un angle de coupe important ( $\theta_l = 58^\circ$ ). Cependant, cette simplification entraîne que l'angle de *walk* de la garde passive est de l'ordre de  $-5^\circ$  (tendance gauche). Cela ne correspond pas à la réalité car les gardes passives, qui sont essentiellement des zones de frottement, ont généralement un angle de *walk* qui est proche de l'angle de frottement lame-roche, égal dans ce cas à  $27^\circ$ .

## ANNEXE B.2 MODELE DE MENAND (2001)

Au cours de ses travaux, Menand (2001) a analysé le comportement directionnel d'un outil de type monobloc PDC dans une roche isotrope. À l'instar de Neubert (1997), le déplacement élémentaire par tour de l'outil est caractérisé par une translation suivant les trois axes du système des coordonnées global et par une rotation autour des deux axes perpendiculaires à l'axe de symétrie de l'outil. L'auteur suppose que l'outil reste droit dans le trou. Il aboutit à une relation affine reliant les efforts de coupe sur l'outil aux déplacements par tour de ce dernier.

Soit  $(X_t, Y_t, Z_t)$  le repère de vecteurs unitaires respectifs  $\vec{i}_t, \vec{j}_t$  et  $\vec{k}_t$ . Ce repère reste fixe durant une révolution de l'outil. Le repère  $(U_r, U_s, U_v)$ , de vecteurs unitaires respectifs  $\vec{r}, \vec{s}$  et  $\vec{v}$ , est lié à la position d'un point du profil de coupe de l'outil. Soit  $\vec{n}$  le vecteur normal à chaque point du profil de coupe. Il fait un angle  $\nu(t)$  avec l'axe  $U_r$  du repère local, comme le montre la figure B.6. Chaque point situé sur l'enveloppe de l'outil est caractérisé par ses coordonnées cylindriques dans le repère global  $(\theta, R(t), Z(t))$ , où  $t$  représente l'abscisse curviligne suivant le profil de coupe.

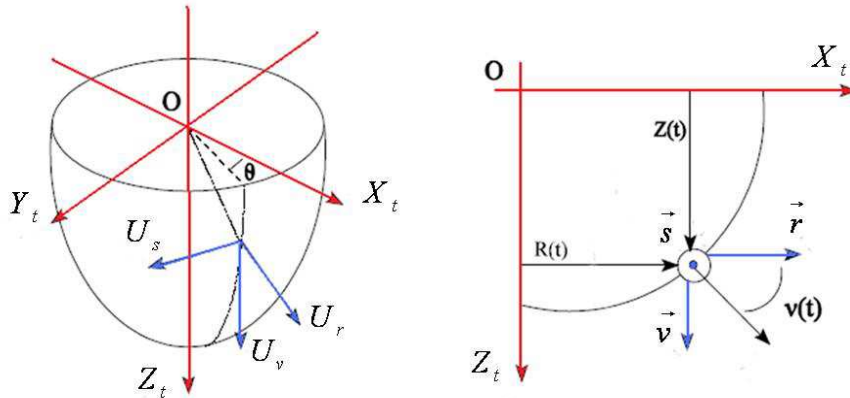


Figure B.6 : Définition des angles et des repères sur le profil de coupe selon Menand (2001)

Le volume de roche détruit au cours d'une révolution de l'outil est défini par la translation du front de coupe des quantités  $h_x, h_y$  et  $h_z$  et par la rotation d'angles  $\delta_x$  et  $\delta_y$  respectivement autour des axes  $X_t$  et  $Y_t$  passant par le point  $C$ , situé sur l'axe de symétrie de l'outil entre le corps de ce dernier et l'embout fileté. L'auteur calcule, pour chaque point de l'outil, la profondeur de passe projetée sur la normale  $\vec{n}$  selon la relation suivante :

$$h(t, \theta) = \left[ (L_s + L_{gp} + Z(t))\delta_y + h_x \right] \cos \nu(t) \cos \theta + \left[ -(L_s + L_{gp} + Z(t))\delta_x + h_y \right] \cos \nu(t) \sin \theta + h_z \sin \nu(t) \quad (\text{Eq B.26})$$

Où  $L_s$  représente la longueur du corps de l'outil (*Shank*) et  $L_{gp}$  la longueur de la garde passive.

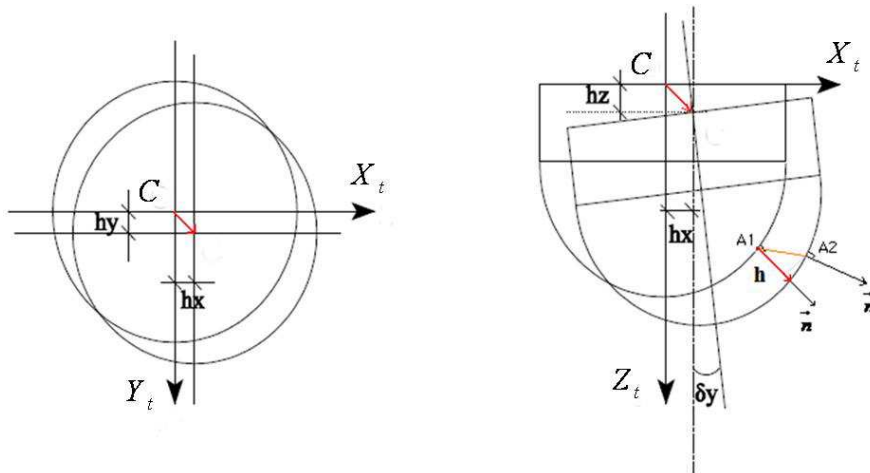


Figure B.7 : Déplacement élémentaire de l'outil selon Menand (2001)

### Efforts sur la structure de coupe

Menand (2001) simplifie la structure de coupe en ramenant toutes les pastilles PDC dans un même plan vertical contenant l'axe de révolution de l'outil (Figure B.8). Le profil de coupe passe par tous les points de contact entre les pastilles PDC et la roche. Il se ramène ainsi au cas d'une lame équivalente et suppose que la quantité de roche enlevée au cours d'une révolution de l'outil est indépendante de la position radiale des pastilles PDC. En s'appuyant sur les résultats des travaux de Simon (1996), l'auteur préconise que cette hypothèse ne discrédite pas les résultats d'un modèle calculant les interactions exactes entre les pastilles et la roche et n'introduit pas d'écart important entre les deux méthodes de calcul.

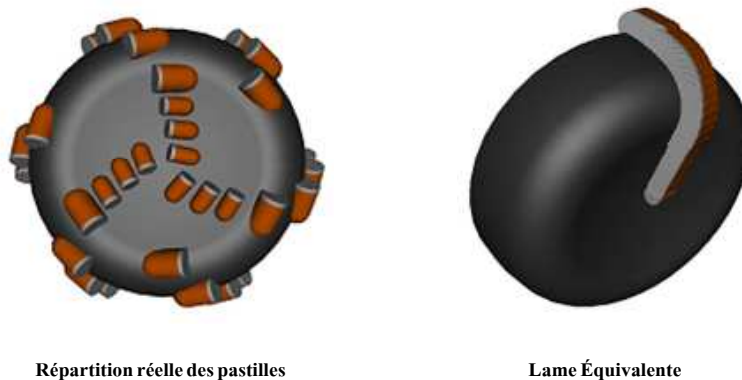


Figure B.8 : Simplification du profil de la structure de coupe

Connaissant la répartition des méplats d'usure et des chanfreins sur la lame équivalente, l'auteur intègre les efforts de coupe sur chaque section élémentaire du profil de coupe  $dS_c = h dt$ , où  $h$  représente la profondeur de passe et  $dt$  un incrément de longueur sur le profil de coupe (Figure B.9).



