



**HAL**  
open science

# Rôle du processus de forabilité des roches dans les vibrations de torsion des systèmes de forage pétrolier

Gilles Pelfrene

► **To cite this version:**

Gilles Pelfrene. Rôle du processus de forabilité des roches dans les vibrations de torsion des systèmes de forage pétrolier. Géologie appliquée. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2010. Français. NNT : 2010ENMP0062 . pastel-00563835

**HAL Id: pastel-00563835**

**<https://pastel.hal.science/pastel-00563835>**

Submitted on 7 Feb 2011

**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.

École 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 Économique de l'Exploitation du Sous-sol"**

*présentée et soutenue publiquement par*

**Gilles PELFRENE**

le 20 décembre 2010

**Rôle du processus de forabilité des roches  
dans les vibrations de torsion  
des systèmes de forage pétrolier**

Directeur de thèse : **Hedi SELLAMI**

**Jury**

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

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

**M. Jean-Michel SAVIGNAT**, Docteur, Nederlandse Aardolie Maatschappij B.V.

**M. Laurent GERBAUD**, Docteur, Mines ParisTech

**M. Michel TIJANI**, Directeur de recherche, Mines ParisTech

**M. Hedi SELLAMI**, Directeur de recherche, Mines ParisTech

Président, Rapporteur

Rapporteur

Examineur

Examineur

Examineur

Examineur

**T  
H  
È  
S  
E**



Rôle du processus de forabilité des roches  
dans les vibrations de torsion  
des systèmes de forage pétrolier

Gilles PELFRENE

Directeur de thèse : Hedi SELLAMI

le 20 décembre 2010



A la mémoire de ma grand-mère, Andrée Samouillan.



# Résumé

Les vibrations des garnitures de forage ont des effets néfastes sur l'intégrité des structures de forage ainsi que sur les performances du forage. C'est en particulier le cas du phénomène auto-entretenu de stick-slip qui est, dans sa forme la plus courante, caractérisé par des oscillations de torsion de basse fréquence et de grande amplitude, au cours desquelles l'outil de forage subit des cycles de blocage/déblocage, endommageant prématurément les taillants des outils de forage et accélérant la fatigue en torsion du train de tiges. Ce phénomène se produit principalement avec les outils de type PDC, qui occupent une place croissante sur le marché des outils de forage.

De nombreux travaux dans la recherche et l'industrie ont conduit à mieux connaître ce phénomène et à limiter son occurrence. Les grands axes de développement ont porté sur :

- l'application de consignes opérationnelles pour éviter d'entrer en régime de stick-slip
- l'emploi de technologies diminuant l'intensité des frottements entre la garniture et le puits
- l'usage de technologies conçues pour limiter l'engagement de l'outil de forage dans la roche
- l'utilisation de commandes asservies en surface pour absorber les ondes de torsion ascendantes

Bien que ces technologies aient porté leurs fruits sur le terrain, l'évolution récente des contextes de forage n'a fait qu'accroître l'occurrence du stick-slip. En outre, l'essentiel des efforts de recherche a été conduit sur d'autres composants de la garniture que celui qui se situe au cœur du problème : l'outil de forage. Pourtant, des conceptions récentes d'outils PDC semblent avoir un impact significatif sur la réduction du risque de stick-slip.

Pour approfondir cette question, on a effectué des simulations numériques de la dynamique en torsion des garnitures de forage. Au cours d'une phase de stick-slip, la réponse dynamique des outils PDC prend une forme caractéristique, telle que le couple à l'outil diminue suivant la vitesse de rotation, le poids sur l'outil étant supposé constant. En faisant varier les différents paramètres de ce système dynamique à partir de données bibliographiques, on a montré que la réponse dynamique des outils PDC, aussi appelée loi de frottement, a une influence significative sur le risque de stick-slip.

L'origine de la décroissance de la loi de frottement n'ayant pas encore été expliquée de manière satisfaisante dans la littérature, on s'est fixé comme objectifs de déterminer dans quelles conditions expérimentales ce phénomène se produit et quelles en sont les causes physiques, puis de le modéliser afin de prédire la réponse dynamique d'outils PDC réels.

Les moyens expérimentaux de pointe du Centre de Géosciences ont permis de se pencher sur cette problématique. Une première campagne expérimentale, conduite sur le banc de forage de la halle d'essais de Pau, a montré que les efforts qui s'exercent sur les outils PDC varient sensiblement lorsqu'on modifie leur vitesse de rotation. Ces essais s'étant déroulés dans des conditions de forage bien contrôlées, on a voulu comprendre comment cette évolution, observée à l'échelle de l'outil, se transposait à l'échelle du taillant.

Ainsi, au cours d'une deuxième campagne expérimentale conduite sur la cellule de forabilité de la halle d'essais de Pau, on a montré que les efforts qui s'exercent sur les taillants des outils PDC augmentent sensiblement en fonction de la vitesse de coupe, préférentiellement sur la composante normale et contrairement à ce qui est généralement reconnu dans la littérature. On en déduit que le phénomène dynamique responsable de l'occurrence du stick-slip est intrinsèquement lié au processus de forabilité



des roches. Ayant conduit les essais de forabilité avec une variété de taillants PDC, on attribue le phénomène dynamique observé au cisaillement dynamique d'une couche de roche broyée, piégée et compactée au voisinage de l'arête des taillants PDC.

En s'appuyant sur plusieurs modélisations existantes des processus de forabilité et de frottement taillant-roche, on a construit un modèle semi-empirique d'interaction dynamique taillant-roche. Puis, on l'a implémenté dans un logiciel de conception afin de prédire la réponse dynamique d'un outil PDC réel. Ce modèle est en bon accord qualitatif avec les essais conduits sur le banc de forage. Cependant, des écarts ont été observés entre la théorie et l'expérience et on propose une démarche simple permettant d'améliorer la précision du modèle.

Le modèle d'interaction outil-roche a été utilisé afin de prédire la réponse dynamique d'outils PDC réels, dans des conditions de forage réalistes et représentatives du stick-slip. On a montré que le modèle fournit des arguments théoriques aux observations de terrain les plus importantes dans le domaine du stick-slip. En outre, en faisant varier certains paramètres géométriques de l'outil PDC, il est possible d'optimiser sa réponse et de proposer des conceptions anti-stick-slip. Ainsi, nos travaux confirment, d'un point de vue théorique, une conclusion proposée par d'autres auteurs : le risque de stick-slip peut être réduit de manière significative en sélectionnant une conception d'outil PDC adéquate.

## Mots-clés

stick-slip ; outil PDC ; processus de forabilité des roches ; système à masse concentrée ; essais de forabilité ; modèle d'interaction dynamique outil-roche.

# Abstract

Drillstring vibrations are a major cause of premature failure of drillstring components and drilling inefficiency. In particular, the stick-slip phenomenon is characterized by self-sustained, low-frequency velocity fluctuations of the drillbit, which alternatively accelerates at very high rotary speeds and goes to a complete standstill. This phenomenon, which can severely damage PDC cutters and increase drillpipes torsional fatigue, is more prone to occur with PDC drillbits which represent an increasing part of the drillbits market.

Many researchers and engineers have studied stick-slip in order to mitigate it. Most findings have been achieved in the field of :

- drilling best practices to avoid the unfavourable stick-slip regime ;
- hardware technologies to reduce friction along the drillstring ;
- hardware technologies to limit drillbit penetration into the rock ;
- surface regulation systems designed to absorb upward torsional waves.

Although these technologies have proven their efficiency in the field, stick-slip is expected to occur more frequently in the future due to the evolution of global drilling conditions. Meanwhile, most studies on stick-slip have focused on other aspects than the understanding of drillbit dynamics. However, a few authors have claimed that drillbit designs may influence the risk of stick-slip.

Numerical simulations have been performed in order to study drillstring torsional vibrations. It has often been reported in the literature that during the stick-slip regime, the torque-on-bit decreases with the rotary speed, under constant weight-on-bit. By varying the design parameters of the complete drillstring according to literature data, we have shown that this relationship, also referred to as the bit friction law, has a strong influence on the risk of stick-slip.

The physical cause of the decreasing bit friction law has not been clearly identified in the literature yet. In this thesis, some of our primary objectives consist in investigating what operating conditions are susceptible to trigger stick-slip, what is the root cause of it and how can interactions between the drillbit and the rock be modelled in order to predict the corresponding bit friction law.

Based on drilling tests performed on a full scale drilling bench located in Pau and owned by the Geosciences research department, we have shown that forces acting on PDC drillbits strongly depend on the drillbit rotary speed. Since these observations have been made under well controlled operating conditions, we have investigated this phenomenon at a smaller scale.

Another experimental program has then been performed on a single cutter tester. Contrary to what is generally assumed in the literature, it has been shown that forces acting on individual cutters significantly increase with the cutting velocity. This dynamic effect is more pronounced for the normal force. These experiments reveal that stick-slip may be due to an intrinsic rate-dependence of the rock cutting process. A variety of cutting experiments suggest that this rate-effect is mainly due to the dynamic shearing of a dense layer of crushed rock trapped at the tip of the moving cutter.

Combining several existing models describing the rock cutting process and the friction process, a semi-empirical rate-dependent cutter-rock interaction model has been developed, implemented in a bit design software and used to predict the bit friction law of real PDC drillbits. This model is in good qualitative agreement with experimental data obtained from the drilling bench. However, there are

some discrepancies between theory and experience. Therefore, we suggest a simple way to improve the accuracy of the model.

The bit-rock interaction model has been applied under stick-slip representative operating conditions and several stick-slip-related operational trends have been explained with theoretical arguments. Moreover, by varying design parameters of the PDC drillbit, it is possible to optimize the PDC drillbit dynamic response in order to identify anti-stick-slip drillbit designs. The present work confirms, on theoretical grounds, what has been claimed by previous authors : the risk of stick-slip can be significantly reduced by selecting the appropriate PDC drillbit design.

## Keywords

stick-slip ; PDC drillbit ; rock cutting process ; lumped system ; single cutter tests ; dynamic bit-rock interaction model.

# Remerciements

Je tiens à remercier tous ceux qui m'ont accompagné au cours de cette thèse dans le domaine passionnant du forage pétrolier. J'ai eu la chance de pouvoir aborder la démarche globale développée au Centre de Géosciences depuis de nombreuses années, démarche qui va de la compréhension physique des phénomènes complexes de la coupe des roches à leur mise en application dans des technologies spécifiques et innovantes.

La démarche propre à la présente thèse est principalement le fruit de nombreuses discussions scientifiques, techniques et stratégiques que j'ai pu avoir avec les chercheurs et les thésards, avec mes amis ou encore avec différents partenaires que j'ai eu l'opportunité de rencontrer au cours de différents événements auxquels j'ai été incité et autorisé à participer.

J'ai passé mes années de thèse au centre de Géosciences, anciennement CGES, dans un environnement de travail amical où j'ai rencontré des esprits ouverts et des scientifiques de qualité. Certains moments ont été plus difficiles que d'autres, mais je me souviendrai surtout d'avoir passé de très bons moments à Fontainebleau, d'avoir approfondi mon goût pour la recherche en ce lieu et d'avoir découvert une discipline d'une grande richesse.

Je remercie Hedi Sellami et Michel Tijani qui m'ont mis sur la voie de ce sujet qui est constitué de deux pans tout aussi passionnants : la dynamique de la coupe des roches et les vibrations de torsion des systèmes de forage pétrolier. Ce sujet de recherche pouvant être abordé suivant différents angles, leur expérience a été déterminante pour orienter ce travail.

Je remercie Alain Millard et Jean Denape d'avoir accepté d'être les rapporteurs de ma thèse ainsi que Laurent Gerbaud et Jean-Michel Savignat d'avoir accepté d'en être les examinateurs.

Je remercie les nombreuses personnes qui ont bien voulu discuter avec moi de mes travaux ou des leurs et qui, par cet échange, m'ont permis d'améliorer ma compréhension des problèmes du forage pétrolier et plus généralement des problèmes scientifiques, ainsi que ma perception du métier de chercheur. Par ordre chronologique, je remercie ainsi tout particulièrement Stéphane Menand, Aymen Selmi, Joël Akowanou, Xavier Courtial, Marco De Lucia, Laurent Gerbaud, Michel Zanardo, Olivier Stab, Ahmed Rouabhi, Salim Bensmina, Florent Delille, Mario-Luis Rodriguez Chavez, Zakariae El Marzouki, Khouzama Zeinni, Ngoc-Ha Dao, Dhaker Ezzeddine, Malek Ben Hamida. J'ai appris beaucoup à leur contact et je les en remercie.

Je remercie aussi toutes les personnes qui ont, sur différents plans, activement participé à critiquer, commenter, corriger ou relire ce manuscrit et qui en ont significativement augmenté la qualité. Merci à Hedi Sellami, Michel Tijani, Arnaud et Janine Pelfrène, Amira Mensi, Mario-Luis Rodriguez Chavez.

Enfin, je remercie tous les autres, qui ont fait en sorte que ces années passées à Fontainebleau soient si agréables à vivre : Pédro et sa famille et tous les amis de la résidence, les thésards, les secrétaires et les informaticiens du Centre de Géosciences, les techniciens de la Halle et de la Délèg', les membres de l'ABCTEM et bien sûr les footeux !



# Table des matières

Remerciements .....	9
Liste des figures.....	17
Liste des tableaux .....	21
Introduction .....	23
Chapitre 1. Le stick-slip dans le forage pétrolier .....	25
1.1. Généralités sur le forage pétrolier.....	25
1.1.1. Le forage rotary.....	25
1.1.2. Le forage extrême.....	26
1.1.3. L'évolution des outils de forage .....	28
1.1.4. Les trois modes de déformation des garnitures de forage .....	31
1.1.5. L'intégrité des structures de forage .....	32
1.2. Les vibrations des garnitures de forage .....	34
1.2.1. Régimes vibratoires .....	34
1.2.2. Les vibrations axiales .....	35
1.2.2.1. Le bit-bounce (cas du forage au tricône) .....	35
1.2.2.2. Le bit-bounce (cas du forage à l'outil PDC).....	35
1.2.2.3. Contexte opérationnel .....	36
1.2.3. Les vibrations latérales.....	36
1.2.3.1. Généralités sur le phénomène de whirl .....	36
1.2.3.2. Le phénomène de bit-whirl .....	37
1.2.3.3. Contexte opérationnel .....	37
1.2.4. Les vibrations de torsion .....	38
1.2.4.1. Généralités sur le phénomène de stick-slip .....	38
1.2.4.2. De multiples formes de vibrations de torsion.....	40
1.2.4.3. Contexte opérationnel .....	41
1.2.4.4. Lutter contre le stick-slip .....	42
1.2.5. Identifier les modes vibratoires.....	46
1.2.5.1. Perturbations dynamiques en forage pétrolier .....	46
1.2.5.2. Couplages entre modes vibratoires .....	47
1.2.5.3. Détecter les vibrations.....	49
1.3. Les approches théoriques existantes du stick-slip en forage pétrolier .....	50
1.3.1. Différentes approches pour l'étude des vibrations .....	51
1.3.2. Le stick-slip dans le mode torsion.....	52
1.3.2.1. Caractéristiques dynamiques du stick-slip .....	52
1.3.2.2. Lois de frottement en forage pétrolier .....	54
1.3.2.3. Interprétation physique de la loi de frottement en forage pétrolier .....	57
1.3.2.4. Limites de l'approche en torsion pure.....	58
1.3.3. Le stick-slip dans le mode torsion-axial.....	59
1.3.3.1. Le modèle RICHARD (2001) .....	59
1.3.3.2. Evolutions successives de l'approche couplée torsion-axial .....	62

1.3.3.3.	Discussion .....	62
1.4.	Modélisation du stick-slip - Influence de l'outil de forage .....	62
1.4.1.	Cadre d'analyse .....	62
1.4.2.	Influence de la loi de frottement sur la vitesse-seuil .....	64
1.4.2.1.	Etude de sensibilité .....	64
1.4.2.2.	Analyse des résultats : paramètres structure .....	66
1.4.2.3.	Analyse des résultats : amortissement visqueux .....	67
1.4.2.4.	Analyse des résultats : interaction outil-roche .....	67
1.4.3.	Minimiser le risque de stick-slip.....	68
1.5.	Conclusion .....	68
Chapitre 2. Etude expérimentale du comportement dynamique des outils PDC .....		69
2.1.	Présentation des essais de forabilité sur banc de forage.....	69
2.1.1.	Présentation du banc de forage .....	69
2.1.2.	Conditions opératoires.....	70
2.2.	Résultats expérimentaux .....	72
2.2.1.	Réponse en couple à des variations de la vitesse de rotation .....	72
2.2.2.	Réponse en avancement à des variations de la vitesse de rotation .....	73
2.2.3.	Interprétation physique .....	73
2.2.4.	Baisse de la vitesse d'avance en cas de stick-slip .....	74
2.2.5.	Relation entre le couple à l'outil et le poids sur l'outil .....	76
2.3.	Conclusion .....	76
Chapitre 3. Le processus de coupe des roches.....		79
3.1.	Introduction à l'étude de l'interaction taillant-roche.....	79
3.1.1.	Principe d'un essai élémentaire de coupe .....	79
3.1.1.1.	Différents observables .....	79
3.1.1.2.	Conditions réelles du travail d'un taillant .....	80
3.1.1.3.	Différents types de taillants.....	80
3.1.1.4.	Différents types de roches.....	81
3.1.1.5.	Différents dispositifs expérimentaux .....	81
3.1.2.	L'observation des efforts de coupe .....	81
3.1.2.1.	L'énergie spécifique de coupe .....	81
3.1.2.2.	La ductilité apparente de la coupe.....	82
3.1.3.	Particularités géométriques.....	82
3.2.	Caractéristiques générales des régimes de coupe.....	83
3.2.1.	Le pôle fragile .....	83
3.2.1.1.	Phénoménologie de la coupe .....	83
3.2.1.2.	Cycle de coupe.....	85
3.2.2.	Le pôle ductile .....	85
3.2.2.1.	Phénoménologie de la coupe .....	85
3.2.2.2.	Cycle de coupe.....	86
3.2.3.	Identification des mécanismes de rupture .....	86
3.2.3.1.	Mécanismes de rupture .....	86
3.2.3.2.	Spécificités du forage pétrolier .....	88
3.3.	La transition fragile-ductile .....	89
3.3.1.	Influence de la profondeur de passe .....	90
3.3.1.1.	Phénoménologie de la coupe .....	90
3.3.1.2.	Evolution des efforts de coupe .....	91
3.3.1.3.	Evolution de la ductilité apparente.....	92