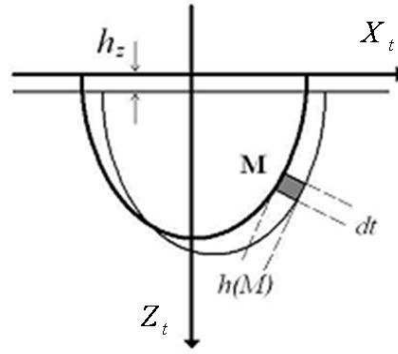


Figure B.9 : Section élémentaire de coupe selon Menand (2001)

Les expressions des efforts nécessaires à la coupe de la section élémentaire de roche  $dS_c$  sont celles déterminées par le modèle d'interaction élémentaire de Menand (2001) qui est détaillé dans le paragraphe 2.2.2.3 :

$$dF_c(t, \theta) = \underbrace{dF_c^c(t, \theta)}_{\text{force de coupe}} + \underbrace{dF_c^f(t, \theta)}_{\text{force de frottement}} \quad (\text{Eq B.27})$$

$$dF_c(t, \theta) = R_{eq}(t)h(t, \theta)dt + \sigma_n \tan(\theta_f) dS_{f\text{ usure}}(t)$$

$$dF_n(t, \theta) = \underbrace{dF_n^c(t, \theta)}_{\text{force de coupe}} + \underbrace{dF_n^f(t, \theta)}_{\text{force de frottement}} \quad (\text{Eq B.28})$$

$$dF_n(t, \theta) = R_{eq}(t) \frac{\tan(\theta_f) + k \tan(\omega_c(t))}{1 + k \tan(\varphi') \tan(\omega_c(t))} h(t, \theta)dt + \sigma_n dS_{f\text{ usure}}(t)$$

Où  $\omega_c(t)$  est l'angle de coupe moyen des pastilles PDC sur une même position radiale de la structure de coupe,  $dS_{f\text{ usure}}(t)$  est la surface élémentaire d'usure,  $\theta_f$  est l'angle de frottement PDC-roche,  $\varphi'$  est l'angle de frottement roche broyée-roche saine,  $R_{eq}(t)$  est la résistance à la coupe de la roche (cf Eq 2.18) et  $k$  est un coefficient d'ajustement.

La projection de ces efforts dans le repère local  $(U_r, U_s, U_v)$  donne :

$$\begin{cases} dF_r(t, \theta) = -\cos\nu(t) dF_n(t, \theta) \\ dF_s(t, \theta) = -dF_c(t, \theta) \\ dF_v(t, \theta) = -\sin\nu(t) dF_n(t, \theta) \end{cases} \quad (\text{Eq B.29})$$

Les efforts de coupe moyens par tour sur la structure de coupe, déterminés au point C et dans le repère  $(X_t, Y_t, Z_t)$ , sont obtenus par intégration des efforts élémentaires sur la totalité du profil quand la profondeur de passe  $h(t, \theta)$  est positive (l'outil pénètre dans la roche) :

$$\begin{cases} F_x = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta} \int [dF_r(t, \theta) \cos \theta - dF_s(t, \theta) \sin \theta] d\theta \\ F_y = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta} \int [dF_r(t, \theta) \sin \theta + dF_s(t, \theta) \cos \theta] d\theta \\ F_z = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta} \int dF_v(t, \theta) d\theta \end{cases} \quad (\text{Eq B.30})$$

$$\begin{cases} M_x = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta} \int [-(L_s + L_{gp} + Z(t))(dF_r(t, \theta) \sin \theta + dF_s(t, \theta) \cos \theta) + R(t) \sin \theta dF_v(t, \theta)] d\theta \\ M_y = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta} \int [(L_s + L_{gp} + Z(t))(dF_r(t, \theta) \cos \theta - dF_s(t, \theta) \sin \theta) - R(t) \cos \theta dF_v(t, \theta)] d\theta \\ M_z = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta} \int R(t) dF_v(t, \theta) d\theta \end{cases} \quad (\text{Eq B.31})$$

Menand (2001) aboutit à une relation matricielle qui lie les efforts de coupe sur la structure de coupe aux déplacements par tour de l'outil de forage. Pour des déplacements latéraux faibles devant les déplacements axiaux (cas général du forage directionnel), l'auteur obtient :

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} Tsc_{11} & Tsc_{12} & 0 \\ -Tsc_{12} & Tsc_{11} & 0 \\ 0 & 0 & T_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} h_x \\ h_y \\ h_z \end{pmatrix}}_{\text{Force due à la translation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} Rsc_{11} & Rsc_{12} & 0 \\ Rsc_{21} & Rsc_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_y \\ -\delta_x \\ 0 \end{pmatrix}}_{\text{Force due à la rotation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} Fsc_1 \\ Fsc_2 \\ Fsc_3 \end{pmatrix}}_{\text{Force due au frottement}} \quad (\text{Eq B.32})$$

$$\begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} T'sc_{11} & T'sc_{12} & 0 \\ -T'sc_{12} & T'sc_{11} & 0 \\ T'sc_{31} & T'sc_{32} & T'sc_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} h_x \\ h_y \\ h_z \end{pmatrix}}_{\text{Moment dû à la translation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} R'sc_{11} & R'sc_{12} & 0 \\ R'sc_{21} & R'sc_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_y \\ -\delta_x \\ 0 \end{pmatrix}}_{\text{Moment dû à la rotation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} Msc_1 \\ Msc_2 \\ Msc_3 \end{pmatrix}}_{\text{Moment dû au frottement}} \quad (\text{Eq B.33})$$

Les coefficients  $Tsc_{ij}$  et  $T'sc_{ij}$  dépendent de la géométrie de la structure de coupe.

- *Efforts sur la garde active*

La garde active est composée de pastilles PDC tronquées (*trimmer*). Chaque *trimmer* possède une surface de frottement  $S_{f \text{ trim}}$  et une longueur de contact  $L_{g \text{ trim}}$ . Comme pour la structure de coupe, Menand (2001) simplifie le profil de coupe de la garde active en lui attribuant des caractéristiques équivalentes :

- un angle de coupe  $\omega_{c \text{ ga}}$  ;
- une longueur de profil de coupe égale à  $L_{ga}$  avec un angle d'inclinaison  $\nu(t) = 0$  ;
- une surface de frottement totale égale à :  $S_{f \text{ ga}} = \sum_{N=1}^{N_{ga \text{ trim}}} S_{f \text{ trim}}$

L'auteur calcule les efforts de coupe élémentaires qui s'exercent sur la garde active comme suit :

$$dF_c(t, \theta) = \underbrace{dF_c^c(t, \theta)}_{\text{force de coupe}} + \underbrace{dF_c^f(t, \theta)}_{\text{force de frottement}} \quad (\text{Eq B.34})$$

$$dF_c(t, \theta) = R_{eq}(t)h(t, \theta)dt + \sigma_n \mu dS_{f_{ga}}(t)$$

$$dF_n(t, \theta) = \underbrace{dF_n^c(t, \theta)}_{\text{force de coupe}} + \underbrace{dF_n^f(t, \theta)}_{\text{force de frottement}} \quad (\text{Eq B.35})$$

$$dF_n(t, \theta) = R_{eq}(t) \frac{\tan(\theta_f) + k \tan(\omega_c(t))}{1 + k \tan(\varphi') \tan(\omega_c(t))} h(t, \theta)dt + \sigma_n dS_{f_{ga}}(t)$$

Où  $\sigma_n$  est la contrainte normale de frottement sous le méplat du *trimmer* et  $\mu$  le coefficient de frottement méplat du *trimmer*-roche qui est assimilé à  $\tan(\varphi)$  avec  $\varphi$  l'angle de frottement interne de la roche.

Les efforts de coupe, déterminés au point C de l'outil et dans le repère  $(X_t, Y_t, Z_t)$ , sont obtenus par l'intégration des efforts élémentaires le long de la garde active ( $L_{g_{trim}}$ ) et sur la moitié de la superficie. En effet, étant droit dans le trou et pour des déplacements latéraux par tour faibles devant les déplacements axiaux, l'auteur stipule que l'outil de forage n'est en contact que sur la moitié de sa superficie avec la roche. Il aboutit enfin au système matriciel suivant qui relie les efforts de coupe aux déplacements par tour de la garde active :

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} Tga_{11} & Tga_{12} & 0 \\ -Tga_{12} & Tga_{11} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} h_x \\ h_y \\ h_z \end{pmatrix}}_{\text{Force due à la translation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} Rga_{11} & Rga_{12} & 0 \\ -Rga_{12} & Rga_{11} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_y \\ -\delta_x \\ 0 \end{pmatrix}}_{\text{Force due à la rotation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} Fga_1 \\ Fga_2 \\ 0 \end{pmatrix}}_{\text{Force due au frottement}} \quad (\text{Eq B.36})$$

$$\begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} T'ga_{11} & T'ga_{12} & 0 \\ -T'ga_{12} & T'ga_{11} & 0 \\ T'ga_{31} & T'ga_{32} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} h_x \\ h_y \\ h_z \end{pmatrix}}_{\text{Moment dû à la translation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} R'ga_{11} & R'ga_{12} & 0 \\ -R'ga_{21} & R'ga_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_y \\ -\delta_x \\ 0 \end{pmatrix}}_{\text{Moment dû à la rotation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} Mga_1 \\ Mga_2 \\ Mga_3 \end{pmatrix}}_{\text{Moment dû au frottement}} \quad (\text{Eq B.37})$$

- *Efforts sur la garde passive*

À l'instar de Neubert (1997), Menand (2001) simplifie le profil de la garde passive en le modélisant par une lame équivalente de longueur  $L_{gp}$  qui possède une surface de frottement effective importante. La valeur de cette surface de frottement est utilisée comme paramètre d'ajustement du modèle. Les efforts de coupe élémentaires s'exerçant sur la garde passive équivalente sont donnés par :

$$dF_c(t, \theta) = \underbrace{dF_c^c(t, \theta)}_{\text{force de coupe}} + \underbrace{dF_c^f(t, \theta)}_{\text{force de frottement}} \quad (\text{Eq B.38})$$

$$dF_c(t, \theta) = R_{eq}(t)h(t, \theta)dt + R_c \tan(\theta_f) dS_{f_{gp}}(t)$$

$$dF_n(t, \theta) = \underbrace{dF_n^c(t, \theta)}_{\text{force de coupe}} + \underbrace{dF_n^f(t, \theta)}_{\text{force de frottement}} \quad (\text{Eq B.39})$$

$$dF_n(t, \theta) = R_{eq}(t) \frac{\tan(\theta_f) + k \tan(\omega_c(t))}{1 + k \tan(\theta_f) \tan(\omega_c(t))} h(t, \theta) dt + R_c dS_{f_{gp}}(t)$$

La contrainte sous la garde passive est supposée être égale la résistance à la compression simple de la roche  $R_c$ ,  $\theta_f$  est l'angle de frottement PDC-roche et  $\omega_{gp}$  l'angle de coupe de la lame équivalente qui est lui aussi utilisé comme paramètre d'ajustement du modèle (varie entre  $0^\circ$  et  $45^\circ$ ).

En adoptant les mêmes hypothèses utilisées dans l'étude de la garde active, l'auteur suppose que la garde passive est en contact avec la roche sur la moitié de sa superficie. Il aboutit, par conséquent, au système matriciel reliant les efforts de coupe aux déplacements par tour de l'outil :

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} Tgp_{11} & Tgp_{12} & 0 \\ -Tgp_{12} & Tgp_{11} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} h_x \\ h_y \\ h_z \end{pmatrix}}_{\text{Force due à la translation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} Rgp_{11} & Rgp_{12} & 0 \\ -Rgp_{12} & Rgp_{11} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_y \\ -\delta_x \\ 0 \end{pmatrix}}_{\text{Force due à la rotation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} Fgp_1 \\ Fgp_2 \\ 0 \end{pmatrix}}_{\text{Force due au frottement}} \quad (\text{Eq B.40})$$

$$\begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} T'gp_{11} & T'gp_{12} & 0 \\ -T'gp_{12} & T'gp_{11} & 0 \\ T'gp_{31} & T'gp_{32} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} h_x \\ h_y \\ h_z \end{pmatrix}}_{\text{Moment dû à la translation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} R'gp_{11} & R'gp_{12} & 0 \\ -R'gp_{21} & R'gp_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_y \\ -\delta_x \\ 0 \end{pmatrix}}_{\text{Moment dû à la rotation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} Mgp_1 \\ Mgp_2 \\ Mgp_3 \end{pmatrix}}_{\text{Moment dû au frottement}} \quad (\text{Eq B.41})$$

- *Efforts résultants sur l'outil*

Afin d'évaluer le comportement directionnel de l'outil, l'auteur additionne les efforts de la structure de coupe, de la garde active et de la garde passive. Il obtient la relation matricielle ci-dessous reliant les efforts sur l'outil aux déplacements par tour de ce dernier :

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} T_{11} & T_{12} & 0 \\ -T_{12} & T_{11} & 0 \\ 0 & 0 & T_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} h_x \\ h_y \\ h_z \end{pmatrix}}_{\text{Force due à la translation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} R_{11} & R_{12} & 0 \\ R_{21} & R_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_y \\ -\delta_x \\ 0 \end{pmatrix}}_{\text{Force due à la rotation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{pmatrix}}_{\text{Force due au frottement}} \quad (\text{Eq B.42})$$

$$\begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} T'_{11} & T'_{12} & 0 \\ -T'_{12} & T'_{11} & 0 \\ T'_{31} & T'_{32} & T'_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} h_x \\ h_y \\ h_z \end{pmatrix}}_{\text{Moment dû à la translation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} R'_{11} & R'_{12} & 0 \\ R'_{21} & R'_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_y \\ -\delta_x \\ 0 \end{pmatrix}}_{\text{Moment dû à la rotation}} + \underbrace{\begin{pmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_3 \end{pmatrix}}_{\text{Moment dû au frottement}} \quad (\text{Eq B.43})$$

Menand (2001) remarque que la rotation de l'outil a une influence négligeable sur les efforts. Il note, par ailleurs, que l'angle de *walk* généré par les gardes active et passive est toujours négatif, corroborant ce qui a été démontré expérimentalement par plusieurs autres travaux rencontrés dans la littérature.

## DISCUSSION

À l'encontre de Neubert (1997), Menand (2001) présente un modèle d'interaction outil-roche qui tient compte de différentes parties de l'outil (structure de coupe, garde active et garde passive). La simplification de la structure de coupe permet de faciliter le calcul des efforts de coupe sans pour autant s'écarter des résultats trouvés avec la prise en compte de l'emplacement exact des pastilles sur l'outil. L'auteur utilise son modèle élémentaire de coupe qui intègre l'influence du chanfrein, du méplat d'usure et du *trimmer* sur les efforts de coupe. Cela donne une estimation plus réaliste de l'angle du *walk* de l'outil.

Bien que l'auteur ait remarqué que le *tilt* a une influence importante sur le comportement directionnel de l'outil, ce paramètre n'a pas été pris en compte dans son modèle. Par ailleurs, l'outil est supposé être droit dans le trou et les efforts élémentaires de coupe ne sont intégrés que sur la moitié de la superficie des gardes. Cette hypothèse aura sans doute des conséquences sur la détermination des propriétés directionnelles de l'outil et donc du comportement directionnel du système de forage.

Menand (2001) ne propose, en revanche, aucune modélisation analytique du frottement sur la garde passive. En effet, les efforts de coupe sur les gardes passives étudiées dans le cadre de sa thèse étaient estimés semi-empiriquement par ajustement du modèle sur des données expérimentales en jouant sur les valeurs de la surface effective de frottement  $S_{f_{gp}}$  et de l'angle de coupe de la lame équivalente  $\omega_{gp}$ . En plus, le choix de l'angle de frottement entre la garde passive et la roche, comme un frottement de type métal-roche, nous paraît inapproprié car nous avons remarqué l'existence d'une couche de roche broyée qui circule à l'interface entre la garde passive et la roche au cours d'essais de frottement.

## ANNEXE B.3 MODELE DE PERNEDER &amp; DETOURNAY (2012)

Au cours de leurs travaux, Perneder & Detournay (2012) ont analysé le comportement directionnel de la structure de coupe d'un outil de type monobloc PDC forant une roche homogène. À l'encontre de Neubert (1997) et de Menand (2001), le déplacement élémentaire par tour de l'outil est caractérisé par une translation dans le plan contenant l'axe de symétrie de l'outil (azimut constant) et par une rotation autour de l'axe orthogonal à ce plan. Les auteurs supposent que l'outil reste toujours droit dans le trou. Ils aboutissent à une relation linéaire reliant les efforts sur l'outil aux déplacements par tour de ce dernier.

Soit  $(X, Y, Z)$  le repère global fixe, de vecteurs unitaires respectifs  $(\bar{i}, \bar{j}, \bar{k})$ , et  $(X_t, Y_t, Z_t)$  le repère local stationnaire lié à l'outil de forage de vecteurs unitaires respectifs  $(\bar{i}_t, \bar{j}_t, \bar{k}_t)$  (Figure B.10). Les auteurs considèrent le point  $C$ , situé en bas de l'outil et sur son axe de symétrie, comme point de référence pour la rotation et le calcul des moments de coupe. La cinématique de l'outil est caractérisée par la vitesse de rotation de l'outil autour de son axe de symétrie  $\Omega$ , le vecteur de translation  $\bar{h} = [h_x \ h_y \ h_z]^T$  et celui de rotation  $\bar{\delta} = [\delta_x \ \delta_y]^T$ , donnés par les relations suivantes :

$$\bar{h} = \frac{2\pi\bar{v}}{\Omega} \quad (\text{Eq B.44})$$

$$\bar{\delta} = \frac{2\pi\bar{\omega}}{\Omega} \quad (\text{Eq B.45})$$

Où  $\bar{v} = [v_x \ v_y \ v_z]^T$  représente la vitesse de l'outil et  $\bar{\omega} = [\omega_x \ \omega_y]^T$  la vitesse angulaire par rapport aux axes orthogonaux à l'axe de symétrie de l'outil ( $X_t, Y_t$ ). Vu que l'outil se déplace uniquement dans le plan ( $X_t, Z_t$ ), alors la pénétration latérale selon l'axe  $Y_t$ ,  $h_y$ , ainsi que la rotation par rapport à  $X_t$ ,  $\delta_x$ , sont nulles.