3.3.1.4.	Evolution de l'énergie spécifique .....	93
3.3.2.	Influence de la géométrie du taillant .....	94
3.3.2.1.	Influence de la forme de la section de coupe.....	94
3.3.2.2.	Influence de la largeur du taillant .....	95
3.3.2.3.	Influence de l'angle de coupe .....	95
3.3.3.	Influence de la pression de boue .....	96
3.3.3.1.	Baisse des performances du forage avec la pression de boue.....	97
3.3.3.2.	Influence de la perméabilité des roches.....	97
3.3.3.3.	Evolution de la ductilité apparente .....	98
3.3.3.4.	Importance des déformations plastiques .....	99
3.3.4.	Influence de la vitesse de coupe.....	102
3.3.4.1.	Effets dynamiques sous pression de boue.....	102
3.3.4.2.	Effets dynamiques à pression atmosphérique.....	103
3.4.	Les phénomènes de frottement en coupe des roches .....	105
3.4.1.	Etudes expérimentales sur le frottement PDC-roche.....	105
3.4.1.1.	Essais de frottement sous contrainte normale faible.....	105
3.4.1.2.	Essais de frottement sous contrainte normale élevée .....	107
3.4.2.	Ecoulement des débris de coupe .....	108
3.4.3.	Modélisation du frottement en coupe des roches .....	111
3.4.3.1.	Phénoménologie du frottement en coupe des roches.....	111
3.4.3.2.	Dimensionnement du frottement en coupe des roches .....	112
3.4.3.3.	Influence du régime de coupe sur le frottement .....	115
3.5.	Conclusion.....	116
Chapitre 4. L'effet de la vitesse de coupe sur le processus de coupe.....		119
4.1.	Présentation des essais élémentaires de coupe.....	119
4.1.1.	Présentation de la cellule de forabilité.....	119
4.1.2.	Présentation des taillants testés .....	120
4.1.3.	Conditions opératoires.....	121
4.1.4.	Acquisition et traitement des données.....	122
4.2.	Un phénomène dynamique complexe et généralisé .....	124
4.2.1.	Influence de la vitesse de coupe sur les efforts moyens .....	124
4.2.2.	Un phénomène lié à la profondeur de passe.....	125
4.2.3.	Un phénomène lié à l'angle de confinement.....	126
4.2.4.	Un phénomène lié à la roche .....	128
4.3.	Indices de la présence systématique d'une zone morte .....	130
4.3.1.	Cas du taillant non chanfreiné .....	130
4.3.2.	L'équivalence chanfrein-méplat .....	132
4.4.	Action dynamique du méplat artificiel .....	134
4.4.1.	Influence de la vitesse de coupe sur l'orientation du vecteur force .....	134
4.4.2.	Dynamique des écoulements granulaires denses .....	135
4.5.	Conclusion.....	137
Chapitre 5. Modèle d'interaction taillant-roche.....		139
5.1.	Présentation du modèle d'interaction taillant-roche.....	139
5.1.1.	Hypothèses principales .....	140
5.1.2.	Mise en équation .....	142
5.2.	Ajustement du modèle dynamique de coupe .....	143
5.2.1.	Méthode d'ajustement .....	143
5.2.2.	Résultats des ajustements .....	144



5.2.3.	Interprétation des résultats.....	145
5.3.	Représentativité du modèle .....	147
5.3.1.	Dépendance à la vitesse de coupe .....	147
5.3.2.	Dépendance à l'angle de confinement .....	148
5.3.3.	Discussion.....	149
5.4.	Utilisation et extension du modèle.....	149
5.4.1.	Domaines d'application.....	149
5.4.2.	Extension à d'autres roches .....	150
5.4.3.	Diagramme énergétique : trajets suivant la vitesse de coupe.....	151
5.4.4.	Diagramme énergétique : trajets suivant la profondeur de passe.....	152
5.4.5.	Diagramme énergétique : trajets suivant l'angle de confinement .....	153
5.5.	Conclusion .....	154
Chapitre 6.	Validation à l'échelle de l'outil de forage.....	155
6.1.	Procédure d'intégration des efforts élémentaires .....	155
6.1.1.	Calcul de la géométrie de coupe .....	155
6.1.2.	Transposition rectangulaire/cylindrique .....	157
6.2.	Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux .....	159
6.2.1.	Résultats bruts .....	159
6.2.2.	Analyse des différences observées .....	160
6.2.3.	Modèles corrigés dans le calcaire de Buxy .....	161
6.3.	Conclusion .....	163
Chapitre 7.	Rôle de l'interaction outil-roche dans le phénomène de stick-slip .....	165
7.1.	Influence des conditions opératoires sur le risque de stick-slip.....	165
7.1.1.	Influence de la roche.....	165
7.1.2.	Influence de la pression de boue .....	167
7.1.3.	Influence du phénomène de confinement dynamique .....	168
7.1.4.	Influence du poids sur l'outil .....	169
7.1.5.	Conclusion .....	170
7.2.	Influence de la conception de l'outil sur le risque de stick-slip .....	170
7.2.1.	Influence de l'angle de coupe .....	171
7.2.2.	Influence de l'usure.....	172
7.2.3.	Influence du diamètre de l'outil.....	173
7.2.4.	Influence de la densité de taillants.....	174
7.2.5.	Influence de la géométrie du profil.....	176
7.3.	La quête de l'outil anti-stick-slip.....	178
7.4.	Conclusion .....	179
Conclusions et perspectives .....		181
Bibliographie .....		185
Annexes.....		191
Annexe A.	La modélisation du stick-slip .....	191
A.1.	Régimes de fonctionnement .....	191
A.2.	Méthode de résolution .....	192
A.3.	Calcul de la vitesse-seuil.....	193
A.4.	Le modèle de coupe DETOURNAY & DEFOURNY (1992).....	194
A.5.	Le modèle dynamique RICHARD (2001).....	194
A.6.	Approche torsion pure / approche torsion-axial .....	195
Annexe B.	Essais de forabilité sur taillants PDC .....	196

B.1.	Caractéristiques des roches testées .....	196
B.2.	Déplacement axial de l'arbre de la cellule de forabilité .....	197
B.3.	Condition de décroissance de la loi de frottement .....	198
Annexe C.	Réponse dynamique d'outils PDC réels.....	199
C.1.	Modélisation de l'effet de la pression hydrostatique de boue.....	199
C.2.	Modélisation de l'effet du phénomène de confinement dynamique .....	200
Sommaire	.....	201



# Liste des figures

Fig. 1.1 : Schéma d'une structure de forage rotary .....	25
Fig. 1.2 : Enveloppe des trajectoires de puits existants (DOWNTON ET AL., 2000) .....	27
Fig. 1.3 : Les principaux systèmes de forage directionnel.....	28
Fig. 1.4 : Les principales classes d'outils de forage.....	29
Fig. 1.5 : Structure d'un outil PDC (MENAND, 2001) .....	30
Fig. 1.6 : Caractéristiques géométriques d'un outil PDC .....	31
Fig. 1.7 : Les modes de déformation des garnitures de forage (SCHLUMBERGER, 2007).....	32
Fig. 1.8 : Principales causes de rupture des trains de tiges de forage .....	32
Fig. 1.9 : Fatigue des tiges de forage par flexion alternée .....	33
Fig. 1.10 : Les trois régimes vibratoires (MUSZINSKA, 1997) .....	34
Fig. 1.11 : Motif de fond de trou trilobé.....	35
Fig. 1.12 : Les trois formes extrêmes de whirl (EL MARZOUKI, 2007) .....	37
Fig. 1.13 : Deux exemples d'outils anti-whirl (WEAVER & CLAYTON, 1993) .....	38
Fig. 1.14 : Caractéristiques dynamiques du stick-slip (CHALLAMEL ET AL., 2000).....	39
Fig. 1.15 : Effet du stick-slip sur l'intégrité des garnitures de forage.....	39
Fig. 1.16 : Mise en évidence de la vitesse-seuil.....	40
Fig. 1.17 : Données de fond comparées stick-slip / résonance de torsion (LEDGERWOOD ET AL., 2010) .....	41
Fig. 1.18 : Recommandations opérationnelles immédiates contre le stick-slip (SCHLUMBERGER, 2007) .....	43
Fig. 1.19 : Design d'outils PDC anti-stick-slip (TAYLOR ET AL., 2001).....	44
Fig. 1.20 : Exemples de systèmes anti-stick-slip .....	45
Fig. 1.21 : Schéma de principe et accordage du STRS .....	46
Fig. 1.22 : Modèle couplé latéral-torsion de ABASSIAN & DUNAYEVSKY (1998) .....	48
Fig. 1.23 : Modèle couplé latéral-torsion de LEINE ET AL. (2002).....	48
Fig. 1.24 : Différences de comportement entre stick-slip et backward-whirl (LEINE ET AL., 2002) .....	49
Fig. 1.25 : Représentations continue/discrète de structures de forage élastiques (RICHARD, 2001).....	52
Fig. 1.26 : Schéma de principe du pendule de torsion .....	53
Fig. 1.27 : Loi de frottement de Coulomb .....	54
Fig. 1.28 : Lois de frottement obtenue en laboratoire pour différents poids sur l'outil (BRETT, 1992)..	55
Fig. 1.29 : L'effet Stribeck en forage pétrolier et en tribologie.....	56
Fig. 1.30 : Lois de frottement à hystérésis.....	56
Fig. 1.31 : Dépendance des performances de coupe avec la vitesse de rotation (BRETT ET AL., 1989) ..	58
Fig. 1.32 : Trajets en vitesse de rotation dans le diagramme E-S (RICHARD, 2001).....	58
Fig. 1.33 : Schéma de principe du pendule torsion avec couplage axial (RICHARD, 2001) .....	60
Fig. 1.34 : Modèle d'interaction outil-roche de RICHARD (2001) .....	60
Fig. 1.35 : Résultats moyens du modèle RICHARD (2001) .....	61
Fig. 1.36 : Schéma de principe du système étudié.....	63
Fig. 1.37 : Influence des paramètres du système sur la vitesse-seuil .....	66
Fig. 2.1 : Cliché et schéma de principe du banc de forage .....	70
Fig. 2.2 : Outils de forage testés.....	70
Fig. 2.3 : Poids sur l'outil et vitesse de rotation en fonction du temps (outil $P_3$ ).....	71
Fig. 2.4 : Comparaison des signaux bruts et moyennés du poids sur l'outil .....	72

Fig. 2.5 : Le couple à l'outil en fonction de la vitesse de rotation (outil $P_3$ ) .....	72
Fig. 2.6 : L'avancement par tour en fonction de la vitesse de rotation (outil $P_3$ ) .....	73
Fig. 2.7 : Couple à l'outil en fonction de la vitesse de rotation (outils $P_n$ et $P_u$ ) .....	74
Fig. 2.8 : La vitesse d'avance en fonction de la vitesse de rotation (outil $P_3$ ) .....	75
Fig. 2.9 : Le couple à l'outil en fonction du poids sur l'outil (outil $P_3$ ) .....	76
Fig. 3.1 : Schéma de principe de l'interaction taillant-roche (bidimensionnel) .....	80
Fig. 3.2 : Trois géométries de taillants PDC (clichés personnels) .....	80
Fig. 3.3 : Variations temporelles de l'effort de coupe (RICHARD, 1998) .....	82
Fig. 3.4 : Exemples de configurations de coupe pour des PDC cylindriques (GERBAUD, 1999) .....	83
Fig. 3.5 : Débris de coupe à profondeurs de passe élevées (DELIAC, 1986 ; clichés personnels) .....	84
Fig. 3.6 : La genèse d'un copeau de roche (NISHIMATSU, 1972) .....	84
Fig. 3.7 : Le processus de coupe inscrit dans les efforts de coupe (DELIAC, 1986) .....	85
Fig. 3.8 : Débris de coupe à profondeurs de passe faibles (clichés personnels) .....	86
Fig. 3.9 : Variations temporelles de l'effort de coupe (RICHARD, 1998) .....	86
Fig. 3.10 : Schéma de principe du modèle SELLAMI ET AL. (1989) .....	88
Fig. 3.11 : Schémas de principe du modèle DETOURNAY & DRESCHER (1992) .....	89
Fig. 3.12 : Régimes de coupe, profondeur de passe et résistance de la roche (Chaput, 1991) .....	90
Fig. 3.13 : Relations régime de coupe, profondeur de passe et résistance de la roche (Nicodème, 1997) .....	91
Fig. 3.14 : Ductilité apparente en fonction de la profondeur de passe (RICHARD, 1998) .....	93
Fig. 3.15 : Energie spécifique en fonction de l'angle de coupe (DETOURNAY & TAN, 2002) .....	96
Fig. 3.16 : Energie spécifique et pression de boue (DETOURNAY & ATKINSON, 2000) .....	98
Fig. 3.17 : Coefficient de ductilité apparente en fonction la pression de boue (SELLAMI, 1990) .....	99
Fig. 3.18 : Cisaillement localisé et compaction cisailante (LEDGERWOOD, 2007) .....	100
Fig. 3.19 : Phénoménologie de la coupe sous pression de boue (LEDGERWOOD, 2007) .....	100
Fig. 3.20 : Débris de coupe sous pression de confinement (clichés personnels) .....	101
Fig. 3.21 : Résistance à la compression en fonction de la vitesse de déformation (ORTIZ, 2000) .....	104
Fig. 3.22 : Schéma de principe du dispositif TAZ (BESSELINK, 2008) .....	105
Fig. 3.23 : Schéma de principe de l'essai de frottement (KURU & WOJTANOWICZ, 1995) .....	106
Fig. 3.24 : Frottement PDC-roche en fonction de la vitesse (KURU & WOJTANOWICZ, 1995) .....	106
Fig. 3.25 : Schéma de principe de l'essai de cisaillement-frottement (SMITH ET AL., 2002) .....	107
Fig. 3.26 : Frottement PDC-roche en fonction la contrainte normale (SMITH ET AL., 2002) .....	107
Fig. 3.27 : Régime d'écoulement avec zone morte (RICHARD, 1998) .....	109
Fig. 3.28 : Indices phénoménologiques d'écoulements autour du taillant (clichés personnels) .....	110
Fig. 3.29 : Schéma de principe du modèle GERBAUD (1999) .....	110
Fig. 3.30 : Le concept de troisième corps dans la coupe des roches (DAGRAIN, 2006) .....	111
Fig. 3.31 : Contrainte normale de contact en fonction la profondeur de passe (Adachi, 1996) .....	112
Fig. 3.32 : Schéma de principe du modèle DETOURNAY & DEFOURNY (1992) .....	113
Fig. 3.33 : Le diagramme E-S, théorie et expérience (DETOURNAY & DEFOURNY, 1992) .....	114
Fig. 3.34 : Angle de frottement et angle de coupe (COUDYZER & RICHARD, 2005) .....	115
Fig. 4.1 : Cellule de forabilité (Géosciences) .....	119
Fig. 4.2 : Taillants utilisés (clichés et notations) .....	120
Fig. 4.3 : Exemple d'un signal d'effort en fonction du temps (signal brut) .....	123
Fig. 4.4 : Efforts de forage en fonction de la vitesse de coupe (Chauvigny, $P_{eq}$ ) .....	125
Fig. 4.5 : Efforts de forage en fonction de la profondeur de passe (Anstrude, $P_{eq}$ ) .....	126
Fig. 4.6 : Les modèles MENAND (2001) et GERBAUD ET AL. (2006), l'angle de confinement .....	127
Fig. 4.7 : Efforts de forage en fonction de l'angle de confinement (Chauvigny, $h_c = 0.9$ mm) .....	127
Fig. 4.8 : Efforts de forage en fonction de la vitesse de coupe (toutes roches, $h_c = 0.4$ mm) .....	128
Fig. 4.9 : Energie spécifique en fonction de la résistance à la compression simple .....	129

Fig. 4.10 : Efforts de forage en fonction de la profondeur de passe (calcaire de Chauvigny, $P_7$ ).....	130
Fig. 4.11 : Angle du vecteur force en fonction de la vitesse de coupe (calcaire de Chauvigny, $P_7$ ).....	131
Fig. 4.12 : Trajets en profondeur de passe dans le diagramme E-S ( $P_7$ ) .....	131
Fig. 4.13 : Angle du vecteur force en fonction de l'angle de confinement (Chauvigny, $h_c = 0.9$ mm) 133	
Fig. 4.14 : Trajets en angle de confinement dans le diagramme E-S (Chauvigny, $h_c = 0.9$ mm) .....	133
Fig. 4.15 : Angle du vecteur force en fonction de la vitesse de coupe (toutes roches, $P_{eq}$ ).....	135
Fig. 4.16 : Relation contrainte-vitesse (HARTLEY & BEHRINGER, 2003) .....	136
Fig. 5.1 : Schéma de coupe moyen.....	141
Fig. 5.2 : Efforts mesurés / efforts théoriques .....	144
Fig. 5.3 : Angle du vecteur force en fonction de la vitesse de coupe (théo/expé, Buxy, $P_{eq}$ ).....	148
Fig. 5.4 : Effort normal en fonction l'angle de confinement (théo/expé, Chauvigny, $h_c = 0.9$ mm) ...	148
Fig. 5.5 : Extension limite des points expérimentaux dans le diagramme E-S ( $P_{eq}$ ) .....	151
Fig. 5.6 : Trajets en vitesse de coupe dans le diagramme E-S (toutes roches, $P_{eq}$ ).....	152
Fig. 5.7 : Trajets théoriques dans le diagramme E-S (calcaire de Buxy) .....	153
Fig. 6.1 : Profil de coupe d'un outil de forage.....	156
Fig. 6.2 : Calcul des surfaces de coupe .....	156
Fig. 6.3 : Méplat artificiel en géométries rectangulaire et cylindrique .....	157
Fig. 6.4 : Trois conventions d'orientation de l'effort normal.....	158
Fig. 6.5 : Réponses dynamiques de l'outil P3 (théo/expé, calcaire de Buxy, WOB = 1.0 t).....	159
Fig. 6.6 : Réponses dynamiques corrigées des outils testés (théo/expé).....	162
Fig. 7.1 : Réponse dynamique pour différentes roches ( $P = 24$ MPa, WOB = 4.0 t).....	166
Fig. 7.2 : Avancement par tour pour différentes roches ( $P = 24$ MPa, WOB = 4.0 t) .....	167
Fig. 7.3 : Réponse dynamique et pression de boue (Lacôme, WOB = 4.0 t) .....	168
Fig. 7.4 : Réponse dynamique et confinement dynamique (Lacôme, $P = 24$ MPa, WOB = 4.0 t) .....	169
Fig. 7.5 : $\Delta TOB$ en fonction du poids sur l'outil (toutes roches, $P = 24$ MPa).....	170
Fig. 7.6 : Réponse dynamique et angle de coupe (sans chanfrein, $P = 24$ MPa, Lacôme, WOB = 4.0 t) .....	171
Fig. 7.7 : Réponse dynamique et angle de coupe (avec chanfrein, $P = 24$ MPa, Lacôme, WOB = 4.0 t) .....	172
Fig. 7.8 : Réponse dynamique et niveau d'usure ( $P = 24$ MPa, Lacôme, WOB = 4.0 t).....	173
Fig. 7.9 : Réponse dynamique et diamètre de l'outil ( $P = 24$ MPa, Lacôme, WOB = 4.0 t).....	174
Fig. 7.10 : Profils de coupe des outils testés (influence de la densité).....	175
Fig. 7.11 : Réponse dynamique et densité de taillants ( $P = 24$ MPa, Lacôme, WOB = 4.0 t) .....	175
Fig. 7.12 : Sections de coupe pour deux densités de taillants (Lacôme, WOB = 4.0 t, 20 tr/min) .....	176
Fig. 7.13 : Profils de coupe des outils testés (influence de la géométrie du profil).....	177
Fig. 7.14 : Réponse dynamique et géométrie du profil ( $P = 24$ MPa, Lacôme, WOB = 4.0 t) .....	177
Fig. 7.15 : Influence des différents paramètres testés sur $\Delta TOB$ (Lacôme, WOB = 4.0 t).....	179
Fig. A.1 : Régimes de fonctionnement du pendule de torsion : chronogrammes.....	191
Fig. A.2 : Influence de l'historique de chargement sur la vitesse-seuil .....	193
Fig. A.3 : Modélisation du stick-slip d'après le modèle RICHARD (2001) .....	194
Fig. A.4 : Spectres du couple et de la vitesse de rotation (théo/expé, RICHARD, 2001) .....	195
Fig. B.1 : Déplacement axial de l'arbre de la cellule de forabilité.....	197
Fig. B.2 : Estimation graphique de la réponse en vitesse d'un taillant à effort normal imposé.....	198



# Liste des tableaux

Tab. 1.1 : Gammes de fréquence des phénomènes vibratoires du forage.....	47
Tab. 1.2 : Plages de variations des paramètres de la garniture.....	64
Tab. 2.1 : Paramètres opératoires des essais à pression atmosphérique .....	71
Tab. 4.1 : Caractéristiques géométriques des taillants utilisés dans cette étude.....	121
Tab. 5.1 : Paramètres du modèle à 3 corps .....	141
Tab. 5.2 : Nombre de points expérimentaux ajustés par roche. ....	144
Tab. 5.3 : Coefficients d'ajustement par roche pour le modèle à 3 corps .....	145
Tab. A.1 : Valeurs des paramètres numériques et paramètres d'accordage .....	192
Tab. B.1 : Caractéristiques mécaniques des roches testées. ....	196





# Introduction

## Position du problème

Les vibrations des garnitures de forage jouent un rôle important dans les dysfonctionnements des opérations de forage puisqu'elles conduisent à la rupture prématurée des trains de tiges, à l'endommagement de certains de leurs composants et à la baisse globale des performances du forage.