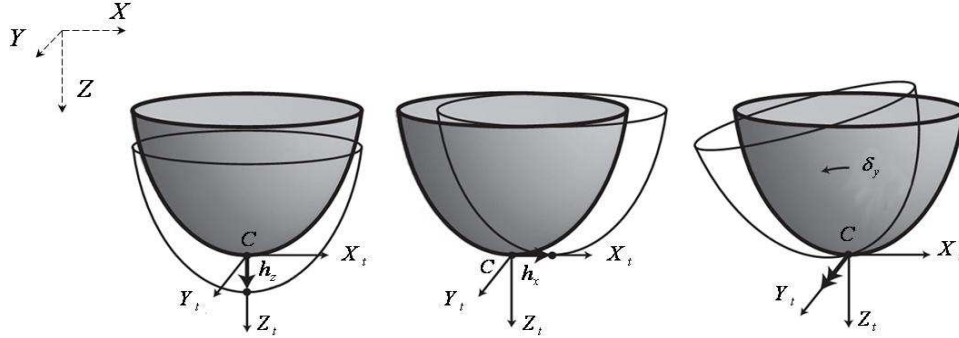


Figure B.10 : Déplacement élémentaire de l'outil selon Perneder & Detournay (2012)

Afin de localiser les points situés sur le profil de coupe de l'outil, Perneder & Detournay (2012) introduisent un repère local d'origine  $C$ , et qui fait un angle  $\theta$  par rapport à  $X_t$ . Chaque point  $P$  est localisé par ses coordonnées cylindriques  $\xi(t) = (R(t), \theta, Z(t))$  dans le repère  $(U_r, U_s, U_v)$ , de vecteurs unitaires respectifs  $(\bar{r}, \bar{s}, \bar{v})$ , où  $t$  représente l'abscisse curviligne suivant le profil de coupe (Figure B.11). La normale à la structure de coupe en chaque point  $P$ ,  $\bar{n}$ , est définie comme suit :

$$\bar{n} = \frac{dZ}{dt}\bar{r} - \frac{dR}{dt}\bar{v} \quad (\text{Eq B.46})$$

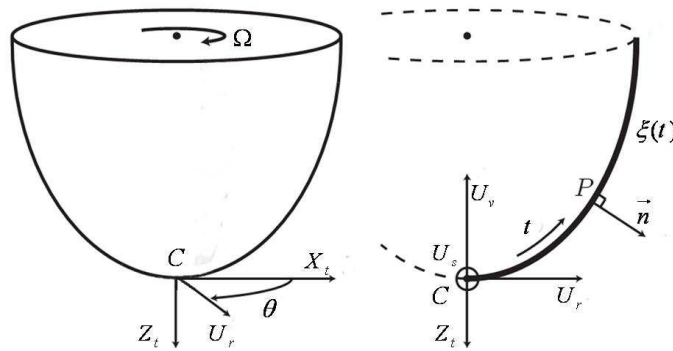


Figure B.11 : Coordonnées d'un point du profil de coupe selon Perneder & Detournay (2012)

À l'instar de Menand (2001), les auteurs simplifient la structure de coupe en ramenant toutes les pastilles PDC dans un même plan vertical contenant l'axe de révolution de l'outil  $Z_t$ . Le profil de coupe passe par tous les points de contact entre les pastilles PDC et la roche. Ils se ramènent ainsi au cas d'une lame équivalente et supposent que le volume de

roche enlevé au cours d'une révolution de l'outil est indépendant de la position radiale des pastilles PDC. Les auteurs prennent en compte l'existence de méplats d'usure sur les pastilles en introduisant une surface de frottement le long de la lame équivalente.

Perneder & Detournay (2012) calculent la profondeur de passe sur chaque point  $P$  du profil de coupe étant donné un déplacement par tour de l'outil de forage. Cette profondeur de passe correspond à la projection du vecteur déplacement de  $P$  vers  $P'$ ,  $\delta\vec{h}(t, \theta)$ , sur la normale au profil de coupe  $\vec{n}(P)$ , comme le montre la figure B.12, sachant que :

$$\delta\vec{h}(t, \theta) = (h_z - R(t) \delta_y \cos \theta) \vec{k}_t + (h_x - Z(t) \delta_y) \vec{i}_t \quad (\text{Eq B.47})$$

La profondeur de passe  $h$  au point  $P$  est donnée par :

$$\delta h_n(t, \theta) = \delta\vec{h}(t, \theta) \cdot \vec{n} \quad (\text{Eq B.48})$$

L'outil de forage ne coupe réellement la roche que si et seulement si la profondeur de passe est positive. Cette condition se traduit par la relation suivante :

$$h(t, \theta) = \begin{cases} \delta h_n(t, \theta) & \text{si } \delta h_n(t, \theta) > 0 \\ 0 & \text{si } \delta h_n(t, \theta) \leq 0 \end{cases} \quad (\text{Eq B.49})$$

Finalement, le volume de roche coupé après un tour d'outil est calculé par :

$$|\delta V_r| = \int_0^{\ell} R(t) \int_0^{2\pi} h(t, \theta) d\theta dt \quad (\text{Eq B.50})$$

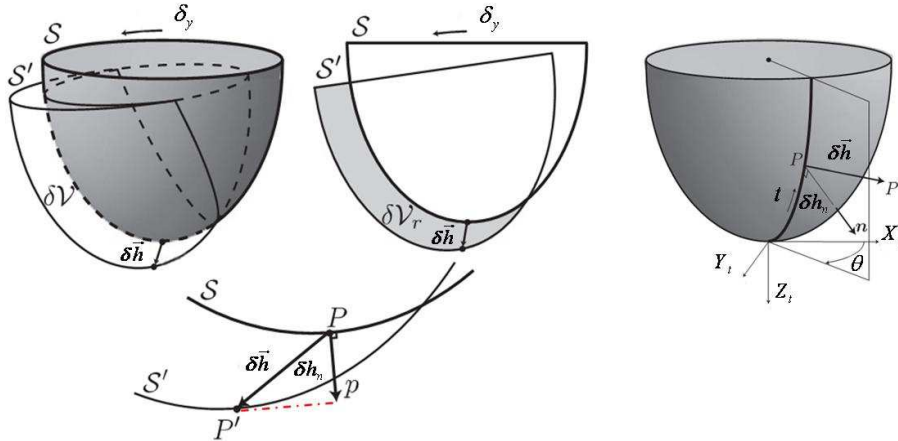


Figure B.12 : Profondeur de passe sur la structure de coupe selon Perneder & Detournay (2012)

- Efforts résultants sur l'outil

Afin de calculer les efforts nécessaires au forage d'une section élémentaire de roche,  $dS_c = h(t, \theta) dt$ , les auteurs utilisent le modèle élémentaire de coupe de Detournay (1992) détaillé dans le paragraphe 2.2.2.1. En revanche, Perneder & Detournay (2012) l'ont adapté pour qu'il prenne en compte le cas de faibles profondeurs de coupe (Figure B.13). Ils ont introduit une profondeur de passe critique,  $h^*$ , au-dessous de laquelle les efforts de coupe

sont essentiellement générés par le frottement du méplat d'usure contre la roche. Ils stipulent que  $h^*$  est proportionnelle à la longueur du méplat d'usure  $\ell_{frot}$ . Le modèle élémentaire de coupe, pour une largeur unitaire du taillant, est conditionné à la valeur de  $h^*$  comme suit :

$$\text{Régime I : } (0 < h < h^*) \quad \begin{cases} F_n = \zeta' \varepsilon h \\ F_t = \zeta'' \varepsilon h \end{cases} \quad (\text{Eq B.51})$$

$$\text{Régime II : } (h \geq h^*) \quad \begin{cases} F_n = \sigma \lambda + \zeta \varepsilon h \\ F_t = \mu \sigma \lambda + \varepsilon h \end{cases} \quad (\text{Eq B.52})$$

Où :  $F_n$  est l'effort normal de coupe ;

$F_t$  est l'effort tangentiel de coupe ;

$\varepsilon$  est l'énergie spécifique intrinsèque de coupe ;

$\zeta$  est l'angle de frottement face d'attaque-roche ;

$\sigma$  est la contrainte normale de frottement qui est assimilée à la résistance à la compression simple de la roche ;

$\mu$  est le coefficient de frottement à l'interface méplat d'usure-roche ;

$\zeta'$  et  $\zeta''$  sont deux coefficients d'ajustement qui traduisent l'augmentation de la surface effective de frottement sur le méplat d'usure en fonction de la profondeur de passe  $h$ .

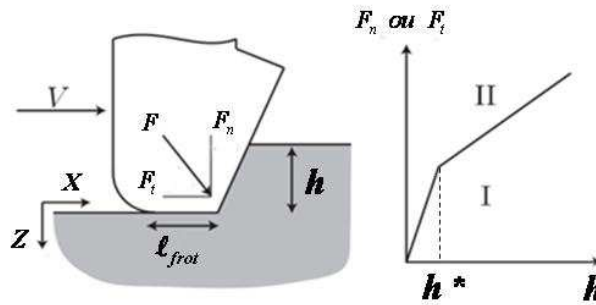


Figure B.13 : Efforts de coupe sur un taillant usé selon Perneder & Detournay (2012)

Les auteurs notent que les profondeurs de passe sur une structure de coupe se situent généralement dans le *Régime II*, en revanche, ceux sur la garde passive se situent dans le *Régime I* puisque son agressivité latérale est faible.

Connaissant les profondeurs de passe et la répartition des méplats d'usure, Perneder & Detournay (2012) calculent les efforts de coupe en intégrant les efforts élémentaires sur la totalité du profil. Ils aboutissent à une relation matricielle liant les efforts sur l'outil aux déplacements moyens par tour de ce dernier. Pour un déplacement élémentaire dans le plan  $(X, Z)$ , la loi d'interaction outil-roche est résumée comme suit :



$$\begin{Bmatrix} F_z \\ F_x \\ F_y \\ M_x \\ M_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{11} & 0 & 0 \\ 0 & L_{22} & L_{24} \\ 0 & -L_{23} & -L_{25} \\ 0 & L_{42} & L_{44} \\ 0 & -L_{43} & -L_{45} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} h_z \\ h_x \\ \delta_y \end{Bmatrix} \quad (\text{Eq B.53})$$

Où  $F_z$  est l'effort axial sur l'outil ;

$F_x$  et  $F_y$  sont les projections de la force latérale respectivement sur  $X_t$  et  $Y_t$ .

$M_x$  et  $M_y$  sont les moment de torsion respectivement autour de  $X_t$  et  $Y_t$ .

Finalement, les auteurs remarquent que l'effet de la rotation de l'outil,  $\delta_y$ , sur les efforts de coupe peut être simplifié, car il est généralement de l'ordre de  $\approx(10^{-5})$  dans le cas des forages dirigés habituels.

#### DISCUSSION

Le modèle d'interaction outil-roche de Perneder & Detournay (2012), détaillé ci-dessus, relève une multitude de points communs avec celui de Menand (2001). Néanmoins, les auteurs se sont contentés, en guise de simplification, de modéliser la structure de coupe par une demi-sphère. Le fait de ne pas prendre en compte l'effet du cône intérieur et extérieur sur le bilan des efforts, risque d'altérer le calcul de l'angle du *walk* sur la structure de coupe.

Bien que la garde active soit un élément important des outils de forage de type PDC, elle n'a pas été prise en compte dans ce modèle. Cela pourrait contribuer à la surestimation de l'agressivité latérale de l'outil étudié.

Perneder & Detournay (2012) ne proposent aucune modélisation analytique du frottement sur la garde passive. Ils préconisent que les efforts encaissés par cette partie de l'outil sont dus au broyage de la roche à de faibles profondeurs de passe (*Régime I*). En effet, ces efforts sont estimés empiriquement par l'ajustement des coefficients de frottement,  $\zeta'$  et  $\zeta''$ . Cette modélisation n'intègre pas l'influence de la disposition, du nombre et de la géométrie des lames de la garde passive. Cela faussera inévitablement le calcul de la tendance azimutale de l'outil de forage.

Bien que Detournay (2010) ait publié un brevet illustrant un dispositif expérimental pour l'étude de l'influence du *tilt* sur les propriétés directionnelles de l'outil, Perneder & Detournay (2012) n'ont pas modélisé ce paramètre et supposent que l'outil reste toujours droit dans le trou. Cette hypothèse simplificatrice pourrait avoir des conséquences sur la détermination des propriétés directionnelles de l'outil.

## ANNEXE C

Nous désignons par  $(X, Y, Z)$  le repère global orthonormé de vecteurs unitaires respectifs  $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ , avec  $\vec{k}$  orienté dans la direction de la gravité. Nous appelons  $(X_t, Y_t, Z_t)$  le repère lié à l'outil et de vecteurs unitaires respectifs  $(\vec{i}_t, \vec{j}_t, \vec{k}_t)$ . Ce repère reste fixe durant une révolution de l'outil autour de son axe de symétrie  $Z_t$ .

La position d'un point du profil de coupe de l'outil est caractérisée par ses coordonnées cylindriques :

- $R(t)$  qui est la distance par rapport à l'axe de l'outil  $Z_t$  ;
- $Z(t)$  qui est la distance par rapport au plan  $(C, \vec{i}_t, \vec{j}_t)$  ;
- $\theta$  qui est l'angle par rapport à  $(C, \vec{i}_t)$ .

Le repère  $(U_r, U_t, U_v)$ , de vecteurs unitaires respectifs  $(\vec{r}, \vec{t}, \vec{v})$ , est le repère local lié à la position d'un point de l'outil (Figure C.1). Nous désignons par  $\vec{n}$  le vecteur unitaire normal au profil de l'outil. Il fait un angle  $\mathbf{v}(t)$  par rapport à  $(C, \vec{i}_t)$ , où  $t$  représente l'abscisse curviligne suivant le profil de l'outil. Ainsi, nous avons le long des gardes active et passive  $\mathbf{v}(t) = 0$  et  $R(t) = R_{outil}$ .

Soit  $L_s$ ,  $L_{ga}$  et  $L_{gp}$  les longueurs respectives du corps de l'outil, de la garde active et de la garde passive.

Pour une trajectoire donnée, la cinématique de l'outil peut être décrite par une translation suivant trois axes et une rotation suivant deux axes. Considérons un outil *tilté* d'un angle  $\Omega_y$  dans le plan  $(C, \vec{i}, \vec{k})$  autour de  $(C, \vec{j})$  et d'un angle  $\Omega_x$  dans le plan  $(C, \vec{j}, \vec{k})$  autour de  $(C, \vec{i})$ , dans un trou vertical, comme le montre la figure C.1. Le volume de roche enlevé au cours d'une révolution est défini par la translation de l'outil des quantités  $h_x$ ,  $h_y$  et  $h_z$  et par la rotation d'angles  $\delta_y$  et  $\delta_x$  respectivement autour des axes  $(C, \vec{j})$  et  $(C, \vec{i})$ . Signalons que dans le cadre du forage dirigé, nous avons généralement  $h_x, h_y \ll h_z$ ,  $\Omega_x, \Omega_y \approx 10^{-2}$  et  $\delta_x, \delta_y \approx 10^{-5}$ .

La profondeur de passe  $h(t, \theta)$  sur chaque point de l'outil correspond à la distance projetée sur la normale  $\vec{n}(t, \theta)$  entre le front de coupe en cours et celui du tour précédent. La profondeur de passe peut être décomposée en une profondeur de passe relative à la translation (indice tr) et une relative à la rotation (indice rot) :