Parmi les trois types de vibrations des garnitures de forage, les vibrations latérales et les vibrations de torsion semblent jouer un rôle majeur, aux dépens des vibrations axiales (LEDGERWOOD ET AL., 2010). BAILEY ET AL. (2008) estiment par exemple que 40 % de la distance forée par Exxon révèle l'occurrence de vibrations latérales. Cependant, l'apparition de technologies efficaces pour lutter contre les vibrations latérales laisse penser que les vibrations de torsion jouent un rôle de plus en plus grand (LEDGERWOOD ET AL., 2010).

De nombreux indicateurs confirment cette tendance. En effet, alors que DUFEYTE & HENNEUSE (1991) estimaient que la forme la plus sévère des vibrations de torsion, le stick-slip, se produisait 50 % du temps de forage effectif, de nombreuses évolutions techniques du forage n'ont fait que favoriser le stick-slip depuis cette période. Parmi les facteurs les plus importants, on peut citer : l'augmentation significative de la part de marché des outils PDC (RACH, 2010) ; le retour au premier plan de la technique du forage rotary grâce au développement des systèmes directionnels RSS (WADE, 2007) ; la diminution globale des vitesses de rotation appliquées aux garnitures de forage pour éviter d'entrer en régime de vibrations latérales (LEDGERWOOD ET AL., 2010) ; l'augmentation générale des frottements entre les garnitures et les puits du fait de la complexité des trajectoires actuelles ; l'augmentation de la profondeur des puits forés et de la dureté des roches associées ; ou encore l'augmentation des températures atteintes dans les puits, rendant plus critiques les frottements additionnels occasionnés par le stick-slip. Enfin, d'un point de vue économique, les systèmes de haute technologie dont sont équipées les garnitures de forage (systèmes de mesure et de contrôle du mouvement) et qui sont conçus pour réduire les risques de dysfonctionnements, ont un coût élevé. Eliminer les vibrations qui endommagent ces systèmes ou réduisent leurs performances est donc un enjeu capital.

Depuis les années 60, de nombreuses solutions ont été développées pour lutter contre le stick-slip. Mais ce problème reste d'actualité, tout d'abord car le phénomène de stick-slip se présente sous de multiples formes dont les causes sont diverses et parfois contradictoires. La cause du stick-slip n'est pas toujours clairement identifiée et il est alors difficile de s'en débarrasser efficacement. Par exemple, certaines technologies permettent de contrôler le stick-slip depuis la surface. On peut penser que ceci est d'autant moins aisé que la trajectoire du puits est complexe, du fait des interactions supplémentaires qui se mettent en place entre la garniture et le puits. Enfin, il apparaît qu'aucune approche complète, c'est-à-dire à la fois théorique et expérimentale, n'a encore permis d'expliquer le rôle de l'outil de forage dans l'occurrence du stick-slip.

Ainsi, l'objectif principal de la thèse est de construire un modèle du comportement dynamique des outils de forage de type PDC, permettant d'expliquer, de prédire et de contrôler le risque de stick-slip. Cette démarche théorique sera validée expérimentalement en laboratoire, à plusieurs échelles.

En outre, le stick-slip étant un phénomène largement étudié, on cherchera à valider les recommandations opératoires généralement appliquées pour lutter contre le stick-slip ; à retrouver dans

quels contextes de forage le stick-slip est susceptible de se produire ; à comprendre les divergences entre les deux approches existantes (torsion pure et torsion-axial) ; et à expliquer les succès de certaines technologies existantes d'outils de forage.

## Plan de la thèse

Dans le **Chapitre 1**, on présente tout d'abord une étude bibliographique sur les vibrations des garnitures de forage, en se focalisant sur le stick-slip. Puis, on décrit les deux approches théoriques existantes qui permettent de modéliser le rôle de l'outil de forage. Enfin, on modélise le comportement dynamique en torsion des garnitures de forage afin de démontrer la forte influence du comportement de l'outil de forage sur le risque de stick-slip.

Dans le **Chapitre 2**, on présente les résultats d'une étude expérimentale conduite sur un banc de forage au cours de laquelle on a évalué le comportement dynamique d'outils PDC à l'échelle 1, dans différentes conditions opératoires et estimé l'effet d'amortissement négatif. L'analyse des résultats suggère que si cet effet dynamique est observé en laboratoire, à l'échelle de l'outil, il pourrait aussi être observé à l'échelle des taillants qui composent l'outil de forage.

Dans le **Chapitre 3**, on présente une étude bibliographique de la mécanique de la coupe des roches par les taillants des outils PDC. Elle permet de jeter les bases de notre analyse à l'échelle du taillant, en pointant les manques dans l'état des connaissances actuelles.

Dans le **Chapitre 4**, on présente les résultats d'une étude expérimentale conduite sur une cellule de forabilité au cours de laquelle on a analysé le comportement dynamique de taillants des outils PDC dans différentes conditions opératoires. On déduit principalement de cette étude que, contrairement à ce qui est généralement admis, les efforts de coupe dépendent fortement de la vitesse de coupe du taillant dans des circonstances qui sont détaillées et qui semblent, en fait, assez générales. En analysant l'évolution de ces efforts suivant plusieurs paramètres, on propose un mécanisme physique, issu du domaine de la dynamique des milieux granulaires, qui pourrait être responsable du phénomène dynamique observé.

Dans le **Chapitre 5**, on construit un modèle dynamique d'interaction taillant-roche en incorporant le mécanisme dynamique proposé. Le modèle est ajusté sur les données expérimentales obtenues à partir des essais dans la cellule de forabilité.

Dans le **Chapitre 6**, on détaille le processus qui permet de calculer la réponse mécanique d'un outil PDC à partir de la réponse mécanique de chacun de ses taillants. On est alors en mesure de comparer les réponses théoriques et expérimentales des différents outils PDC testés. Des différences significatives sont observées, mais elles peuvent être corrigées et expliquées à l'aide de considérations géométriques simples.

Dans le **Chapitre 7**, sous des hypothèses qui sont explicitées, on tire profit du modèle d'interaction dynamique outil-roche ainsi construit et validé, en calculant les réponses dynamiques d'une variété d'outils PDC et dans une variété de contextes opératoires. Ceci permet d'estimer comment ce modèle se comporte face à des résultats de terrain et des résultats théoriques, en rapport ou non avec le stick-slip. Cela permet aussi d'aborder l'importante question de l'influence de la conception de l'outil PDC sur l'occurrence du stick-slip.

# Chapitre 1.

## Le stick-slip dans le forage pétrolier

### 1.1. Généralités sur le forage pétrolier

#### 1.1.1. Le forage rotary

La plupart des forages pétroliers actuels sont forés suivant la technique dite "rotary" qui est apparue dans les années 30. Dans cette configuration, la garniture de forage est constituée d'un assemblage de tiges, vissées les unes aux autres par des connexions à filetage conique (**Fig. 1.1**). La garniture est entraînée en rotation par un moteur électrique suspendu ou une table de rotation, qui fournit le couple à l'outil de forage (TOB) nécessaire pour vaincre la résistance de la roche. La vitesse de rotation est exprimée en tr/min ou de manière équivalente RPM, suivant la notation anglo-saxonne.

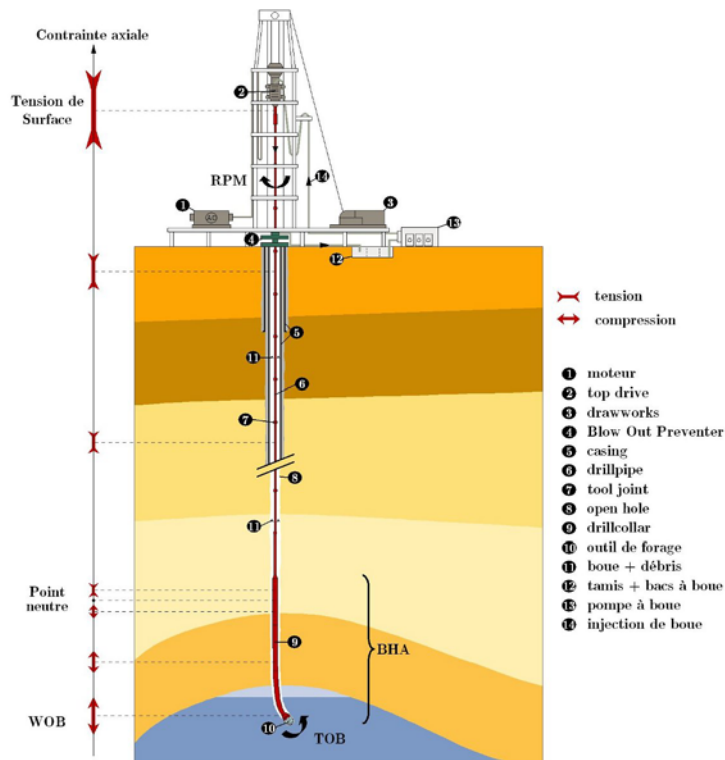


Fig. 1.1 : Schéma d'une structure de forage rotary

Pour forer la formation rocheuse, on doit appliquer un poids sur l'outil de forage (WOB, 10 t comme ordre de grandeur). Les garnitures de forage pesant typiquement 200 t, les équipements de surface sont conçus pour en retenir une grande partie. Le foreur ajuste la tension de surface, contrôlant ainsi l'avancement de l'outil de forage. Il effectue cette manœuvre à l'aide d'un frein, relié au moteur qui

assure la translation de la garniture. Les tiges, qui constituent la plus longue section de la garniture (typiquement 90 %) mesurent environ 10 cm de diamètre extérieur, 2 cm d'épaisseur et 10 m de longueur. Les connexions mesurent typiquement 15 cm de diamètre extérieur, 5 cm d'épaisseur et 50 cm de longueur.

Comme il faut exercer un poids sur l'outil pour le faire avancer, la partie basse de la garniture est en compression. Aussi, on utilise des tiges plus lourdes et plus résistantes à la compression, les masses-tiges, qui assemblées, forme ce qu'on appelle la BHA. Ces tiges mesurent typiquement 25 cm de diamètre extérieur, 10 cm d'épaisseur et 10 m de longueur. La BHA a une longueur de quelques dizaines de mètres (50 à 200 m). Entre la partie en tension et la partie en compression de la garniture se situe le point neutre. Les garnitures verticales (voir **Fig. 1.1**), sont dimensionnées de sorte que ce point se situe dans le haut de la BHA. Mais dans le cas des puits horizontaux, l'intensité des frottements tangentiels limite le transfert de poids vers l'outil de forage. On est parfois obligé de mettre une partie des tiges en compression, avec les risques de flambement que cela comporte (§ **1.1.5**).

La boue de forage, dont la densité est généralement comprise entre 1.2 et 1.8, est injectée à l'intérieur des tiges avec un débit généralement compris entre 1000 et 4000 l/min, puis passe à travers les buses de l'outil de forage afin d'entraîner les débris du forage dans l'espace annulaire, depuis le fond vers la surface. Cette boue de forage est ensuite filtrée à travers des tamis vibrants, décantée dans des bacs à boue puis réinjectée dans le circuit. La boue de forage sert aussi à stabiliser les parois du puits et à limiter l'impact d'éventuelles venues de gaz ou d'huile en exerçant une contre-pression hydrostatique. Elle permet de refroidir non seulement l'outil de forage mais aussi tous les composants sensibles à la température comme les systèmes électroniques embarqués ou les joints d'étanchéité des composants à parties mobiles.

### 1.1.2. Le forage extrême

De nos jours, on cherche sans cesse à forer plus loin et plus profond pour découvrir de nouveaux gisements ou pour maximiser l'emprise sur des gisements existants. Ces évolutions se déroulent suivant trois axes principaux.

D'une part, comme le montre la **Fig. 1.2**, on s'achemine vers des réservoirs de plus en plus profonds, appelés réservoirs très enfouis, qui peuvent atteindre 7000-8000 m de profondeur verticale, sous des températures du réservoir de 200-250 °C et des pressions allant jusqu'à 200 MPa.

D'autre part, on fore des puits présentant un déport horizontal de plus en plus grand. Dans cette catégorie de forage, appelée forage directionnel, on distingue les puits fortement déviés et les puits à long déport horizontal. Ces forages complexes sont généralement effectués afin de maximiser la longueur d'interaction entre le puits et le réservoir et maximiser ainsi le taux de récupération ou bien afin de limiter l'emprise des installations pétrolières en surface. C'est particulièrement crucial dans le domaine du forage en eaux profondes où on cherche à maximiser le nombre de puits forés à partir d'un même point. Cela peut aussi être le cas lorsque les contraintes environnementales (forage arctique, forage sous les zones fortement peuplées), géographiques (reliefs difficiles d'accès) ou géopolitiques (réservoirs à la frontière entre deux pays) sont fortes. Ces puits atteignent 10000-11000 m de déport horizontal avec comme limite technologique principale, le transfert nécessaire du poids et du couple à l'outil pour le faire avancer ainsi que le nettoyage du fond du forage. Dans ces conditions où une portion plurikilométrique de la garniture repose et frotte contre la paroi inférieure du puits, le risque de flambage de la garniture de forage est très élevé. On renvoie le lecteur à (AKOWANOU, 2010) pour une analyse des problèmes de transfert de poids et de flambage.

Un troisième axe de développement des trajectoires de forage actuelles porte sur les trajectoires tridimensionnelles. Cela peut être nécessaire lorsque le réservoir cible est de faible épaisseur (parfois seulement quelques mètres) et a une géométrie complexe, lorsque l'on souhaite contourner certaines formations rocheuses difficiles à forer (dômes de sel, etc.), ou pour avoir accès à plusieurs compartiments non connexes d'un même réservoir.

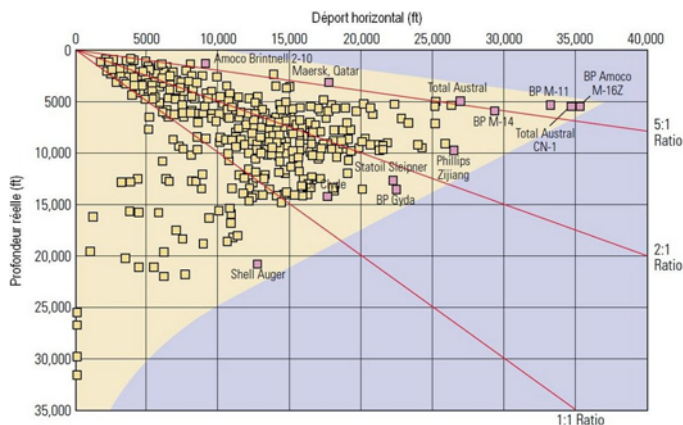


Fig. 1.2 : Enveloppe des trajectoires de puits existants (DOWNTON ET AL., 2000)

Depuis 2003, la part des forages non-verticaux aux USA est passée de 33 % à 66 % (RIGZONE, 2010). La mise en œuvre de trajectoires complexes nécessitent l'utilisation de systèmes directionnels dédiés. L'une des plus anciennes techniques consiste à positionner des stabilisateurs le long de la BHA, qui jouent le rôle de points d'appui et permettant à celle-ci de fléchir dans la direction souhaitée. Dans les années 60, sont apparus les moteurs de fond et les turbines. Ces dispositifs de fond de trou permettent de découpler le mouvement de la partie basse de la garniture de celui de la partie haute. Ces moteurs sont alimentés par le flux de boue et on adjoint à la BHA des raccords coudés qui permettent d'obtenir l'angle voulu.

Cependant, ces systèmes directionnels ne permettant pas de contrôler la trajectoire du forage avec précision, les systèmes appelés "Rotary Steerable Systems" (RSS) ont été inventés au milieu des années 90. Ces systèmes fonctionnent en mode rotary et il en existe deux classes. La première comprend les systèmes "push-the-bit" (**Fig. 1.3**, gauche). Le principe général consiste à exercer une force latérale à l'outil pour le dévier de sa trajectoire. Plus précisément, des patins radiaux dont la course est programmable sont actionnés par une vanne à disque, synchronisée avec la rotation de la garniture, de sorte qu'une force de direction et d'intensité constante s'établit entre la BHA et la paroi du trou. L'intensité de cette force contrôle la déviation de la garniture. Suivant la localisation du point de contact, on contrôle séparément inclinaison et azimuth.

La seconde classe de RSS comprend les systèmes "point-the-bit" (**Fig. 1.3**, droite). Leur principe consiste à fléchir les tiges au-dessus de l'outil de sorte à orienter l'outil dans la direction désirée. Dans le système présenté sur la **Fig. 1.3** (droite), ceci est obtenu à l'aide d'un double excentrique qui fléchit la tige interne. Pour maintenir la direction constante à mesure que les tiges tournent, l'excentrique est actionnée en continu et en sens inverse par un moteur de fond.

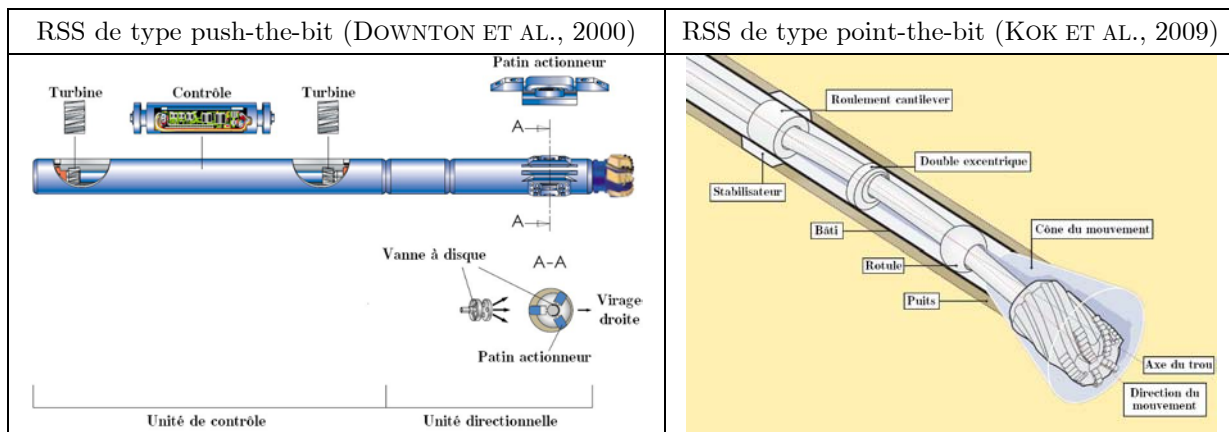


Fig. 1.3 : Les principaux systèmes de forage directionnel

Le forage directionnel s'est développé dans les années 20 alors que les foreurs cherchaient à maintenir une trajectoire parfaitement rectiligne (DOWNTON ET AL., 2000) ! Aujourd'hui, les RSS présentent une stabilité directionnelle qui permet de minimiser la tortuosité de la trajectoire, notamment dans les sections à forte courbure, et ainsi de minimiser les frottements tiges-puits. Ces systèmes sont programmables et les déviations appliquées à la garniture peuvent être progressives. Il n'est plus besoin d'interrompre les opérations de forage et de remonter la garniture pour modifier la trajectoire, ce qui génère un gain de temps considérable.

### 1.1.3. L'évolution des outils de forage

Choisir l'outil de forage fait partie intégrante de l'optimisation des opérations de forage car il est impératif de trouver l'outil qui accomplit au mieux sa tâche tout en forant le plus rapidement et le plus longtemps possible. Dans certains cas, on préférera utiliser des outils bon marché en prenant le risque d'en user un grand nombre alors que dans d'autres, on consentira à un surcoût sur l'outil pour maximiser sa durée de vie. Au fur et à mesure que l'usure se développe, la vitesse d'avance du forage (typiquement 10-15 m/h), diminue. On utilise généralement un outil jusqu'à usure complète afin de retarder les longues manœuvres induites par un changement d'outil. Il existe une variété d'outils de forage, mais on distingue généralement deux classes principales (**Fig. 1.4**).