$$h(t, \theta) = h_{tr}(t, \theta) + h_{rot}(t, \theta) \quad (\text{Eq C.1})$$

## ANNEXE C.1 CALCUL DE LA PROFONDEUR DE PASSE LIEE A LA TRANSLATION D'UN OUTIL *TILTE*

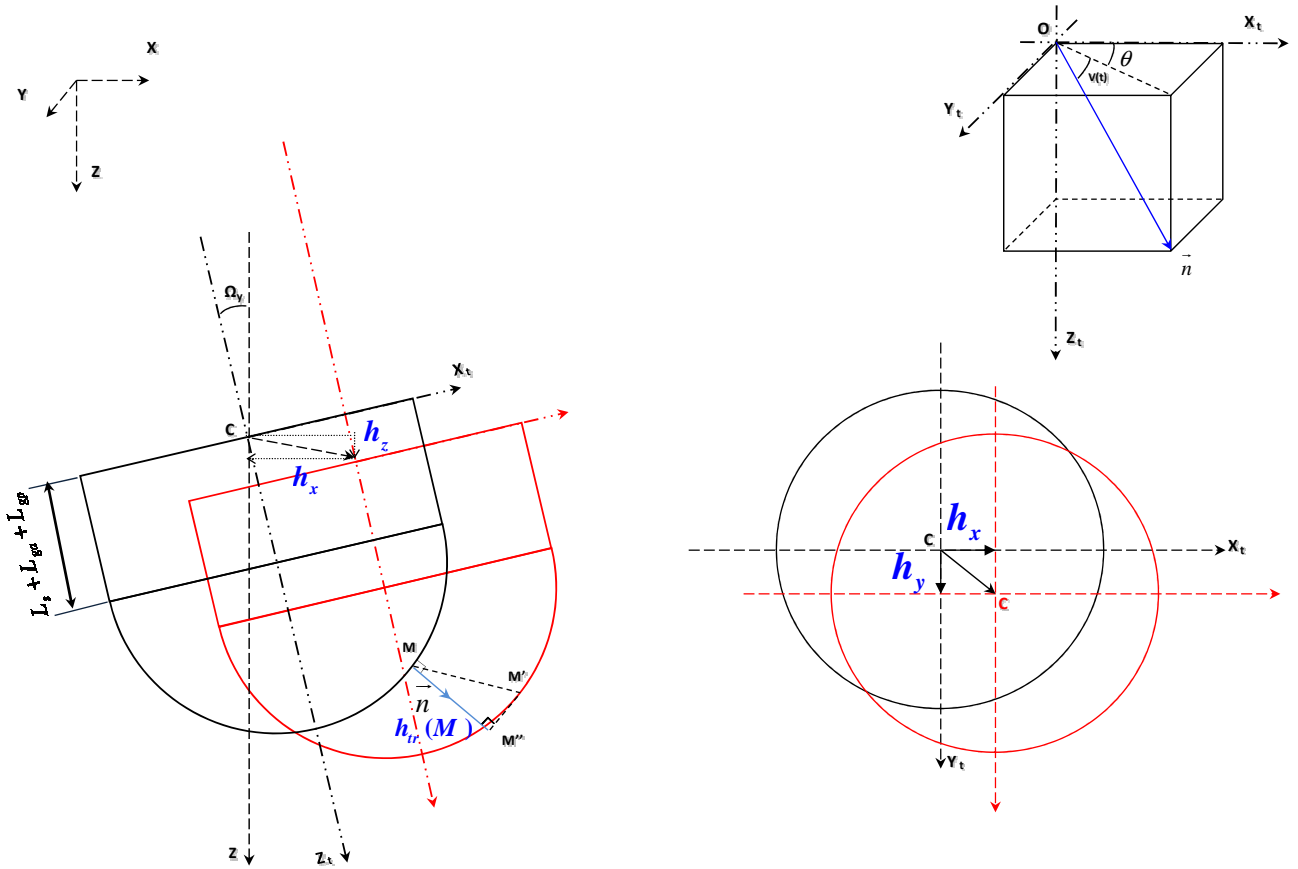


Figure C.1 : Translation élémentaire de l'outil tilté

La profondeur de passe relative à la translation dans le repère global  $(X, Y, Z)$  correspond à la projection de  $\overline{MM'}$  sur la normale au profil de l'outil au point  $M$ . Elle correspond à la longueur  $\|\overline{MM'}\|$  et se met sous la forme :

$$h_r(t, \theta) = h_x \vec{i} \cdot \vec{n} + h_y \vec{j} \cdot \vec{n} + h_z \vec{k} \cdot \vec{n} \quad (\text{Eq C.2})$$

Sachant que :

$$\vec{n} = \cos v(t) \cos \theta \vec{i}_t + \cos v(t) \sin \theta \vec{j}_t + \sin v(t) \vec{k}_t \quad (\text{Eq C.3})$$

La projection du repère local de l'outil *tilté*  $(X_t, Y_t, Z_t)$  de vecteurs unitaires respectifs  $(\vec{i}_t, \vec{j}_t, \vec{k}_t)$  dans le repère absolu  $(X, Y, Z)$  de vecteurs unitaires respectifs  $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$  est donnée par :

$$[\vec{i}_t \ \vec{j}_t \ \vec{k}_t] = [R]_{\text{tilt}} [\vec{i} \ \vec{j} \ \vec{k}] \quad (\text{Eq C.4})$$

Avec  $[R]_{\text{tilt}}$  la matrice de rotation de repère d'un angle  $\Omega_y$  dans le plan  $(C, \vec{i}_t, \vec{k}_t)$  et d'un angle  $\Omega_x$  dans le plan  $(C, \vec{j}_t, \vec{k}_t)$ . Pour de faibles angles de *tilt*, elle se met sous la forme suivante :

$$[R]_{\text{tilt}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \Omega_y \\ -\Omega_y \Omega_x & 1 & \Omega_x \\ -\Omega_y & -\Omega_x & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{Eq C.5})$$

En négligeant les valeurs de  $\Omega_{(x,y)}^n$  devant celles de  $\Omega_{(x,y)}$ , l'expression de la profondeur de passe relative à la translation devient :

$$h_r(t, \theta) = [\cos v(t) \cos \theta + \Omega_y \sin v(t)] h_x + [\cos v(t) \sin \theta + \Omega_x \sin v(t)] h_y + [\sin v(t) - \Omega_x \cos v(t) \sin \theta + \Omega_y \cos v(t) \cos \theta] h_z \quad (\text{Eq C.6})$$

## ANNEXE C.2 CALCUL DE LA PROFONDEUR DE PASSE LIEE A LA ROTATION D'UN OUTIL *TILTE*

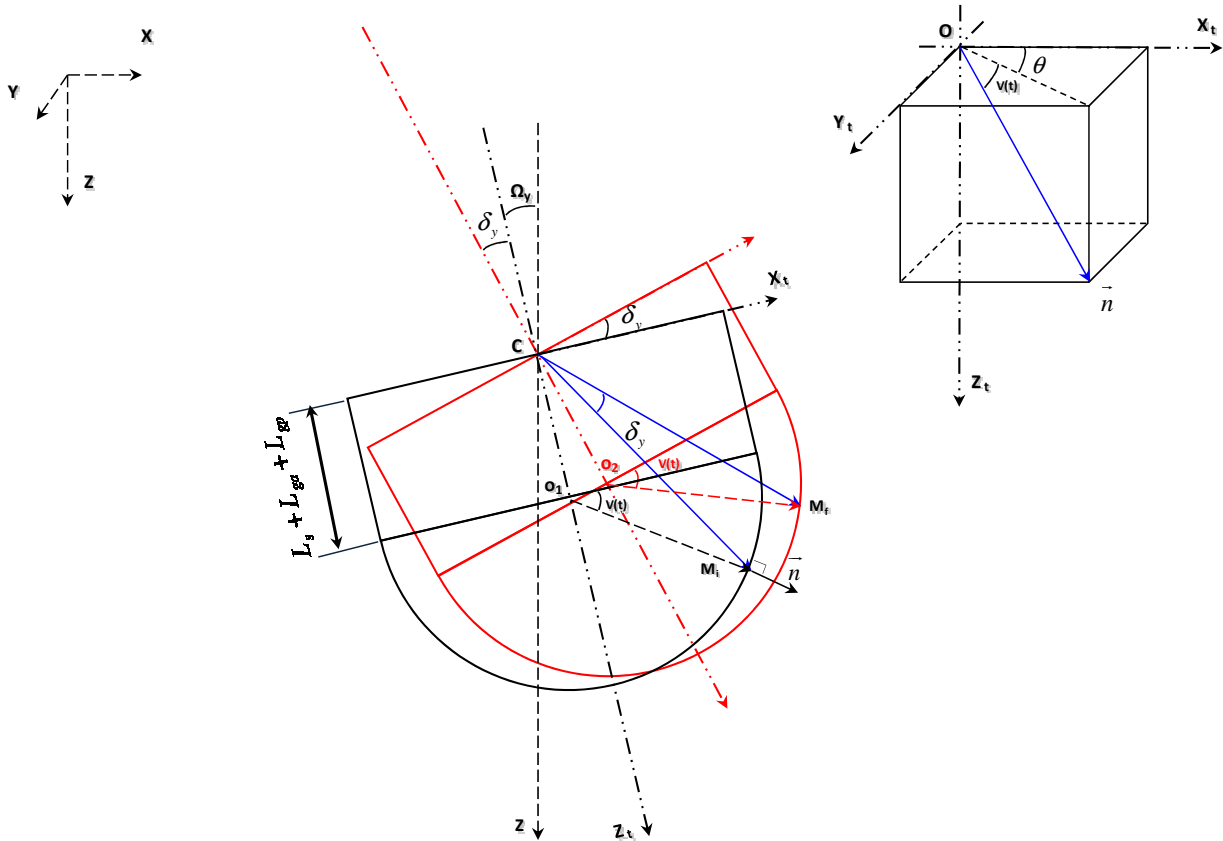


Figure C.2 : Rotation élémentaire de l'outil tilté

La profondeur de passe relative à la rotation élémentaire d'un outil *tilté* correspond à la projection sur la normale  $\vec{n}(M_i)$  de la droite de déplacement du point  $M_i$  du profil de coupe vers le point  $M_f$  après une révolution de l'outil.

La figure C.2 présente le cas d'une rotation de l'outil *tilté* d'un angle  $\delta_y$  autour de l'axe  $(C, \vec{j})$ . Le point  $M_f$ , de coordonnées  $(x_1, y_1, z_1)$  dans le repère  $(\vec{i}_1, \vec{j}_1, \vec{k}_1)$ , correspond au point  $M_i$ , de coordonnées  $(x_0, y_0, z_0)$ , après une révolution complète de l'outil. La rotation de l'outil s'effectue autour du point C choisi à l'interface entre la garniture de forage et le corps de l'outil.

Etudions le cas d'un outil de forage à structure de coupe circulaire de rayon R, *tilté* d'un angle  $\Omega_y$  dans le plan  $(C, \vec{i}_t, \vec{k}_t)$  et d'un angle  $\Omega_x$  dans le plan  $(C, \vec{j}_t, \vec{k}_t)$ . Le vecteur  $\overline{M_i M_f}$  s'écrit comme suit :

$$\overline{M_i M_f} = (x_1 - x_0) \cdot \overline{i_t} + (z_1 - z_0) \cdot \overline{k_t} \quad (\text{Eq C.7})$$

Les coordonnées  $(x_1, y_1, z_1)$  s'obtiennent par rotation de repère d'un angle  $\delta_y$  autour de l'axe  $(C, \overline{j})$  :

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = [R]_{rot} \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{bmatrix} \quad \text{avec} \quad [R]_{rot} = \begin{bmatrix} \cos \delta_y & 0 & \sin \delta_y \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \delta_y & 0 & \cos \delta_y \end{bmatrix} \quad (\text{Eq C.8})$$

En notant que  $\delta_y \sim O(10^{-5})$  nous pouvons conclure que :

$$\overline{M_i M_f} = \delta_y z_0 \overline{i_t} - \delta_y x_0 \overline{k_t} \quad (\text{Eq C.9})$$

A partir de la figure C.2 nous pouvons expliciter les coordonnées du point  $M_i$  comme suit :

$$x_0 = R \cos v(t) \quad (\text{Eq C.10})$$

$$z_0 = L_s + L_{gp} + L_{ga} + R \sin v(t) \quad (\text{Eq C.11})$$

Finalement, le vecteur  $\overline{M_i M_f}$  peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\overline{M_i M_f} = [L_s + L_{gp} + L_{ga} + R \sin v(t)] \delta_y \overline{i_t} - \delta_y R \cos v(t) \overline{k_t} \quad (\text{Eq C.12})$$

La projection du vecteur déplacement sur la normale au point  $M_i$  est donnée par :

$$h_{rot(Y)}(t, \theta) = [L_s + L_{gp} + L_{ga} + R \sin v(t)] \delta_y \overline{i_t} \cdot \overline{n} - \delta_y R \cos v(t) \overline{k_t} \cdot \overline{n} \quad (\text{Eq C.13})$$

$$\text{Sachant que :} \quad \left\{ \begin{array}{l} \overline{i_t} = \cos \Omega_y \overline{i} - \sin \Omega_y \overline{k} \\ \overline{j_t} = \overline{j} \\ \overline{k_t} = \sin \Omega_y \overline{i} + \cos \Omega_y \overline{k} \end{array} \right\} \quad (\text{Eq C.14})$$

En négligeant les valeurs de  $\Omega_{(x,y)}^n$  devant celles de  $\Omega_{(x,y)}$ , on obtient finalement :

$$h_{rot(Y)}(t, \theta) = \delta_y \cos v(t) \cos \theta [L_s + L_{gp} + L_{ga} + R \sin v(t)] - \delta_y R \cos v(t) \sin v(t) \quad (\text{Eq C.15})$$

En itérant le même raisonnement pour une rotation  $\delta_x$  dans le plan  $(C, \overline{j_t}, \overline{k_t})$  autour de  $(C, \overline{i_t})$  nous obtenons :

$$h_{rot(X)}(t, \theta) = -\delta_x \cos v(t) \sin \theta [L_s + L_{gp} + L_{ga} + R \sin v(t)] - \delta_x R \cos v(t) \sin v(t) \quad (\text{Eq C.16})$$

La profondeur de passe due à la rotation d'un outil *tilté* d'un angle  $\delta_y$  autour de l'axe  $(C, \overline{j})$  et d'un angle  $\delta_x$  autour de l'axe  $(C, \overline{i})$  est donnée par :

$$h_{rot}(t, \theta) = [L_s + L_{gp} + L_{ga} + R \sin v(t)] [\delta_y \cos v(t) \cos \theta - \delta_x \cos v(t) \sin \theta] - (\delta_x + \delta_y) R \cos v(t) \sin v(t) \quad (\text{Eq C.17})$$

Nous remarquons que la quantité de roche enlevée par la rotation de l'outil autour du point  $C$  ne dépend pas du *tilt*.

En supposant que  $R(\delta_x + \delta_y)\cos v(t)\sin v(t)$  est négligeable devant  $h_z$ , la profondeur de passe prise au cours d'une translation de l'outil des quantités  $h_x$ ,  $h_y$  et  $h_z$  et d'une rotation d'angles  $\delta_y$  et  $\delta_x$  respectivement autour des axes  $(C, \vec{j})$  et  $(C, \vec{i})$ , prend la forme suivante :

$$\begin{aligned} h(t, \theta) = & \left[ \cos v(t) \cos \theta + \Omega_y \sin v(t) \right] h_x + \left[ \cos v(t) \sin \theta + \Omega_x \sin v(t) \right] h_y + \\ & \left[ \sin v(t) - \Omega_x \cos v(t) \sin \theta + \Omega_y \cos v(t) \cos \theta \right] h_z + \\ & \left[ L_s + L_{gp} + L_{ga} + R \sin v(t) \right] \left[ \delta_y \cos v(t) \cos \theta - \delta_x \cos v(t) \sin \theta \right] \end{aligned} \quad (\text{Eq C.18})$$

Pour le cas d'une structure de coupe de type segment-arc-arc, la profondeur de passe le long du profil de l'outil devient :

$$\begin{aligned} h(t, \theta) = & \left[ \cos v(t) \cos \theta + \Omega_y \sin v(t) \right] h_x + \left[ \cos v(t) \sin \theta + \Omega_x \sin v(t) \right] h_y + \\ & \left[ \sin v(t) - \Omega_x \cos v(t) \sin \theta + \Omega_y \cos v(t) \cos \theta \right] h_z + \\ & Z(t) \left[ \delta_y \cos v(t) \cos \theta - \delta_x \cos v(t) \sin \theta \right] \end{aligned} \quad (\text{Eq C.19})$$

Où  $Z(t)$  représente la distance d'un point du profil de l'outil par rapport au plan  $(C, \vec{i}_t, \vec{j}_t)$ .

## ANNEXE D

## ANNEXE D.1 CARACTERISTIQUES DES STRUCTURES DE COUPE

Nous testons trois structures de coupe différentes nommées Short, Medium et Long. Elles ont respectivement les classes IADC (*International Association of Drilling Contractors*) suivantes : 9, 6 et 3. L'angle de coupe évolue de  $17^\circ$  environ au centre à  $30^\circ$  vers la périphérie. Les structures de coupe comportent un seul taillant tronqué au diamètre nominal de l'outil (*trimmer*). La figure D.1 illustre la classification IADC de différentes structures de coupe.