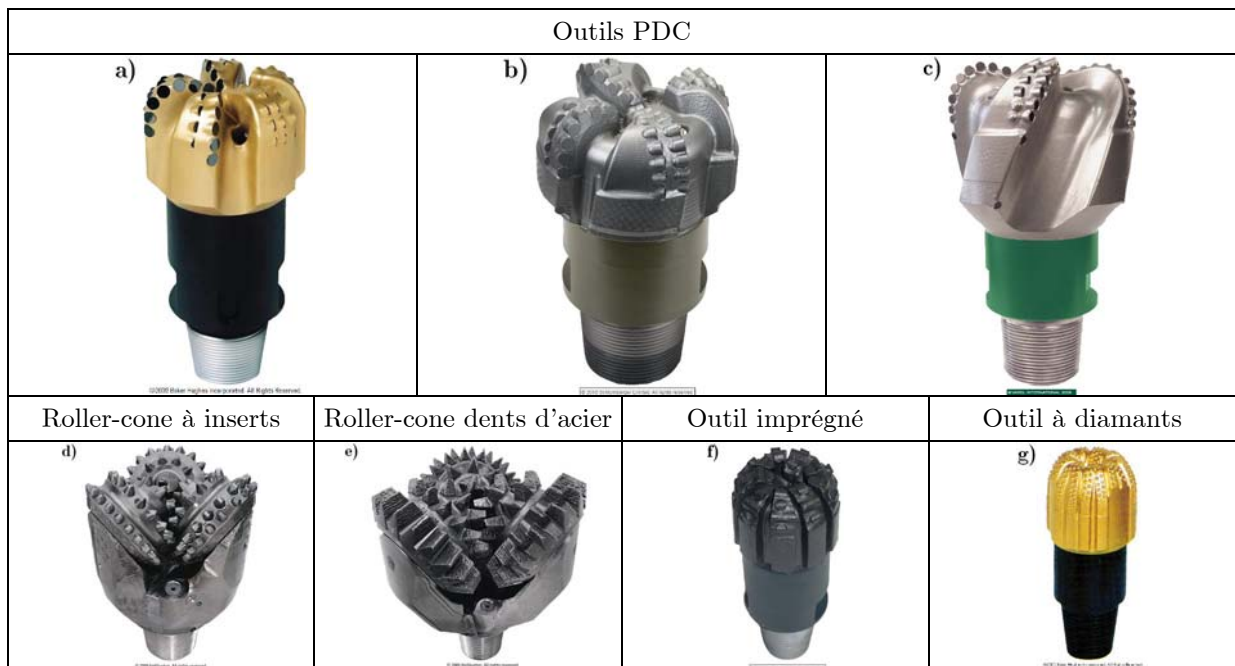


Fig. 1.4 : Les principales classes d'outils de forage

D'une part, les outils monoblocs, principalement représentés par les outils PDC (Polycristalline Diamond Compact), constitués de taillants fixés sur le corps de l'outil (**Fig. 1.4**, a-c). Ces outils travaillent à des profondeurs de passe de l'ordre du millimètre et abattent la roche suivant un mécanisme souvent assimilé à du cisaillement. En revanche, les outils imprégnés (**Fig. 1.4**, f) ou les outils à diamants (diamants naturels ou diamants synthétiques, aussi appelés TSP "Thermally Stable Polycrystalline", **Fig. 1.4**, g) sont conçus pour travailler à très faible pénétration dans la roche et abattent la roche par broyage.

D'autre part, les outils à molettes ("roller-cones") sont constitués de molettes coniques sur lesquelles sont fixés des picots en carbure de tungstène (**Fig. 1.4**, d), ou bien de molettes coniques moulées sous forme de dents en acier (**Fig. 1.4**, e). La rotation de la garniture entraîne les molettes dans un mouvement de roulement sans glissement, au cours duquel les inserts abattent la roche suivant un mécanisme de poinçonnement conduisant à l'éjection de débris de tailles variables (macro et micro-fragments). Tandis que les outils monoblocs génèrent des saignées relativement lisses, les outils à molettes génèrent des saignées discontinues formées de cratères isolés.

Inventés au début du 20<sup>ème</sup> siècle, les outils à molettes ont conduit à l'essor du forage rotatif. Ils sont particulièrement utilisés pour forer des roches dures et abrasives (picots petits et nombreux) mais il en existe pour des formations plus tendres (dents larges et profondes). Ils résistent bien à l'usure, mais leurs performances en avancement sont moyennes et leurs parties mobiles sont sensibles à la température et aux chocs. Alors que ces outils avaient quasiment le monopole jusqu'à la découverte des outils PDC dans les années 70, leur part de marché serait passée de 90 à 80 % de la distance mondiale forée dans les années 90. Puis, elle serait brutalement tombée dans les années 2000, de sorte qu'en 2006, elle serait estimée à 40 % de la distance mondiale forée (WIKIPEDIA, 2010).

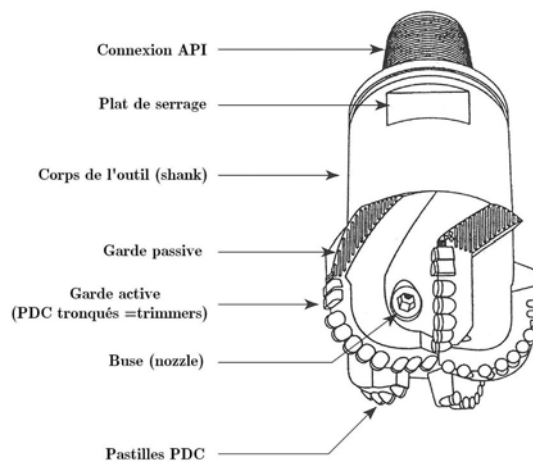
Les outils PDC se sont vite imposés grâce à leur mode d'abattage plus efficace qui conduit à des vitesses d'avance bien supérieures. Un benchmark conduit par JUDZIS ET AL. (2007) a montré que les outils à molettes sont 60 à 80 % plus lents que les outils PDC dans une variété de conditions opératoires. Les taillants PDC sont constitués de carbure de tungstène et recouverts d'une fine couche de diamant synthétique qui permet d'améliorer sensiblement la résistance à l'usure. Les taillants sont brasés sur le corps moulé de l'outil qui peut être composé d'acier ou de carbure de tungstène. La



première solution est bon marché mais peu durable, tandis que la seconde, plus chère, présente une meilleure résistance à l'abrasion (KERR, 1988).

Initialement conçus sur le modèle des outils à diamants, c'est-à-dire comportant un grand nombre de petits taillants, le design des outils PDC a évolué vers une exposition plus grande des taillants afin d'engager un maximum de roche et d'améliorer la vitesse d'avance, et vers un positionnement regroupé des PDC sur des lames de coupe permettant à la boue de forage de circuler plus efficacement (KERR, 1988). L'usage des outils PDC a longtemps été limité aux roches tendres à moyennement dures. Les roches dures étaient forées avec des outils à molettes, tandis que les roches très dures étaient forées avec des outils imprégnés ou avec des outils encore plus résistants, les outils à diamants, mais qui sont cependant peu performants du fait de leur mode d'abattage par abrasion.

Des avancées technologiques importantes ont été accomplies dans la conception des matériaux constitutifs des taillants PDC, afin d'améliorer leurs résistances aux chocs et à l'abrasion, paramètres critiques dans les applications extrêmes (SORLIER, 2009). De ce fait, les outils PDC sont utilisés dans tous types d'applications. La présente thèse porte sur l'étude de ces outils, décrits sur la **Fig. 1.5**.



*Fig. 1.5 : Structure d'un outil PDC (MENAND, 2001)*

La structure de coupe est constituée de taillants, appelés aussi pastilles, disposés sur des lames de coupe, entre lesquelles sont positionnées les buses, d'où s'écoule le flux de boue de forage. Sur les flancs de l'outil, la garde active définit le diamètre nominal du trou. Elle est constituée de taillants PDC tronqués et contrôle la forabilité latérale de l'outil, c'est-à-dire sa capacité à dévier de sa trajectoire lorsqu'il est soumis à une force latérale. La garde passive, qui est lisse mais souvent renforcée vis-à-vis l'usure par des inserts en carbure de tungstène ou en diamant, sert à stabiliser latéralement l'outil.

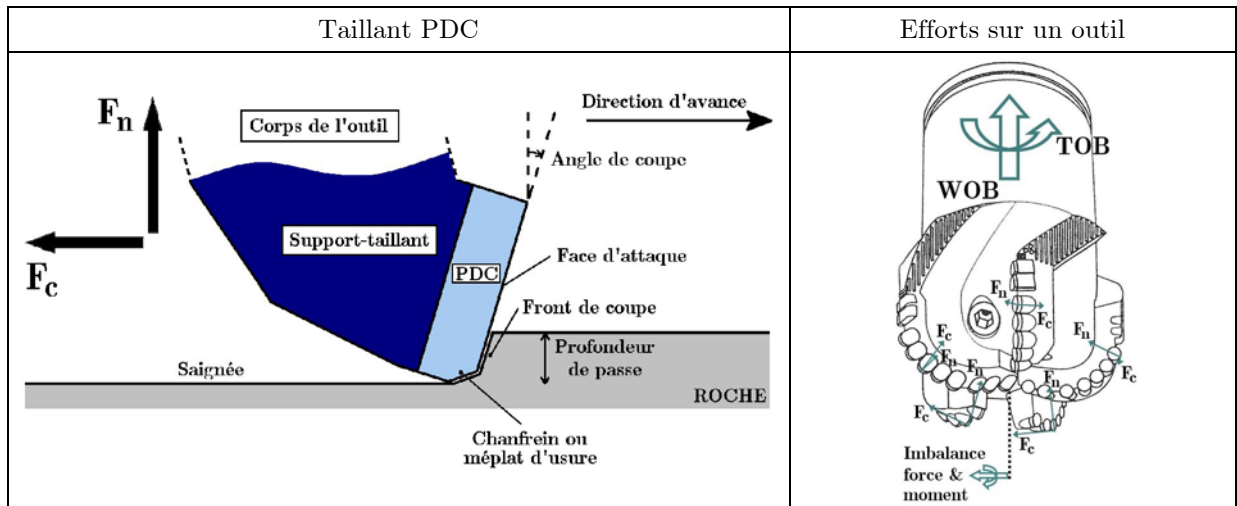


Fig. 1.6 : Caractéristiques géométriques d'un outil PDC

Le taillant attaque la roche avec un angle de coupe de l'ordre de  $15^\circ$  (**Fig. 1.6**, gauche), et la réaction de la roche a généralement deux composantes : l'effort de coupe,  $F_c$  qui est colinéaire à la direction d'avance et l'effort normal,  $F_n$  qui est perpendiculaire au fond de saignée (**Fig. 1.6**, droite). Afin de mieux évacuer la roche abattue, on donne parfois à certains taillants un angle latéral ( $<10^\circ$ ) qui génère une troisième composante d'effort (non représentée). Les taillants PDC sont généralement cylindriques, ce qui génère des saignées de formes irrégulières et souvent asymétriques. Les spécificités de cette configuration de coupe sont décrites plus en détail au **Chapitre 3**.

La réponse mécanique nominale d'un outil PDC se déduit de la somme des réponses individuelles de ses taillants (**Fig. 1.6**, droite) et se réduit à quelques grandeurs cinématiques et quasi statiques :

- la vitesse d'avance, ROP, exprimé en m/h ;
- l'avancement par tour de l'outil, DOC, exprimé en mm/tr ;
- la vitesse de rotation, RPM, exprimée en tr/min ;
- le couple à l'outil, TOB, exprimé en daN·m ;
- le poids à l'outil, WOB, exprimé en tonnes.

Il existe de nombreuses autres caractéristiques particulières des outils PDC, comme par exemple des amortisseurs d'impact en arrière des taillants (**Fig. 1.4**, c) qui permettent d'amortir les chocs en cas de vibrations et de limiter l'engagement des taillants ; des taillants de forme carrée, séquencés de sorte que la somme des forces qui s'exercent sur chaque taillant soit dirigée vers le bas et exerce un poids très réduit, voire une traction (SIMON ET AL., 2007) ; ou encore des chanfreins de formes variées pour retarder l'usure et améliorer l'évacuation des débris, ... etc.

#### 1.1.4. Les trois modes de déformation des garnitures de forage

Un ordre de grandeur du rapport longueur/diamètre des garnitures de forage (facteur d'élanement) est 10000. De ce fait, les tiges se déforment suivant les trois modes de déformation caractéristiques de la mécanique des poutres de Bernoulli : en torsion, en flexion et en traction-compression (**Fig. 1.7**). A chacun de ces modes de déformation sont associées les modes vibratoires correspondant. On parle alors de vibrations de torsion, de vibrations latérales ou de flexion et de vibrations axiales.

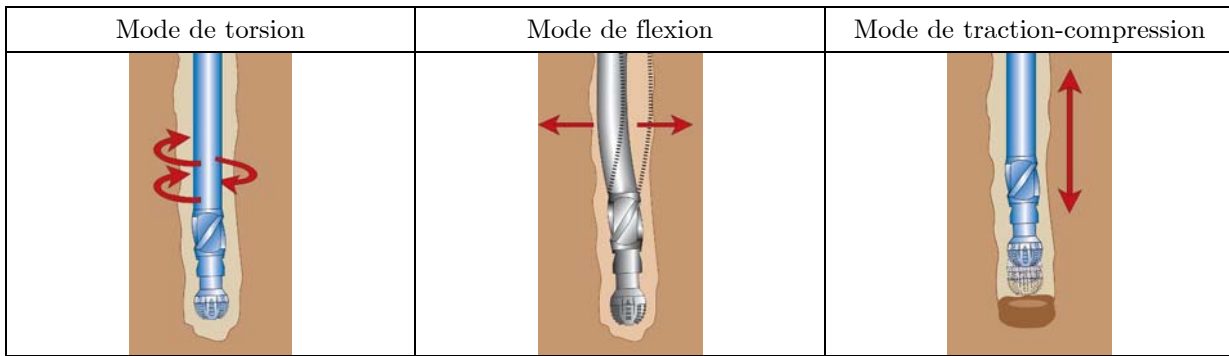


Fig. 1.7 : Les modes de déformation des garnitures de forage (SCHLUMBERGER, 2007)

Sous des conditions nominales de forage, les trois modes sont sollicités. Les garnitures de forage subissent typiquement un vrillage élastique de l'ordre de quelques tours, une élongation de l'ordre d'un mètre et des gradients d'inclinaison dans les portions courbes généralement compris entre 1 et 8 °/30 m. Dans les trois modes, l'hypothèse des petites déformations est généralement justifiée. Ainsi, on considère que les garnitures se comportent comme des poutres sans couplages internes.

### 1.1.5. L'intégrité des structures de forage

Les déformées réelles des garnitures de forage se distinguent nettement de la trajectoire du puits et présentent de nombreux points de contacts avec les parois du puits (**Fig. 1.8**). Ces déformées dépendent du champ de contraintes de traction-compression, de flexion, mais aussi, par l'intermédiaire des frottements tiges-puits, des contraintes de torsion.

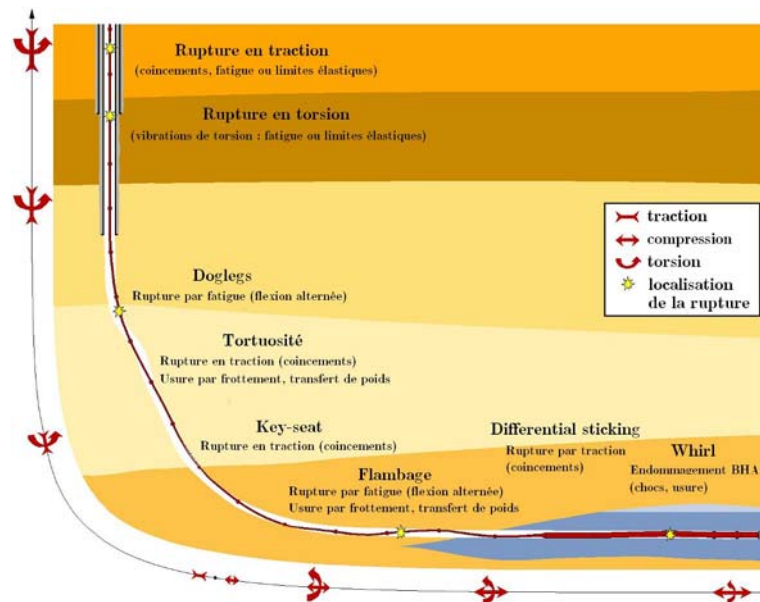


Fig. 1.8 : Principales causes de rupture des trains de tiges de forage

De nombreux facteurs font entrer les garnitures de forage en rupture. L'un des principaux est le mécanisme de flexion alternée, qui est caractéristique des poutres qui sont à la fois fléchies et entraînées en rotation (**Fig. 1.9**). Au cours d'une révolution, tout élément de volume est soumis à un cycle de traction-compression qui contribue à la fatigue du matériau constitutif et, in fine, à sa rupture (**Fig. 1.9**, bas-gauche). La durée de vie d'une tige soumise à ce type de contrainte est de l'ordre de plusieurs millions de révolutions et elle diminue avec l'intensité du moment de flexion. On représente

généralement la loi entre l'amplitude maximale des contraintes de flexion dans la tige et sa durée de vie à l'aide des courbes S-N (**Fig. 1.9**, bas-droite). Pour étudier des cas réels, on doit alors ajuster ces courbes pour les niveaux de contrainte moyens effectifs (HANSFORD & LUBINSKY, 1966).

Le phénomène de flexion alternée est accentué au passage des doglegs (changements brutaux de trajectoire), dans des puits tortueux et aussi dans le cas néfaste de flambage des tiges de forage. Le flambage se manifeste lorsque le niveau de contraintes en compression dépasse un certain seuil, en un point donné de la garniture (généralement les tiges). A ces facteurs, qui sont de type quasi statique et qui relèvent du mode de flexion, peuvent se superposer des vibrations dans ce même mode de flexion. Cependant, les vibrations de flexion les plus néfastes ne touchent pas les tiges mais la BHA. En revanche, dans le mode de torsion, les tiges sont le point faible des garnitures, la fatigue en torsion affectant généralement les connexions vissées (HILL, 1992).

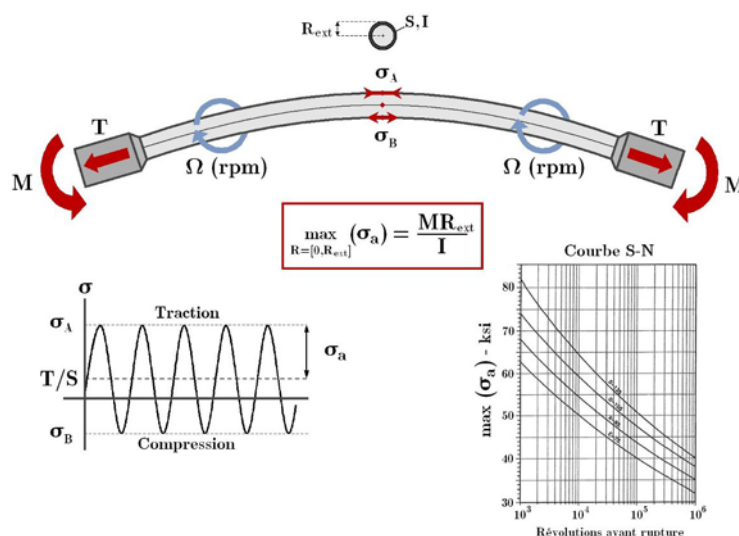


Fig. 1.9 : Fatigue des tiges de forage par flexion alternée

Les garnitures de forage peuvent aussi rompre par dépassement des limites élastiques du matériau. Dans le mode de traction, les tiges sont les éléments les moins résistants des garnitures de forage et supportent typiquement 900 MPa (soit 400 t pour des tiges de 5 "). Un des cas les plus courants où cette limite est dépassée concerne les coincements de tiges. Ils se produisent dans trois cas principaux (TOLLEFSEN ET AL., 2008) : par "adhérence différentielle" des tiges aux parois du trou lorsque, en cas d'arrêt de la rotation, la différence de pression entre le trou et les pores de la roche est importante ; dans le cas d'un mauvais nettoyage du puits ; ou dans le cas des problèmes liés à la trajectoire du puits, comme par exemple, par un excès de frottement dans des portions tortueuses ou par blocage des connexions dans des goulets d'étranglement.

D'après une étude récente, les ruptures complètes de garnitures de forage se produisent dans environ 2 % des cas de forage, pour un coût annuel estimé de 7.8 G\$ (TOLLEFSEN ET AL., 2008). Par ailleurs, (VAISBERG ET AL., 2002) avancent qu'environ 70 % des ruptures des garnitures de forage sont dues à la fatigue et 10 % au dépassement des limites élastiques (traction et torsion), ces deux mécanismes pouvant interagir. Selon ce même auteur, une autre étude de terrain montrerait que plus du tiers des ruptures sont dues à des coincements de tiges.

Des recherches prometteuses sont conduites dans le domaine des matériaux constitutifs des tiges de forage pour limiter les risques de rupture, par exemple BENSMINA ET AL. (2010). Alors que les tiges de forage standards sont en aciers de différentes qualités, les contraintes extrêmes qui s'exercent sur les garnitures actuelles poussent les fabricants à envisager l'utilisation de tiges en aluminium, en titane ou en matériaux composites. La résistance globale des garnitures de forage peut être améliorée en jouant sur trois facteurs principaux : l'allègement de la garniture ; l'augmentation locale de sa résistance

mécanique dans un mode de déformation donné ; la diminution des frottements tiges-puits. D'importantes avancées technologiques qui visent à étendre l'enveloppe des trajectoires de puits atteignables (**Fig. 1.2**) sont attendues dans ce domaine.

Enfin, l'intégrité des structures de forage ne se limite pas à empêcher leur rupture. En effet, il faut aussi assurer le bon fonctionnement des différents sous-systèmes des garnitures de forage qui ont d'autres fonctions que de supporter la garniture. Par exemple, les composants à parties mobiles, dont les joints d'étanchéité peuvent s'user prématurément ; les composants électroniques particulièrement sensibles à la température et aux chocs, qui peuvent faire perdre le contrôle et la surveillance en temps réel du forage ou l'acquisition de données précieuses ; les moteurs de fond de trou susceptibles de caler ; les outils de forage, dont les taillants peuvent s'user prématurément ou casser.

Ces dysfonctionnements n'empêchent pas nécessairement de forer, mais peuvent tellement ralentir le forage qu'il est préférable de remonter la garniture. Certes, les ruptures des trains de tiges sont dues le plus souvent dues aux coincements des tiges. Cependant, les vibrations des garnitures de forage affectent l'intégrité des structures de forage de plusieurs manières : elles accentuent la fatigue des tiges ; augmentent les risques d'endommagement des sous-systèmes ; ralentissent les opérations de forage et conduisent à forer des puits dont la trajectoire est mal contrôlée et les parois moins stables.

## 1.2. Les vibrations des garnitures de forage

### 1.2.1. Régimes vibratoires

De nombreux types de perturbations conduisent à exciter les modes de vibrations des garnitures de forage. Ces perturbations peuvent être accidentelles et isolées, par exemple en cas d'accumulation provisoire de débris ou déblocage des tiges par percussion contrôlée. Dans ce cas, des ondes se propagent dans un ou plusieurs des trois modes de vibrations, puis finissent par s'amortir. C'est le régime d'oscillations libres (**Fig. 1.10**).

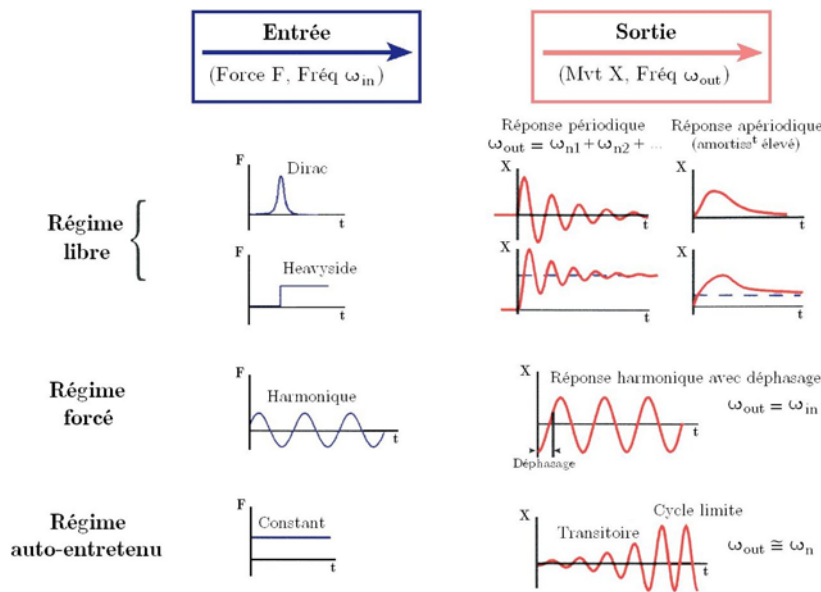


Fig. 1.10 : Les trois régimes vibratoires (MUSZINSKA, 1997)

Mais les sources de perturbations harmoniques sont fréquentes dans le forage pétrolier, de sorte que les garnitures de forage sont fréquemment dans un régime d'oscillations forcées (**Fig. 1.10**). Le risque

majeur dans ce régime est de faire entrer la garniture en résonance dans un de ses modes. Pour éliminer les effets néfastes dus à ce régime, on peut, lorsque c'est possible, supprimer la source d'excitation harmonique ou du moins, changer sa fréquence pour éviter les fréquences de résonance de la garniture. La nature du forage rotary fait que la rotation des tiges, même à vitesse constante, constitue naturellement une excitation harmonique. D'autres exemples de perturbations responsables du régime forcé sont fournis au § 1.2.5.1.

Un autre régime particulièrement redouté des foreurs est le régime auto-entretenu. Dans ce cas, une perturbation constante suffit pour que la garniture entre dans un régime oscillant instable qui évolue vers un cycle limite stable. Alors, la vibration génère elle-même sa propre excitation (**Fig. 1.10**). Le cycle limite correspond à l'entrée en résonance de la structure, qui oscille à une fréquence proche de l'une de ses fréquences propres, mais généralement non égale, du fait des non-linéarités propres au régime auto-entretenu (MUSZYNSKA, 1997). Des exemples de ce régime sont fournis au cours des sections suivantes et on constatera que la distinction avec le régime forcé n'est pas toujours évidente.

## 1.2.2. Les vibrations axiales

### 1.2.2.1. Le bit-bounce (cas du forage au tricône)

Le phénomène instable caractéristique du mode de traction-compression, ou mode axial, est appelé "bit-bounce", en référence au rebond de l'outil sur le fond de trou, dans la direction d'avancement. Sa forme la plus répandue est liée à l'utilisation d'outils tricônes, c'est-à-dire à trois molettes. Ce mode de vibration est auto-entretenu du fait que le front de coupe perd sa symétrie de révolution et prend une forme caractéristique trilobée, liée à la géométrie de l'outil tricône (**Fig. 1.11**). L'irrégularité du motif fait alors entrer la garniture en résonance axiale.



*Fig. 1.11 : Motif de fond de trou trilobé*

### 1.2.2.2. Le bit-bounce (cas du forage à l'outil PDC)

Il existe une forme plus rare de bit-bounce qui se manifeste avec les outils PDC. Elle a été étudiée par quelques auteurs (ELSAYED ET AL., 1994 ; SAMMOUDI, 2002). Le premier propose que le mécanisme à l'origine de l'auto-entretien de ces vibrations soit lié à la régénération de l'ondulation du front de coupe. Ce phénomène est attribué à un agencement régulier des taillants de l'outil PDC, qui, conjugué à une vitesse de rotation adaptée, fait entrer la garniture en résonance axiale, d'une manière similaire à ce qu'on observe dans le cas du bit-bounce des outils à molette. Ces auteurs ayant choisi d'adopter une approche analytique pour calculer la géométrie des fonds de trou creusés par les outils PDC, les géométries d'outils considérées sont très simplifiées (outils à trois taillants et saignées interactives pour ELSAYED ET AL., 1994 ; outils à lames droites et saignées non interactives pour SAMMOUDI, 2002). Cependant, sur le terrain, les vibrations axiales des outils PDC restent un phénomène marginal (PASTUSEK ET AL., 2007).

### 1.2.2.3. Contexte opérationnel

Le bit-bounce se produit préférentiellement avec les outils tricônes, dans les roches dures et les puits sub-verticaux et sa fréquence de bit-bounce est de l'ordre de 10 Hz. Ces variations peuvent user prématurément certaines parties de l'outil de forage comme les joints d'étanchéité, les roulements et aussi les inserts (SCHLUMBERGER, 2007). A faible profondeur, ces vibrations peuvent se propager en surface et mettre en péril les équipements de surface ("kelly-bounce"). Le bit-bounce s'accompagne aussi éventuellement de variations intenses de la pression de boue ainsi que d'une diminution de la vitesse d'avance du forage (HALLIBURTON, 2007).

Le bit-bounce se produit pour certaines vitesses de rotation préférentielles, appelées vitesses critiques. Pour l'outil à trois molettes, celles-ci correspondent au tiers des fréquences de résonance de la garniture. Pour s'en débarrasser, il existe des remèdes assez efficaces qui consistent à éviter d'entraîner la garniture à une vitesse de rotation correspondant à l'une des vitesses critiques (une diminution de la vitesse de rotation est souvent préférable) ou à augmenter le poids sur l'outil. On considère généralement que le bit-bounce est un phénomène auto-entretenu. Cependant, il est avant tout lié à la rotation des tiges. On pourrait donc tout autant considérer que c'est un phénomène vibratoire forcé.

### 1.2.3. Les vibrations latérales

#### 1.2.3.1. Généralités sur le phénomène de whirl

Le phénomène instable caractéristique du mode de flexion est la précession, ou "whirl". Dans ce mode, les vibrations de flexion sont engendrées par un mauvais équilibrage d'une partie de la garniture, généralement la BHA ("BHA-whirl"). Comme la garniture est en rotation, les forces d'inertie tendent à écarter la garniture de sa position d'équilibre quasi statique, qui entre alors dans un mouvement de précession. Dans le cas extrême où la vitesse de rotation imposée correspond à une fréquence de résonance de la garniture, cette dernière est affectée par des vibrations de flexion de grande amplitude. Dans ce mode, les vibrations sont induites par l'excentricité des tiges en rotation et l'on considère généralement que ces vibrations sont auto-entretenu. Comme dans le cas du bit-bounce, on pourrait aussi considérer qu'elles sont forcées par la rotation des tiges.

Le phénomène de whirl se décline en trois formes décrites dans la **Fig. 1.12**. La première est nommée précession synchrone ("forward-whirl"). Dans ce cas, la précession des tiges se fait dans le même sens que leur rotation propre. Les tiges sont en contact continu avec les parois du puits et ce mode correspond à un mouvement de roulement avec glissement des tiges sur les parois de puits. La seconde forme est nommée précession inverse ("backward-whirl"). Dans ce cas, les tiges s'appuient aussi sur les parois du puits mais la précession se fait en sens inverse de la rotation propre et il y a roulement sans glissement. La troisième forme est nommée précession chaotique ("chaotic-whirl"). On parle aussi de chocs latéraux. Dans ce cas, l'axe des tiges ne suit plus un mouvement régulier de précession mais un mouvement irrégulier au cours duquel les tiges peuvent heurter violemment les parois du puits.

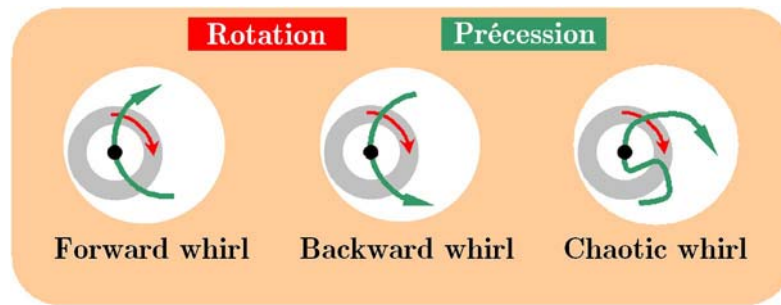


Fig. 1.12 : Les trois formes extrêmes de whirl (EL MARZOUKI, 2007)

Grâce aux logiciels d'analyse modale, il est possible de déterminer les fréquences des garnitures de forage réelles. On montre qu'elles dépendent fortement des conditions de contact et des conditions aux limites (EL MARZOUKI, 2007). Or, ces conditions introduisent généralement des non-linéarités dans le système. Bien que le principe de superposition modale ne soit valable que dans un cadre linéaire, on se sert généralement des fréquences propres comme indicateurs des fréquences de résonance effective des garnitures (HEISIG & NEUBERT, 2000), apparemment avec succès. Ces fréquences de résonance se situent dans la gamme des hautes fréquences 10-1000 Hz et on conseille d'éviter de faire tourner la garniture à une vitesse de rotation correspondant à l'une des fréquences de résonance.

### 1.2.3.2. Le phénomène de bit-whirl

Le phénomène de whirl est souvent combiné avec une forme légèrement différente, le "bit-whirl", qui est plus spécifiquement liée à l'usage des outils de forage de type PDC (BRETT ET AL., 1989). En effet, lorsque sa réponse mécanique comporte un effort latéral instantané suffisant (effort perpendiculaire à l'axe de rotation de l'outil), l'outil est dévié de son axe, comme sous l'effet d'une force d'inertie. Comme dans le phénomène classique de whirl, cela peut exciter les modes de flexion de la garniture et déstabiliser la garniture. L'outil PDC a tendance à forer un trou dont le diamètre est supérieur au diamètre de l'outil ("over-gauge hole"). Ce trou de mauvaise qualité peut prendre des formes géométriques très variées qui peuvent contribuer à entretenir le mouvement de précession (BRETT ET AL., 1989). De ce fait, il peut arriver que modifier la vitesse de rotation de la garniture n'élimine pas le whirl. Il convient alors d'arrêter le forage, de le reprendre à vitesse faible pour détruire la régularité du motif, puis de poursuivre le forage à vitesse faible.

### 1.2.3.3. Contexte opérationnel

Les trois formes de BHA-whirl se produisent préférentiellement pour des garnitures non stabilisées (garnitures pendulaires), dans des roches dures et des puits sub-verticaux. Les contacts et chocs à haute fréquence avec les parois du puits augmentent sensiblement les niveaux de couple en surface et endommagent les équipements électroniques embarqués et les composants à parties mobiles. Les variations intenses du moment flexion qui sont associées au whirl accentuent aussi la fatigue des tiges de forage, favorisent le développement de microfissures et conduisent éventuellement à la rupture complète du train de tiges (SCHLUMBERGER, 2007 ; HALLIBURTON, 2007). En outre, les phénomènes de whirl diminuent significativement la vitesse d'avance (BAILEY ET AL., 2008). LANGEVELD (1992) observe par exemple une diminution de 40 à 50 % de la vitesse d'avance pour des outils étant entrés en régime de backward-whirl. De même que pour le bit-bounce, on recommande d'éviter les vitesses de rotation correspondant à l'une des vitesses critiques (une diminution de la vitesse de rotation est souvent préférable) ou d'augmenter le poids sur l'outil.

Le BHA-whirl se combine avec le bit-whirl lorsque l'outil PDC présente une forte agressivité latérale. Il y a alors un risque d'endommager les taillants PDC (usure et écaillage prématurés) et de diminuer



encore la vitesse d'avance. Pour limiter ces effets néfastes, on peut par exemple ajouter des amortisseurs de chocs ("impact arrestors") en arrière des taillants périphériques (**Fig. 1.4**, c).

Mais une solution classique pour limiter l'occurrence du bit-whirl consiste à utiliser des outils "anti-whirl" (CLAYTON ET AL., 2005). Il en existe plusieurs configurations (**Fig. 1.13**). Dans la plus ancienne, les taillants de l'outil sont positionnés de façon asymétrique pour générer un effort latéral instantané de l'ordre de 12 % du WOB, qui dévie l'outil pour le faire entrer en contact avec les parois du puits, tout en détruisant la régularité du motif de fond (WARREN ET AL., 1990). A l'endroit du contact, une surface de coefficient de frottement faible est usinée sur le corps de l'outil ("low friction gauge pad"), pour limiter le roulement sans glissement caractéristique du backward-whirl. Cette solution a deux inconvénients majeurs : la perte d'espace disponible pour les taillants est telle qu'elle n'est pas adaptée pour des applications dans les roches dures qui requièrent une densité élevée de taillants ; l'outil est par principe déséquilibré ce qui n'empêche pas les autres formes de whirl de se produire.

La deuxième forme d'outils anti-whirl consiste à positionner les taillants de façon à ce qu'ils travaillent principalement en approfondissant les saignées des taillants qui les précèdent (WEAVER & CLAYTON, 1993). Le profil de coupe qui en résulte guide l'outil ("tracking feature") de sorte qu'une déviation latérale accidentelle de l'outil génère une force latérale le ramenant vers l'axe du trou.

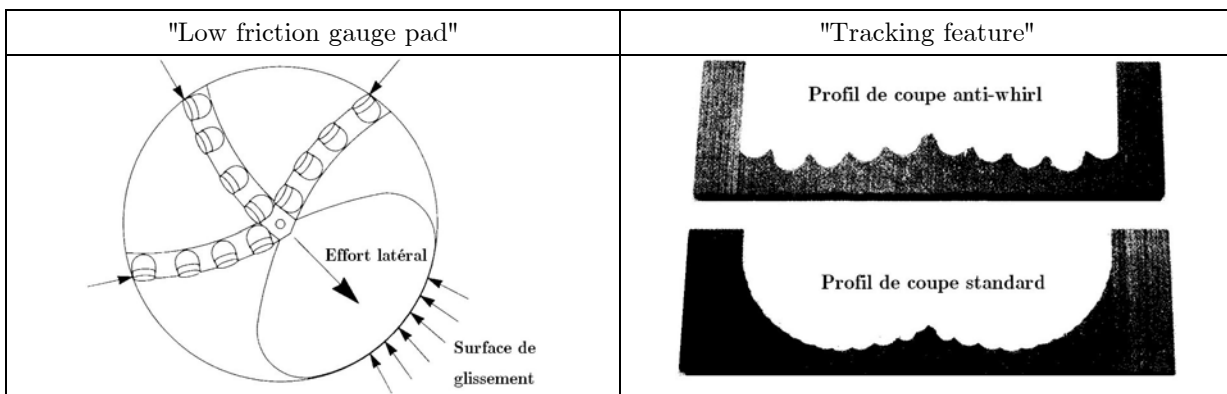


Fig. 1.13 : Deux exemples d'outils anti-whirl (WEAVER & CLAYTON, 1993)

## 1.2.4. Les vibrations de torsion

### 1.2.4.1. Généralités sur le phénomène de stick-slip

Dans le mode de torsion, le régime auto-entretenu s'appelle "stick-slip" et affecte principalement les garnitures employant des outils PDC à cause de leur fort besoin en couple pour forer la roche. Cette appellation provient du domaine de la tribologie et fait référence au mouvement saccadé d'un solide en contact frottant avec un autre, ce mouvement étant caractérisé par l'alternance de phases d'adhérence et de glissement. Dans le domaine du forage pétrolier, cela se traduit par des variations de la vitesse de rotation de l'outil, avec des phases d'accélération intense de l'outil alternant avec des phases de blocage complet (**Fig. 1.14**, gauche).