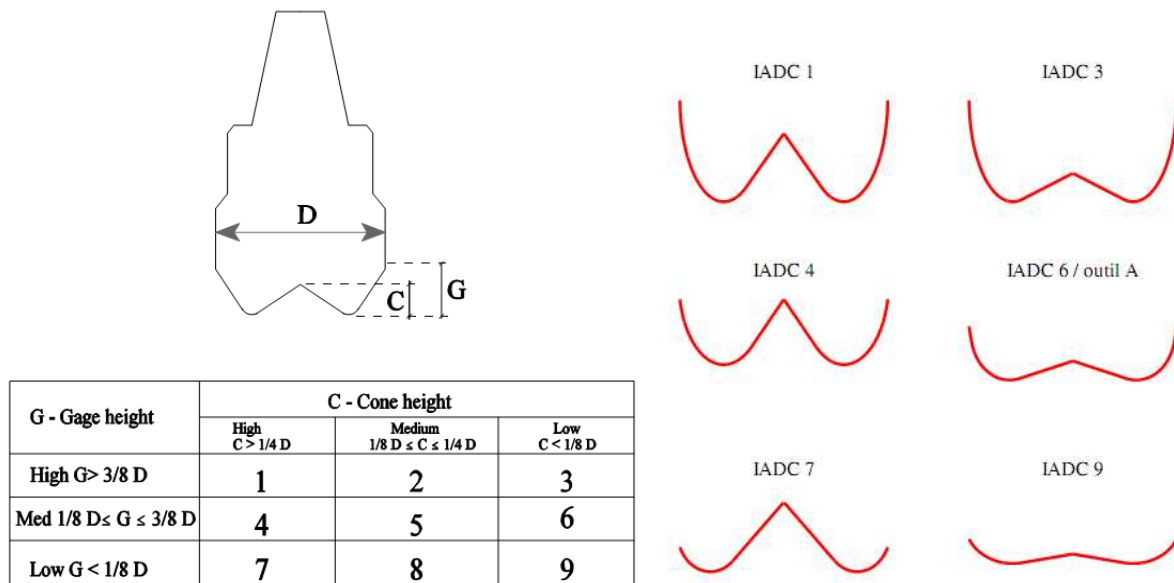


Figure D.1 : Classification IADC des structures de coupe

Le tableau D.1 présente les caractéristiques géométriques de la structure de coupe des outils testés sur le banc de forage. Les figures D.2 à D.4 présentent une comparaison entre le profil de coupe réel et théorique ainsi que l'évolution des angles de coupe le long du profil.

Tableau D.1: Caractéristiques géométriques de la structure de coupe des outils testés

	Short	Medium	Long
Lgseg (mm)	69	56	46
$\alpha$ (deg.)	15	15	15
R0 (mm)	36	42	46.5
Lg0 (mm)	54.5	69	72.5
R2 (mm)	65	210	290
Lg2 (mm)	20.65	39.85	79

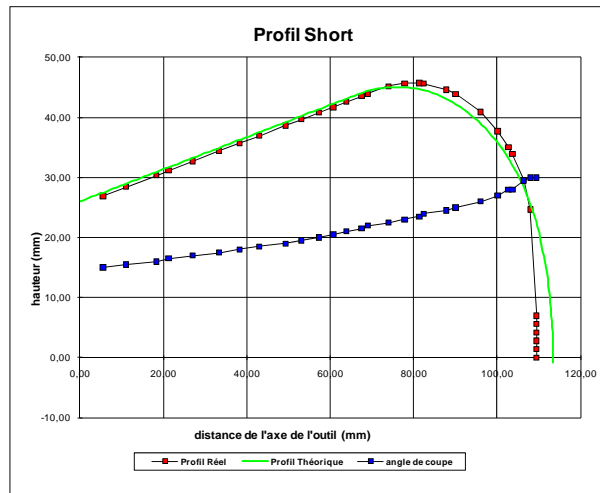


Figure D.2 : Evolution des angles de coupe le long du profil de la structure de coupe du profil Short

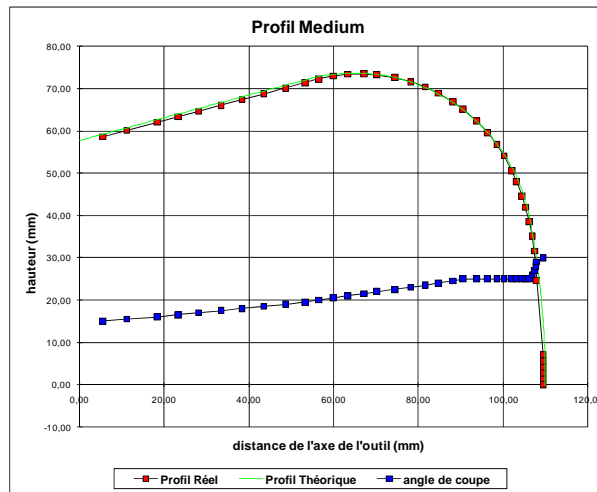


Figure D.3 : Evolution des angles de coupe le long du profil de la structure de coupe du profil Medium

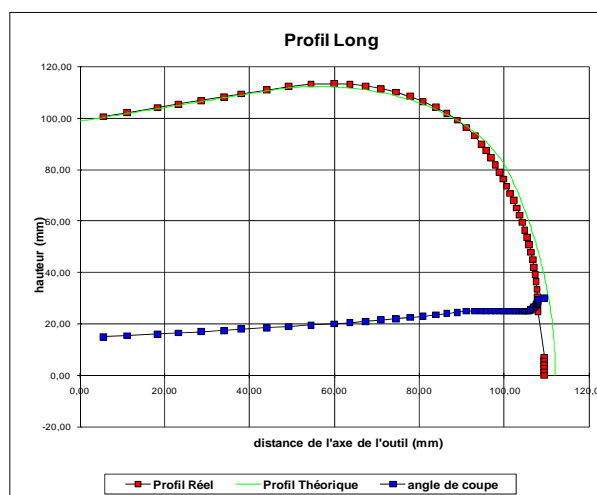


Figure D.4 : Evolution des angles de coupe le long du profil de la structure de coupe du profil Long



# ANALYSE ET VALIDATION DU COMPORTEMENT DIRECTIONNEL DES OUTILS DE FORAGE COUPLES AUX SYSTEMES DE FORAGE DIRIGE

**RESUME :** Nous présentons dans ce mémoire un modèle d'interaction outil-roche qui calcule les efforts de forage en fonction du déplacement dans la roche d'un outil de forage de type PDC, et permet d'évaluer ses propriétés directionnelles, à savoir, son indice d'anisotropie (*steerability*) et son angle de *walk*. Le mouvement de l'outil est défini par une translation suivant trois axes et une rotation suivant deux axes. L'angle de *tilt*, qui définit l'inclinaison de l'outil par rapport à l'axe du trou en cours de forage, est pris en compte dans le calcul des surfaces d'interactions effectives entre les différentes composantes de l'outil (structure de coupe, garde active et garde passive) et la roche. Ce modèle outil est établi à partir d'une modélisation de la coupe de roche par un taillant. Ce modèle de coupe élémentaire est construit de manière à être applicable aux différentes parties de l'outil. Les efforts élémentaires de coupe sont intégrés sur toute la structure de l'outil de forage afin de calculer ses propriétés directionnelles. Le modèle d'interaction outil-roche est validé à partir d'essais de forage directionnel réalisés sur un banc spécialement conçu pour reproduire le comportement des systèmes de forage dirigé existants. Il constitue un outil d'aide à la décision pour la sélection de l'outil de forage en fonction du système au bout duquel il sera fixé. Ce modèle pourra aussi être intégré dans une boucle de régulation automatique ou semi-automatique de contrôle et de correction de la trajectoire en temps réel.

## MOTS CLES :

Forage directionnel, système de forage dirigé, interaction patin-roche, PDC, interaction outil-roche, structure de coupe, garde active, garde passive, angle de *tilt*, *steerability*, angle de *walk*.

# ANALYSIS AND VALIDATION OF DRILL BITS DIRECTIONAL BEHAVIOR COUPLED WITH ROTARY STEERABLE SYSTEMS

**ABSTRACT:** This work deals with the formulation of global relationships between kinematic variables describing the penetration of a PDC bit into the rock and drilling forces acting on it. This allows us determine the bit directional properties in terms of *steerability*, which corresponds to the bit lateral aggressiveness, and *walk*, which describes the bit azimuth displacement with respect to the side force. The bit kinematic quantities are divided into a three-axis penetration vector and a two-axis angular penetration vector. The bit *tilt*, which describes the angle between the bit revolution axis and the borehole tangent, is used to compute the effective interaction surface between the bit's different components (cutting structure, active gauge and passive gauge) and the rock. A new cutter-rock interface law is set up and experimentally validated in order to compute elementary forces acting on all parts of a drill bit. Bit directional properties are computed after the integration of these elementary forces. The bit-rock interaction model is experimentally validated with directional drilling tests held on a full-scale drilling bench developed to reproduce Rotary Steerable Systems (RSS) directional behavior. Tests and theoretical results enabled us to fully understand the roles of *tilt* angle, bit design, operating parameters and rock properties in the deviation process of a PDC bit. The bit-rock interaction model is a decision support tool for optimal drill bit selection according to the RSS being used. It could also be embedded in a real-time Closed-Loop Guided Directional Drilling controller in order to correct the drilling direction or follow a planned borehole trajectory.

## KEYWORDS:

Directional drilling, Rotary Steerable System (RSS), cutter-rock interface law, bit-rock interface law, cutting structure, active gauge, passive gauge, *tilt* angle, *steerability*, *walk* angle.