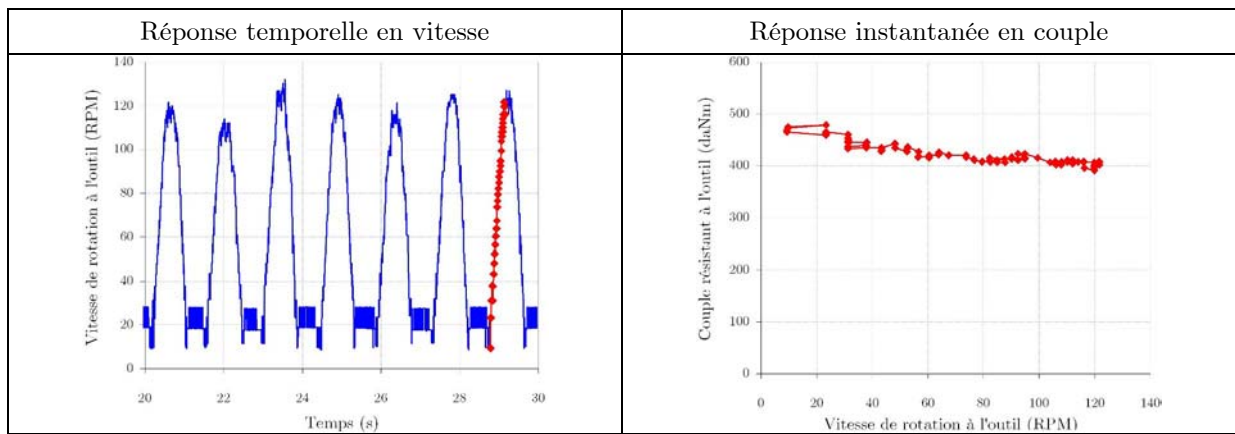


Fig. 1.14 : Caractéristiques dynamiques du stick-slip (CHALLAMEL ET AL., 2000)

La cause physique du stick-slip est encore mal connue, mais la plupart des auteurs s'accordent sur le fait qu'au cours du stick-slip, les variations de la vitesse de rotation s'accompagnent d'une diminution caractéristique du couple résistant à l'outil en fonction de la vitesse de rotation (**Fig. 1.14**, droite). Ce phénomène est appelé "negative damping effect" ou "effet Stribeck", par analogie avec la tribologie.

Comme on peut le voir dans **Fig. 1.14** (gauche), le mode de vibration fondamental des garnitures en régime de stick-slip est généralement dominant de sorte qu'on considère généralement que le signal en vitesse est mono-fréquentiel (BRETT, 1992 ; PAVONE & DESPLANS, 1994 ; RICHARD, 2001 ; KEULTJES & SAVIGNAT, 2001). Le stick-slip est donc un phénomène basse fréquence dont la période de stick-slip augmente d'environ deux secondes par millier de mètres de train de tiges (DUFEYTE & HENNEUSE, 1991). Remarquons que le zéro en vitesse des enregistrements de fond précédents (**Fig. 1.14**) vaut environ 20 tr/min, car la vitesse de rotation est en fait calculée par intégration d'un signal en accélération obtenu à l'aide d'accéléromètres disposés près de l'outil de forage (CHALLAMEL ET AL., 2000).

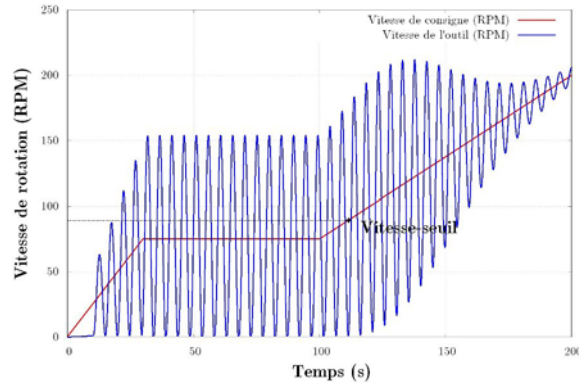
La longueur d'onde du mode fondamental de torsion dans l'acier est de 32 km (JANSEN, 1993). Ainsi, les ondes de torsion se propagent le long de la garniture avec une faible dispersion. En cas de stick-slip, toute la structure de forage est donc affectée par les vibrations. Le stick-slip peut ainsi conduire à l'endommagement des outils de forage et de leurs taillants (**Fig. 1.15**, gauche) ; à la fatigue en torsion des drillpipes et à l'éventuelle rupture des connexions vissées (**Fig. 1.15**, milieu) ; ainsi qu'à d'intenses variations du couple de surface et à l'endommagement des équipements de surface (**Fig. 1.15**, droite).



Fig. 1.15 : Effet du stick-slip sur l'intégrité des garnitures de forage

On considère généralement qu'il y a stick-slip lorsque les variations relatives du couple de surface dépassent 30 %. Les variations d'intensité au fond du trou peuvent alors dépasser les variations de surface d'un ordre de grandeur (RICHARD, 2001). La fréquence du stick-slip peut différer

significativement de la fréquence de résonance fondamentale en torsion. En effet, la durée de la phase d'adhérence est liée à la vitesse de rotation de consigne, imposée en surface. Au cours de la phase d'adhérence, l'énergie élastique de torsion est emmagasinée dans les drillpipes jusqu'à ce que le seuil d'adhérence soit dépassé. Si l'on augmente la vitesse de consigne, la durée de la phase d'adhérence diminue et il arrive un moment où l'outil ne se bloque plus. La garniture entre alors dans un régime d'oscillations amorties. La valeur de la vitesse de consigne au-delà de laquelle l'outil ne se bloque plus est appelée "vitesse-seuil". Elle est représentée dans la **Fig. 1.16** (gauche), qui est le résultat d'une simulation conduite pour un système dynamique présenté plus loin (§ 1.4.1).



*Fig. 1.16 : Mise en évidence de la vitesse-seuil*

A partir de conditions initiales nulles, on a imposé un historique de consigne (courbe rouge). On constate que le stick-slip apparaît dès le début de la simulation. Après la phase transitoire (de 0 à 30 s), le système atteint un cycle limite de stick-slip stable (de 30 à 100 s), puis dès lors que la vitesse de consigne dépasse 89 tr/min, l'outil ne se bloque plus et le système entre dans un régime d'oscillations amorties. L'existence de la vitesse-seuil a été mise en évidence par DUFEYTE & HENNEUSE (1991).

Contrairement aux autres modes vibratoires instables, dont l'occurrence est intimement liée aux vitesses critiques de la garniture, le phénomène de stick-slip se produit dans une bande de vitesses de consigne qui s'étend de zéro à la vitesse-seuil. Ce phénomène est donc, à strictement parler, un phénomène auto-entretenu et il est reconnu que la solution la plus générale pour s'en débarrasser consiste à augmenter la vitesse de consigne jusqu'à dépasser la vitesse-seuil.

#### 1.2.4.2. De multiples formes de vibrations de torsion

Trop souvent, l'appellation "stick-slip" est utilisée pour décrire une multitudes de formes de vibrations de torsion. Par exemple, on observe l'occurrence du phénomène de "stick-slip off-bottom", qui se produit alors que l'outil ne fore pas BRETT (1992). L'outil ne forant pas, on comprend que cette forme de stick-slip peut naturellement être considérée comme un pur problème de frottement lié au contact entre les gardes de l'outil de forage, les stabilisateurs ou les connexions vissées et les parois du puits. La source des instabilités provient de la forme spécifique des lois de frottement qui s'établissent au contact entre la garniture et le puits (contact métal-métal ou métal-roche).

DUFEYTE & HENNEUSE (1991) ont publié la dernière grande synthèse opérationnelle sur le stick-slip et ont mis en évidence une autre forme de stick-slip qui se produit avec les outils à molettes, pourtant moins consommateurs de couple que les outils PDC. Depuis, d'autres auteurs ont confirmé l'occurrence de ce phénomène en signalant l'occurrence simultanée de variations significatives du poids sur l'outil (CHEN ET AL., 2002 ; ROBNETT ET AL., 1999). La source des instabilités est mal connue mais, étant donné les différences entre les modes de destruction de la roche par les outils à molettes et par les

outils PDC (§ 1.1.3), la source des instabilités est certainement différente de celle du stick-slip avec les outils PDC.

Grâce aux développements des systèmes de mesures de fond de trou, plusieurs auteurs ont évoqué une forme haute fréquence des vibrations de torsion, se produisant dans la bande 10-100 Hz, liée à la résonance des drillcollars et appelée de ce fait "résonance de torsion" ou "torsional resonance" (WARREN & OSTER, 1998). La Fig. 1.17 compare des enregistrements de fond correspondant à du stick-slip et de la résonance de torsion (LEDGERWOOD ET AL., 2010). On constate que, comme dans le cas du stick-slip basse fréquence, les vibrations haute fréquence de l'outil sont très intenses et vont jusqu'à son arrêt complet. L'existence de ces vibrations est validée par PASTUSEK ET AL. (2007) et HALLIBURTON (2007).

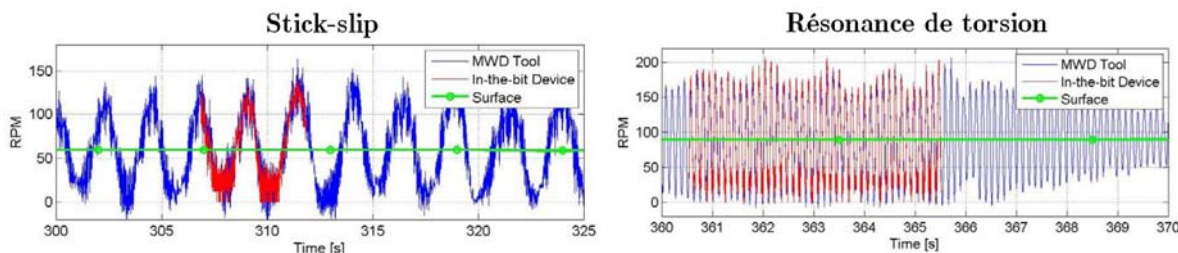


Fig. 1.17 : Données de fond comparées stick-slip / résonance de torsion (LEDGERWOOD ET AL., 2010)

Les simulations conduites et validées expérimentalement par BRETT (1992) semblent montrer qu'un même mécanisme soit à l'origine des deux phénomènes de la Fig. 1.17. En effet, cet auteur a réussi à expliquer par un même modèle, l'occurrence de vibrations de torsion haute fréquence (environ 60 Hz) se produisant sur un banc de forage (de rigidité élevée induisant une fréquence élevée) et du stick-slip basse fréquence (environ 0.15 Hz) se produisant pour une structure de forage réelle (de rigidité faible induisant une fréquence faible). L'approche suivie, décrite en détail au § 1.3.2, exige comme donnée d'entrée, l'hypothèse que le couple à l'outil diminue suivant la vitesse de rotation. L'auteur valide cette hypothèse aux différentes échelles expérimentales de son étude et attribue cette diminution à une difficulté d'évacuation des débris de coupe. Ce raisonnement implique donc qu'un même phénomène, lié à un écoulement de matière, se produit de la même manière dans un contexte de dynamique rapide (60 Hz) et de dynamique lente (0.5 Hz), ce qui n'a rien d'évident lorsque l'on se penche sur le comportement dynamique des outils PDC (§ 1.3.2.2).

Dans la pratique, différencier les formes de vibrations de torsion n'est possible que lorsque l'on a connaissance de l'évolution temporelle haute fréquence des grandeurs mécaniques et hydrauliques du problème. Par exemple, il se peut que le foreur applique le poids sur l'outil suivant un processus cyclique dont la fréquence correspond à une fréquence de résonance en torsion de la structure. Dans ce cas, on peut hâtivement conclure à la présence de stick-slip, alors qu'on a affaire à un régime forcé de vibrations de torsion. Des situations similaires peuvent être imaginées face à des problèmes de bourrage par exemple, si l'on n'a pas connaissance de l'évolution de la pression de boue.

#### 1.2.4.3. Contexte opérationnel

Le stick-slip on-bottom et basse fréquence se produit préférentiellement dans le cas des puits verticaux et de diamètre élevé (FEAR ET AL., 1997), mais aussi dans le cas des puits fortement déviés (HALLIBURTON, 2007) et plus généralement, lorsque les frottements tiges-puits sont importants (DUFUYTE & HENNEUSE, 1991). Ces auteurs n'ont détecté aucune influence du type de boue mais ont observé une réduction de l'occurrence du stick-slip suite à l'ajout de lubrifiants.

L'emploi d'outils PDC, plutôt que d'outils à molettes favorise le stick-slip (DUFUYTE & HENNEUSE, 1991). Le risque de stick-slip est alors d'autant plus élevé que l'agressivité de l'outil PDC est grande.

Celle-ci peut être due au fait que les taillants sont neufs, qu'on utilise des taillants de large diamètre ou des outils dont le nombre de lames et de taillants est faible, ou encore des taillants dont l'angle de coupe est faible (HALLIBURTON, 2007). A l'inverse, le stick-slip est aussi favorisé par l'usure des taillants des outils PDC (BRETT, 1992 ; CHALLAMEL, 1999).

Agressivité et usure des outils PDC sont pourtant deux facteurs qui semblent agir de manière complémentaire puisque l'agressivité augmente le besoin en couple à l'outil, tandis que l'usure augmente principalement le besoin en poids sur l'outil. Cette contradiction est peut-être liée au fait que ces conclusions font implicitement référence à différents contextes de forage. En effet, les roches plastiques comme les argilites ou le sel (HALLIBURTON, 2007), caractérisées par un comportement à la rupture de type ductile, sont connues pour favoriser le stick-slip. Il est possible que ce soit dans ce contexte que l'agressivité de la structure de coupe soit un facteur aggravant. A l'inverse, les roches dures, caractérisées par un comportement à la rupture de type fragile, sont, elles aussi, connues pour favoriser le stick-slip (BRETT, 1992 ; Fear, 2000) et c'est probablement dans ce contexte que l'usure des taillants PDC est un facteur aggravant.

On montrera qu'il est en fait aussi possible que l'usure et l'agressivité de l'outil PDC augmentent le risque de stick-slip dans un même contexte de forage (**Chapitre 7**). De manière plus générale, selon (DUFÉYTE & HENNEUSE, 1991), la lithologie est l'un des principaux facteurs de risque de stick-slip.

Enfin, on a vu que le stick-slip se développe lorsque la vitesse de consigne est faible. Ceci est d'autant plus vrai lorsqu'on utilise un moteur de fond en mode "rotating" (DUFÉYTE & HENNEUSE, 1991). Le poids sur l'outil est aussi un facteur aggravant dans l'ensemble des contextes où le stick-slip se produit puisque d'une part, il augmente l'engagement de l'outil dans la roche et d'autre part, comme il est proportionnel au couple à l'outil, il accentue l'effet d'amortissement négatif.

Quels que soient les mécanismes à l'œuvre, les dégâts causés par le stick-slip sont multiples : usure prématurée des taillants qui subissent des régimes de vitesse élevés ; rotation inverse ou couplage à haute vitesse avec des vibrations latérales, puis écaillage des taillants PDC ; fatigue en torsion accélérée et dépassement éventuel des limites mécaniques en torsion des drillpipes ou des connexions ; variations intenses du couple en surface, calage du moteur de surface et endommagement éventuel des équipements de surface ; difficulté de transmission des données de fond. A cela s'ajoute une diminution importante de la vitesse d'avance du forage que DUFÉYTE & HENNEUSE (1991) estimaient à 35 % des performances nominales.

#### **1.2.4.4. Lutter contre le stick-slip**

Du fait de la variété des contextes de forage dans lesquels le stick-slip se produit et des multiples formes qu'il peut prendre, de nombreuses solutions ont été inventées pour lutter contre le stick-slip.

##### ***Solutions immédiates :***

Lorsque du stick-slip apparaît, on recommande aux foreurs de suivre des procédures similaires à celles représentées sur la **Fig. 1.18**, où l'on cherche à modifier le poids sur l'outil et la vitesse de consigne. On préconise de désengager l'outil de la roche pour éviter les blocages ou d'augmenter la vitesse de rotation pour franchir la vitesse-seuil. On doit alors veiller à ce que d'autres modes de vibration ne soient pas excités.

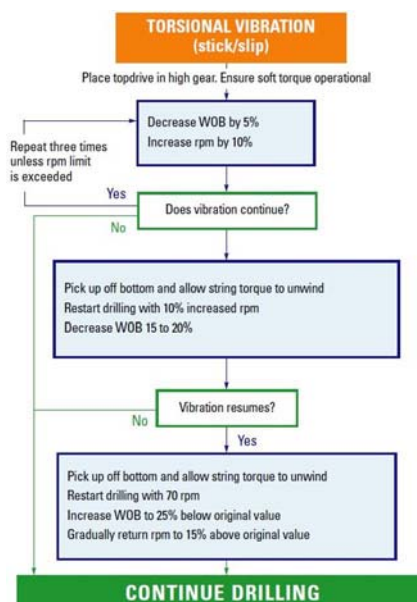


Fig. 1.18 : Recommandations opérationnelles immédiates contre le stick-slip (SCHLUMBERGER, 2007)

### Solutions différées :

Si les problèmes persistent, il faut envisager des solutions qui mettent le forage en attente. L'une des plus courantes consiste à diminuer les frottements le long de la garniture. Pour cela, on recommande de nettoyer le puits en manœuvrant axialement la garniture, en la faisant tourner rapidement et en augmentant le débit de boue pour dissiper d'éventuels bouchons ("back-reaming"). La garniture étant suspendue, les risques de vibrations latérales sont accrus (HALLIBURTON, 2007).

Une autre solution consiste à injecter des lubrifiants (liquides ou solides) pour empêcher les phénomènes de colmatage (ABDOLLAHI & SKALLE, 2003). Cette solution présente deux inconvénients majeurs. D'une part, le coût des additifs est de l'ordre de plusieurs centaines de milliers de dollars. D'autre part, lubrifier les contacts tiges-puits peut conduire à diminuer le frottement visqueux tiges-boue et ainsi diminuer l'amortissement des oscillations de torsion (§ 1.4.2.3).

### Solutions anticipées (hardware) :

Si les solutions précédentes sont inefficaces, on peut modifier la composition de la garniture en ajoutant ou en remplaçant des sous-composants mécaniques. Ces solutions, "hardware", sont très variées. On présente ci-dessous les technologies les plus emblématiques.

La première se rapporte à un type de conception d'outils. Sur l'outil représenté dans la Fig. 1.19, en arrière d'une rangée de taillants primaires, on dispose une rangée de taillants secondaires dont l'engagement dépend de l'engagement des taillants primaires. Dans cet exemple, les taillants secondaires sont moins agressifs (et donc moins performants) que les taillants primaires. En outre, du fait d'un différentiel de profondeur de passe entre la rangée primaire (notée 36) et la rangée secondaire (notée 41), les taillants secondaires n'entrent en action que lorsque la profondeur de passe des taillants primaires dépasse un seuil donné. Les taillants secondaires servent donc non seulement de limiteurs de profondeur de passe mais ils participent aussi à la coupe, contrairement à des amortisseurs d'impact ("impact arrestors") (Fig. 1.4, c). Cette technologie permet, selon les auteurs du brevet (TAYLOR ET AL., 2001), d'obtenir une évolution croissante du couple résistant avec la vitesse de rotation, contraire à celle présentée sur la Fig. 1.14. Dans le principe, c'est un outil anti-stick-slip. Ce brevet ne renvoie à aucun modèle théorique permettant d'expliquer ce comportement tout à fait singulier.

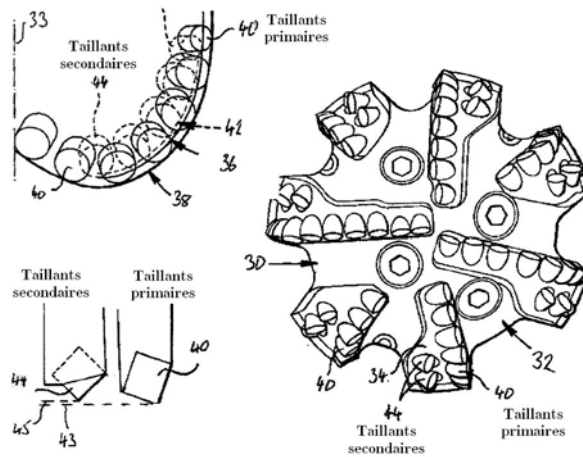


Fig. 1.19 : Design d'outils PDC anti-stick-slip (TAYLOR ET AL., 2001)

Le crédit que l'on accorde à cette invention provient du fait que ce principe de conception a été largement développé dans l'industrie du forage, sous le nom de technologie "Depth Of Cut Control" (DOCC) (JAGGI ET AL., 2007). La **Fig. 1.4** (a-c) en montrent plusieurs exemples proposés par différents fabricants d'outils. Cette technologie semble offrir d'autres avantages que la seule réduction du risque de stick-slip. En effet, limiter l'engagement des taillants dans la roche permet aussi de diminuer la charge par taillant et ainsi l'usure de l'outil, qui réduit, d'ailleurs, à son tour le risque de stick-slip (JAGGI ET AL., 2007). Ces configurations d'outils sont utilisées dans les roches dures et abrasives qui requièrent une coupe peu agressive ou une bonne stabilité de l'outil, tant du point de vue vibratoire (en torsion et en flexion) que directionnel. L'inconvénient majeur de cette technologie est son prix, puisqu'elle nécessite des développements avancés dans tous les domaines techniques du design d'outils (positionnement très précis des taillants, matériaux dédiés aux applications dures et abrasives, équilibrage de la structure de coupe, qualité des écoulements fluide, etc.). Cependant, contrairement aux autres technologies existantes, elle a l'avantage de ne pas comporter de parties mobiles.

C'est le cas par exemple du système **Torkbuster** (**Fig. 1.20**, gauche). Ce système vise à appliquer à l'outil un couple harmonique haute fréquence, qui se superpose au couple nominal et empêche les blocages de l'outil. Pour cela, une partie de l'énergie hydraulique est convertie en mouvement de percussion en torsion, par l'intermédiaire d'une turbine, positionnée juste au-dessus de l'outil.

Un autre système récent, "Anti-Stall Tool" (AST), fonctionne suivant le principe d'une coulisse qui se rétracte quand le couple à l'outil augmente (**Fig. 1.20**, milieu). Aux risques associés à un composant à parties mobiles, s'ajoutent les risques liés au couplage interne entre le mode de torsion et le mode axial. On trouve d'autres systèmes pour contrôler l'évolution du couple à l'outil, et notamment des limiteurs de couple.

Contrairement aux systèmes précédents, qui sont liés à l'action de l'outil de forage, d'autres systèmes cherchent à prévenir le stick-slip en se focalisant sur les frottements entre la garniture et le puits. Les "roller-reamers", par exemple, combinent une fonction de réduction des frottements tiges-puits avec une fonction de reaming. Il semble que ces systèmes aient non seulement des propriétés anti-stick-slip (**Fig. 1.20**, droite) mais limitent aussi l'entretien du whirl en diminuant le couple de frottement aux points de contact tiges-puits (SOWERS ET AL., 2009).

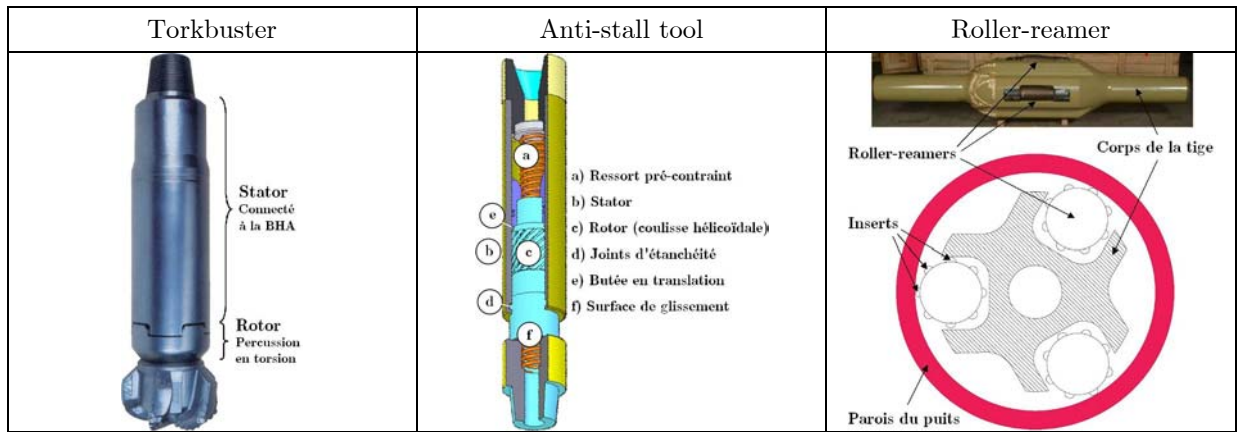


Fig. 1.20 : Exemples de systèmes anti-stick-slip

D'autres auteurs ont proposé d'ajouter un manchon positionné près de l'outil, en contact continu avec le puits, pour faire en sorte que le couple résistant global soit une fonction croissante de la vitesse de rotation permettant de stabiliser la garniture (PAVONE, 1994). L'inconvénient d'une telle solution est de n'être efficace qu'au prix d'une diminution importante du couple disponible à l'outil.

**Solutions anticipées (software) :**

La dernière classe de solutions contre le stick-slip consiste à réguler les commandes de surface (vitesse de rotation, poids au crochet). HALSEY ET AL. (1988) ont conduit les premiers travaux en ce sens, à partir de deux constatations fondamentales. D'une part, les ondes de torsion se propagent le long des garnitures de forage avec une faible dispersion. D'autre part, comme l'inertie de la table de rotation est élevée et comme la vitesse de consigne est constante, le coefficient de réflexion des ondes de torsion en surface est proche de un (92 % selon ces auteurs). Afin d'absorber les ondes de torsion en surface, les auteurs proposent de réguler la vitesse de consigne, à l'aide d'un capteur de mesure du couple et de vitesse en surface et d'un correcteur proportionnel branché sur le moteur.

Depuis, plusieurs auteurs ont repris ce système en améliorant la mesure des grandeurs de surface (Worrall, 1990 ; Sananikone, 1992, Javanmardi & Gaspard 1992, d'après LEINE, 1997), en utilisant des correcteurs plus robustes (JANSEN, 1993 ; VAN DEN STEEN, 1997) ou encore en mettant en œuvre des procédures d'accordage plus efficaces (VAN DEN STEEN, 1997). Les relations de proportionnalité qui existent entre les grandeurs électriques (respectivement intensité et tension) et mécaniques (respectivement vitesse de rotation et couple) permettent de représenter les analogues mécaniques de ces systèmes électroniques, à l'aide d'associations masse-ressort-amortisseur. Dans la **Fig. 1.21**, on représente le schéma de principe de l'absorbeur de couple appelé "Soft Torque Rotary System" (STRS), tel qu'il a été étudié par VAN DEN STEEN (1997). La structure de forage est elle-même représentée par une combinaison simple de masses, ressorts et amortisseurs (système à masse concentrée).

La commande, linéaire et passive, est de type régulateur proportionnel-dérivé, afin d'assurer l'hyper-stabilité de l'asservissement ("hyper-stability approach"). Pour fonctionner, le STRS doit être accordé, en déterminant des valeurs optimales des deux paramètres  $k_f$  et  $c_f$ . L'auteur propose plusieurs critères d'accordage, suivant que l'on se trouve dans un régime d'oscillations de torsion de faible amplitude, de moyenne amplitude ou dans un régime de stick-slip.



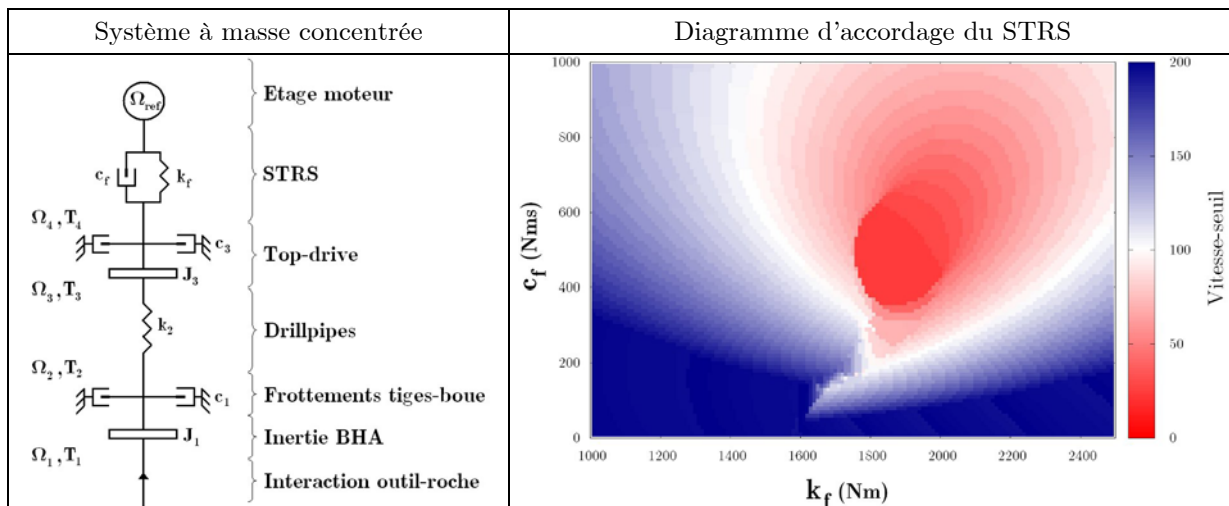


Fig. 1.21 : Schéma de principe et accordage du STRS

Dans le cas du régime de stick-slip, les paramètres d'accordage doivent être déterminés numériquement, en résolvant, dans le domaine temporel, les équations du mouvement de cet oscillateur à deux degrés de liberté pour un couple donné de valeurs de  $k_f$  et  $c_f$ . A chaque simulation, on détermine la vitesse-seuil de la garniture de forage. Puis, on construit le diagramme d'accordage du système en parcourant l'espace des paramètres  $k_f$  et  $c_f$  (**Fig. 1.21**). Dans cet exemple, on constate que le minimum de la vitesse-seuil vaut environ 23 TR/MIN et qu'il est atteint pour  $[k_f, c_f] = [1990, 470]$ . Les paramètres utilisés pour ces simulations sont fournis au § 1.4.2.1.

Le STRS a beaucoup été étudié et utilisé (KEULTJES & SAVIGNAT, 2001). D'autres systèmes ont vu le jour depuis (KYLINGSTAD & NESSJOEN, 2009), et la recherche reste très active pour améliorer les commandes de surface (SERRARENS, 1998 ; KARKOUB ET AL., 2009, etc.), même si, sur le terrain, on privilégie parfois la robustesse à la précision de la commande (VAN DEN STEEN, 1997).

## 1.2.5. Identifier les modes vibratoires

### 1.2.5.1. Perturbations dynamiques en forage pétrolier

La première étape pour identifier les modes vibratoires qui affectent les garniture de forage est de comprendre quelles peuvent être les perturbations du système. Un des facteurs prépondérants est la nature de la roche traversée. En effet, lorsque l'outil en rotation interagit avec des roches stratifiées, anisotropes (Boualleg, 2006) ou hétérogènes (BEHR ET AL., 1993), cela génère des perturbations harmoniques susceptibles d'exciter les fréquences de résonance des garnitures.

On a souligné que des perturbations harmoniques peuvent venir du mode d'application manuelle du poids sur l'outil par le foreur (§ 1.2.4.2). Plusieurs auteurs proposent d'automatiser cette tâche (YIGIT & CHRISTOFOROU, 2006).

Une source de perturbations régulièrement citée est liée aux variations de la pression d'injection des pompes à boue qui se propagent jusqu'à l'outil, perturbent son fonctionnement et peuvent exciter des modes de vibrations de la structure (SCHMALHORST ET AL., 2000). Les pompes de type triplex, très courantes, permettent justement d'appliquer la charge hydraulique à l'aide de trois chambres de pression indépendantes et déphasées d'un tiers de période. Cela permet de réduire les variations de pression. Au prix de pertes hydrauliques supplémentaires, on ajoute généralement des amortisseurs hydrauliques de pulsation. Etant donné les coûts associés à ces problèmes, la recherche reste active dans ce domaine (KVERNELAND ET AL., 2005).

Dans **Tab. 1.1**, on représente les gammes de fréquence de quelques phénomènes vibratoires importants. On constate que le stick-slip est le principal phénomène basse fréquence, ce qui le met à l’abri d’un certain nombre de couplages, mais pas de tous, comme on le montre ci-après.

Phénomène vibratoire	Gamme de fréquence (Hz)
Stick-slip	0.1-5 <sup>b d</sup>
Résonance en torsion	10-350 <sup>b d a</sup>
Bit-bounce (roller-cone)	1-20 <sup>b</sup>
Chaotic-whirl	10-1000 <sup>c</sup>
Forward-whirl	1-20 <sup>b</sup>
Backward-whirl	5-1000 <sup>b</sup>
Bit-whirl	10-50 <sup>b</sup>
Bit chatter	20-250 <sup>b</sup>
Transmission signaux	1
Pompes à boue	10
Houle	0.1

<sup>a</sup> LEDGERWOOD ET AL. (2010)  
<sup>b</sup> HALLIBURTON (2007)  
<sup>c</sup> SCHLUMBERGER (2007)  
<sup>d</sup> PASTUSEK ET AL. (2007)

Tab. 1.1 : Gammes de fréquence des phénomènes vibratoires du forage

### 1.2.5.2. Couplages entre modes vibratoires

Une seconde étape pour identifier les modes vibratoires est de comprendre comment ils peuvent interagir entre eux, autrement dit, par quels mécanismes ils peuvent être couplés. (TUCKER & WANG, 1999) ont décrit le formalisme général de la dynamique des garnitures de forage dans des puits réels, avec prise en compte des trois modes de déformation et de l’ensemble des interactions principales entre les tiges et leur environnement (équipements de surface, contacts tiges-puits, frottement tiges-boue, interaction outil-roche). Cependant, la dynamique des garnitures de forage est plus souvent étudiée dans des cadres simplifiés qui révèlent déjà une grande complexité. Ces simplifications sont possibles, par exemple, lorsqu’on observe sur le terrain que plusieurs modes sont découplés ; lorsqu’on se satisfait de conditions aux limites générales ; lorsque les vibrations prennent place sur une portion restreinte de la garniture ; ou lorsque l’on s’intéresse à l’influence d’un paramètre spécifique.

Dans l’étude du couplage entre les vibrations latérales et axiales, le principal mécanisme à l’œuvre est un mécanisme analogue au phénomène statique de flambage. Il est appelé "parametric resonance" (HALLIBURTON, 2007). Particulièrement présent dans les puits de faible courbure (DUNAYEVSKY ET AL., 1993), il est principalement engendré par les fluctuations du poids au crochet (§ 1.2.5.1). Certains auteurs mentionnent parfois un facteur aggravant, lié au raccourcissement différentiel de la garniture dans des sections de forte courbure (DUNAYEVSKY ET AL., 1993). Cependant, la plupart des couplages ont des causes externes, liées aux interactions entre la structure et son environnement (tiges-puits, tiges-boue, outil-roche). C’est ainsi qu’est abordée l’étude des couplages entre les vibrations latérales et les vibrations de torsion.

Dans le cadre d’une analyse de stabilité linéaire conduite sur un système dynamique, certes simplifié, mais décrivant les principales caractéristiques des vibrations des outils PDC (**Fig. 1.22**, gauche), ABASSIAN & DUNAYEVSKY (1998) démontrent théoriquement que les vibrations latérales (bit-whirl et BHA-whirl sont équivalents dans ce modèle) et les vibrations de torsion sont découplées. En effet, comme il apparaît dans **Fig. 1.22** (droite), les domaines de stabilité des deux modes sont disjoints. Avec une technologie d’acquisition récente, LEDGERWOOD ET AL. (2010) présentent des diagrammes de stabilité expérimentaux qui valident ces résultats. XIANPING WU ET AL. (2010) se sont penchés sur

cette question d'un point de vue théorique. Leurs résultats confirment le fait que stick-slip et whirl sont découplés. Cependant, la forme des diagrammes de stabilité présentés diffère significativement de celles des deux références précédentes, (LEDGERWOOD ET AL., 2010 émettent des réserves à ce sujet).

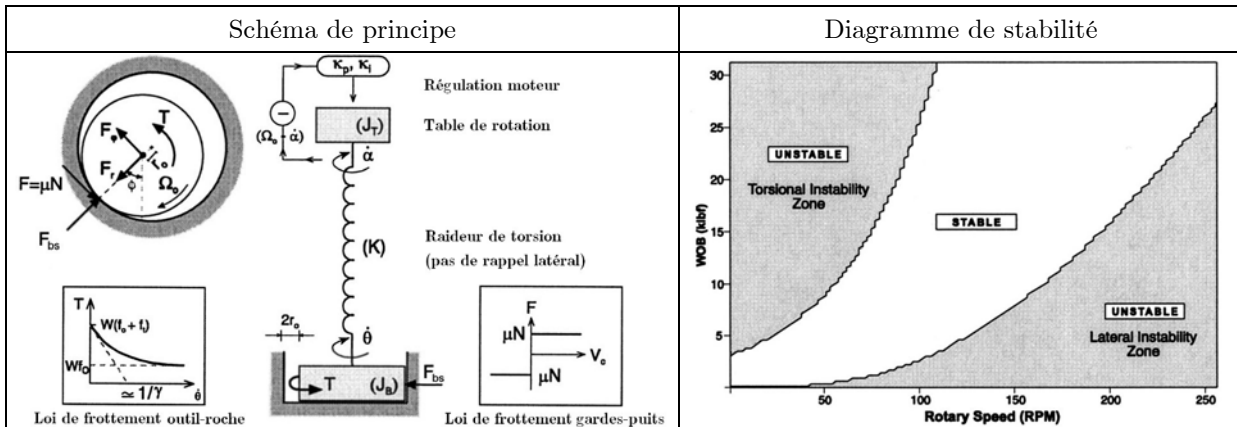


Fig. 1.22 : Modèle couplé latéral-torsion de ABASSIAN & DUNAYEVSKY (1998)

De manière complémentaire, LEINE ET AL. (2002) concentrent leur analyse théorique sur les vibrations des drill-collars. L'interaction outil-roche est modélisée mais l'outil est supposé centré sur l'axe du puits (absence de bit-whirl). En revanche, les drillcollars sont sujets à des interactions tiges-puits et tiges-boue (Fig. 1.8). Une analyse non-linéaire de la stabilité des régimes vibratoires de ce système montre que, même si stick-slip et whirl peuvent se produire simultanément sur une très étroite fenêtre de vitesse de rotation (branche périodique stable  $P_2$ ), le backward-whirl pur (branche d'équilibre stable  $E_4$ ) est découplé du stick-slip pur (branche périodique stable  $P_{1a}$ ) (Fig. 1.23).

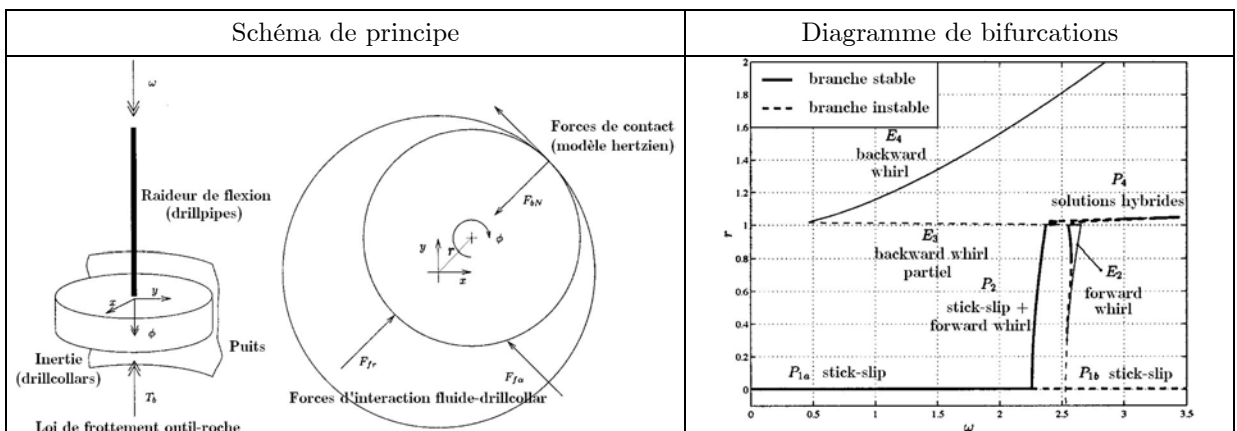


Fig. 1.23 : Modèle couplé latéral-torsion de LEINE ET AL. (2002)

Bien que le système étudié ne soit dimensionné comme une garniture de forage, des résultats expérimentaux viennent à l'appui des résultats théoriques (Fig. 1.24). On observe que la signature en couple du backward-whirl diffère de celle du stick-slip. En effet, contrairement au stick-slip, le couple à l'outil est élevé et augmente avec la vitesse de rotation du fait de l'intensité des contacts tiges-puits.

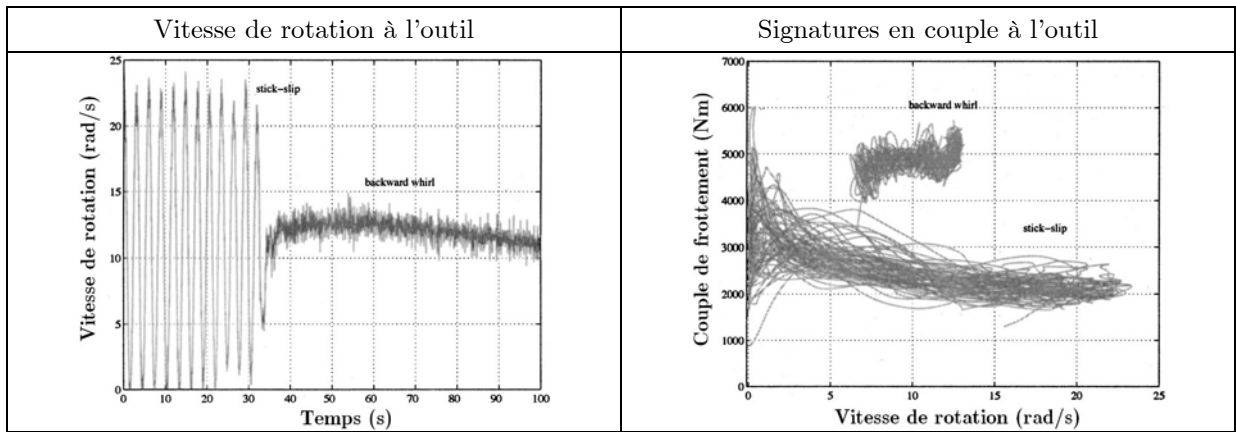


Fig. 1.24 : Différences de comportement entre *stick-slip* et *backward-whirl* (LEINE ET AL., 2002)

Sur le terrain, les analyses sont plus complexes. D'après une campagne expérimentale conduite par FEAR ET AL. (1997) et portant sur 40 puits, aucun épisode de *stick-slip* n'a été observé avec des outils équilibrés suivant le procédé anti-whirl, tandis que du *stick-slip* a affecté les performances du forage pour 40 outils ne présentant pas de propriétés anti-whirl. *Stick-slip* et bit-whirl semblent donc fortement couplés. Cependant, au cours de leur campagne expérimentale conduite sur des puits verticaux, LEDGERWOOD ET AL. (2010) observent que l'outil subit d'intenses vibrations latérales lors des phases d'accélération de l'outil en régime de *stick-slip*. Cette tendance peut provenir de défauts d'équilibrage des outils, qui, même faibles, sont notables aux vitesses élevées atteintes en cas de *stick-slip*. Dans ce cas, le bit-whirl est une conséquence du *stick-slip*, mais les auteurs ne parlent pas de couplage. Enfin, certains auteurs affirment, au contraire, que le *stick-slip* est favorisé par l'usage d'outils anti-whirl (RICHARD, 2001). Comme dans les cas des multiples formes de *stick-slip* (§ 1.2.4.2), il est probable que derrière ces résultats contradictoires se cachent différentes formes de couplages et de mécanismes physiques.

Dans le domaine des couplages torsion-axial, plusieurs auteurs font état de l'existence de couplages (TUCKER & WANG, 1999 ; YIGIT & CHRISTOFOROU, 2006 ; RICHARD, 2001). Le principal mécanisme responsable de ce couplage est naturellement lié à l'interaction outil-roche puisque forer exige d'exercer à la fois un poids et un couple. Dans la majorité des études, l'action de l'outil de forage contre la roche est modélisée comme un problème de frottement et les instabilités vibratoires sont générées uniquement par la forme de la loi de frottement qui est une donnée d'entrée du problème. Seul RICHARD (2001) inclut l'action de coupe de l'outil de forage. La forme de la loi de frottement, est alors une conséquence du couplage vibratoire, non plus une cause. Cette dernière approche est décrite en détail au § 1.3.3. Cependant, quelle que soit l'approche suivie, les auteurs s'accordent à dire qu'il est possible de limiter, voire de s'affranchir du *stick-slip*, en limitant (RICHARD 2001) ou en régulant l'amplitude des vibrations axiales (YIGIT & CHRISTOFOROU, 2006). Ces derniers suggèrent d'asservir le poids au crochet à l'aide d'un correcteur simple. Malgré les difficultés de mise en œuvre pratique d'un tel asservissement dans des situations réelles (problèmes de transfert de poids et de couple, d'inertie axiale des garnitures), les progrès réalisés dans le domaine de l'acquisition et de la transmission de données de forage laissent penser que l'asservissement couplé du poids au crochet et du couple de surface pourrait devenir la norme dans les années à venir.

### 1.2.5.3. Détecter les vibrations

Disposer d'un système d'acquisition et de transmission des données de forage de qualité est la troisième étape permettant d'identifier les modes vibratoires avec précision. Selon (HENNEUSE, 1992), au cours des années 60 à 70, les recherches ont d'abord porté sur le développement de mesures de surface. Puis,

au cours des années 80, des systèmes capables de résister à des conditions intenses de température, de pression et de vibrations, ont été conçus pour être embarqués au fond du trou. De nos jours, ces systèmes se déclinent en trois types :

- les systèmes de mesure de surface qui échantillonnent la vitesse de rotation, le couple moteur, la tension de surface et les pressions de boue entrante et sortante ;
- les systèmes MWD ("Measurement While Drilling") qui sont composés d'accéléromètres pour mesurer l'intensité des vibrations, de jauges de déformation pour déterminer les contraintes dans les tiges, de gyroscopes pour mesurer l'inclinaison du puits, de magnétomètres pour mesurer son azimut ou encore de jauges de température et de pression (PAVONE & DESPLANS, 1994) ;
- les systèmes LWD ("Logging While Drilling") qui sont conçus pour donner des informations sur les formations traversées à partir d'émissions acoustiques (pour mesurer la vitesse de propagation du son dans les roches) ou d'émissions électromagnétiques (pour mesurer l'argilosité, la porosité, la densité ou le degré de saturation).

Les systèmes d'acquisition de fond de trou actuels permettent d'acquérir les données et de les stocker sur des mémoires embarquées. Elles sont analysées après la remontée de l'instrument. Suivant les enjeux du forage, on utilise alors des systèmes dont la fréquence peut aller de 10 à 1000 Hz, l'encombrement de 10 cm à plusieurs mètres et la durée de fonctionnement de quelques heures à quelques dizaines d'heures.

La fonction cruciale d'un système d'acquisition de fond de trou est d'acquérir les données de fond pour les transmettre instantanément en surface et ainsi s'assurer du bon déroulement du forage. Ceci est accompli couramment aujourd'hui grâce à des systèmes de télémétrie qui, couplés au système de mesure, sont chargés de transmettre les signaux enregistrés vers la surface.

La technologie la plus courante ("mud pulse telemetry") consiste à émettre des impulsions acoustiques dans la boue de forage. Cette technologie est possible grâce à la faible dispersion des ondes acoustiques dans la boue de forage. En revanche, en cours de forage, cette technologie ne permet de transmettre que peu d'informations (de l'ordre de 1 bit/s). Les signaux sont donc analysés au fond et l'on ne transmet vers la surface que des signaux d'alerte ("severity levels") ou des données moyennées. Eventuellement, au cours des phases d'arrêt du forage, on transmet des signaux de plus haute fréquence et on décharge les mémoires. Mais, on attend beaucoup de l'avancée technologique récente portant sur l'utilisation de tiges câblées ("wired drillpipe telemetry"), reposant sur le principe de transmettre des signaux électromagnétiques à travers le corps des drillpipes, permettant ainsi d'obtenir des taux de transmission beaucoup plus importants, de l'ordre de 10-100 kbit/s aujourd'hui, à 1 kbit/s dans le futur proche (STEIN OLBERG ET AL., 2008). Le coût de cette technologie est certainement très élevé, mais il permet d'observer en temps réel et sur une longue durée, l'évolution des différentes grandeurs mécaniques du forage, en particulier les couplages, et ainsi, de mieux analyser les dysfonctionnements et surtout les possibilités de pilotage automatisé.

### 1.3. Les approches théoriques existantes du stick-slip en forage pétrolier

On a montré combien l'étude des instabilités vibratoires est complexe, en particulier dans le cas du stick-slip, qui peut se présenter sous plusieurs formes, se produire dans de nombreux contextes de forage et entrer en interaction avec d'autres modes vibratoires. Au cours de la présente thèse, on va se concentrer sur une des formes les plus répandues de stick-slip : le stick-slip des outils de forage de type PDC. On va maintenant mettre en évidence le fait que, même sous cette forme, la connaissance du stick-slip est encore partielle. Dans un premier temps, on présente les différentes approches utilisées dans la littérature pour étudier le stick-slip.

### 1.3.1. Différentes approches pour l'étude des vibrations

Deux méthodes très courantes pour étudier les vibrations sont :

- La méthode des mobilités ("mobility method"), parfois nommée ("transmission line method") : cette approche fréquentielle est conduite dans le domaine de Laplace ou de Fourier et permet d'étudier la stabilité de systèmes (critères de stabilité, calculs de réponses en fréquence) et se prête bien à l'analyse des systèmes asservis. Elle repose sur le principe de décomposition spectrale et elle est donc limitée à l'étude des systèmes linéaires.
- L'analyse modale ("modal analysis") : cette méthode permet de décomposer la solution générale d'un système dynamique sous forme d'une superposition de déformées (les modes propres), oscillant à une fréquence donnée (l'une des fréquences propres). Une structure discrète (resp. continue) possède un nombre fini (resp. infini) de modes. Pratiquement, l'amplitude des modes de basse fréquence est plus grande si bien qu'on limite la décomposition aux  $n$  premiers modes, dans l'ordre des fréquences croissantes (EL MARZOUKI, 2007). On identifie généralement les fréquences propres aux fréquences de résonance de la garniture et l'on s'assure que l'amplitude des modes propres est limitée dans les zones où la garniture est particulièrement fragile. Cette méthode repose sur le principe de superposition modale et elle est donc limitée à l'étude des systèmes linéaires.

Ces deux méthodes offrent l'avantage d'être rapides et de fournir des informations pratiques sur la résonance des garnitures de forage qui se prêtent bien à l'analyse de terrain. En revanche, leur principal point faible est de n'être applicable qu'aux systèmes linéaires. En particulier, cela interdit de modéliser des conditions aux limites non-linéaires, ce qui est crucial dans l'étude du whirl avec contacts intermittents ("chaotic-whirl") et l'étude du stick-slip qui implique des cycles d'adhérence-glissement.

Parmi les approches non-linéaires, deux voies simplificatrices sont couramment empruntées afin d'éviter le déploiement de méthodes généralistes et très lourdes, comme la méthode des éléments finis (TUCKER & WANG, 1999 ; PAVONE & DESPLANS, 1994).

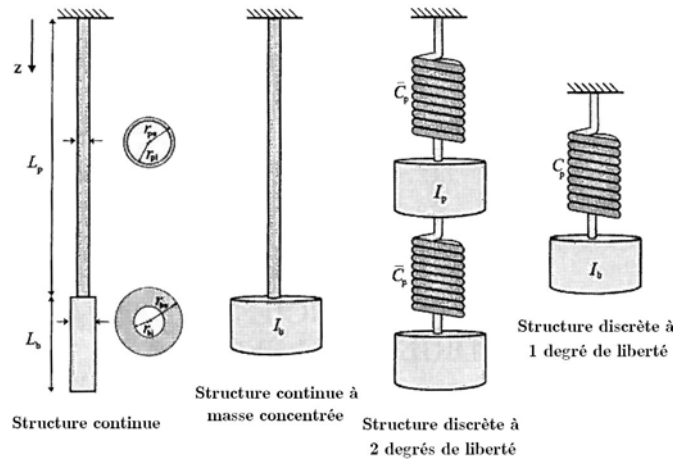
D'une part, l'analyse stochastique ("stochastic analysis") où les paramètres d'entrée du système sont considérés comme des variables aléatoires et au cours de laquelle on s'intéresse aux propriétés statistiques de variables de sortie comme par exemple, la déviation latérale moyenne à l'outil dans le cas du whirl (SPANOS ET AL., 2002) ou la vitesse de rotation à l'outil dans le cas du stick-slip (RITTO ET AL., 2009). Même si l'incorporation d'outils statistiques dans l'analyse de systèmes non-linéaires augmente la complexité mathématique du problème, elle facilite son traitement numérique, tout en donnant accès à une description fine des garnitures de forage.

Mais la voie la plus usitée est l'analyse temporelle ("time-domain analysis") avec réduction modale ("mode reduction"). L'objectif principal de cette approche est de réduire drastiquement le nombre de degrés de liberté de la structure de forage afin d'effectuer l'intégration temporelle directe des équations non-linéaires du mouvement sur des matrices de taille raisonnable, généralement inférieure à 10. Les structures de forage ne sont plus alors considérées comme des structures continues (CHALLAMEL, 2000), mais comme des structures discrètes (VAN DEN STEEN, 1997), composées d'assemblages de masses, de ressorts et d'amortisseurs. Notons que les tiges de forage se comportent classiquement de manière élastique sans amortissement interne. Les termes d'amortissement proviennent généralement d'interactions extérieures (frottement visqueux tiges-boue) ou de sous-composants destinés à amortir les vibrations (amortisseurs de chocs).

On a déjà fournis plusieurs exemples de ces systèmes réduits (**Fig. 1.25**). On les appelle parfois système à masse concentrée ("lumped system"), par opposition aux systèmes à masse distribuée ("distributed

mass"). Dans le mode de torsion, la forme la plus réduite d'un tel système est appelée pendule de torsion (**Fig. 1.25**, droite). Le ressort représente la souplesse des tiges tandis que l'inertie représente l'inertie de la BHA et éventuellement celle des tiges.

Il existe plusieurs méthodes pour déterminer l'équivalent mécanique à  $n$  degrés de liberté d'une structure continue ou d'une structure à  $m > n$  degrés de liberté (RICHARD, 2001 ; VAN DEN STEEN, 1997 ; KEULTJES & SAVIGNAT, 2001). Dans tous les cas, ces méthodes conduisent à des approximations plus ou moins fortes sur les fréquences propres de la structure continue car l'utilisateur doit faire des hypothèses sur la distribution de masse ainsi que la localisation des déplacements et des rigidités associées.



*Fig. 1.25 : Représentations continue/discrète de structures de forage élastiques (RICHARD, 2001)*

En toute généralité, pour que cette méthode reste applicable sur le terrain, un nombre minimum de degrés de liberté est requis. Dans le cas du stick-slip on-bottom basse fréquence, un seul degré de liberté est généralement suffisant puisque le signal modélisé est quasiment mono-fréquentiel (§ 1.2.4.1). Dans le cadre de la présente thèse, on étudiera des structures réduites à quelques degrés de liberté car cela s'avère suffisant pour remplir les objectifs, principalement qualitatifs, de ce chapitre.

## 1.3.2. Le stick-slip dans le mode torsion

### 1.3.2.1. Caractéristiques dynamiques du stick-slip

Pour illustrer les différents concepts liés au stick-slip, on s'appuie classiquement sur l'exemple du pendule de torsion en contact frottant (**Fig. 1.26**).

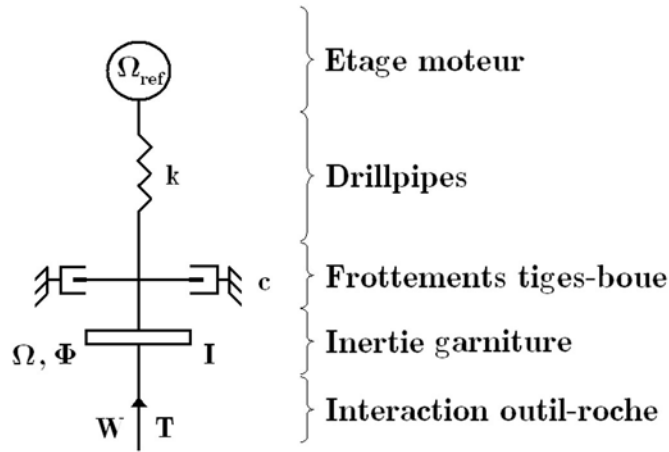


Fig. 1.26 : Schéma de principe du pendule de torsion

Ce pendule est animé en surface par une vitesse de rotation de consigne  $\Omega_0$ . Cet oscillateur possède un seul degré de liberté, la position angulaire de l'outil de forage,  $\Phi$ . Ce dernier est solidaire de la BHA dont le moment principal d'inertie est noté  $I_{BHA}$  et qui est connectée à la surface par les drillpipes dont la rigidité de torsion est  $k$ . En supposant que la fréquence fondamentale de la structure à un degré de liberté est égale à celle de la structure continue, on montre que l'inertie équivalente du patin de torsion s'écrit  $I = I_{BHA} + I_{DP} / 3$ , où  $I_{DP}$  est l'inertie des drillpipes. Cela implique que l'inertie globale du système n'est pas conservée (la non-conservation de certaines propriétés mécaniques fondamentales des garnitures est inhérente aux algorithmes de réduction des structures). Par ailleurs, l'interaction entre l'outil et la roche se réduit à la donnée de la loi de frottement qui donne l'évolution du couple résistant à l'outil  $T$  en fonction de la vitesse de rotation à l'outil  $\Omega = \dot{\Phi}$ . En outre, on modélise l'action des boues de forage sur la garniture par un couple de frottement visqueux caractérisé par un facteur d'amortissement  $c$ . Enfin, la garniture ne se déforme ni ne se déplace dans le mode axial, mais la loi d'interaction est éventuellement paramétrée par le poids à l'outil  $W$ , qui est, du fait de l'absence de degré de liberté axial, strictement égal au poids au crochet. A conditions initiales nulles, l'équation du mouvement de ce système est :

$$I\ddot{\Phi} + c\dot{\Phi} + k(\Phi - \Omega_{ref}t) = -T(\dot{\Phi}) \quad (\text{Eq. 1.1})$$

Supposons pour simplifier que cet oscillateur soit soumis à la loi de frottement de Coulomb (**Fig. 1.27**) définie par :

$$\begin{cases} \text{si } \Omega \neq 0, & T = \text{sgn}(\Omega) \cdot T_d \\ \text{sinon, } \Omega \text{ reste nulle tant que } |T| < T_s \end{cases} \quad (\text{Eq. 1.2})$$



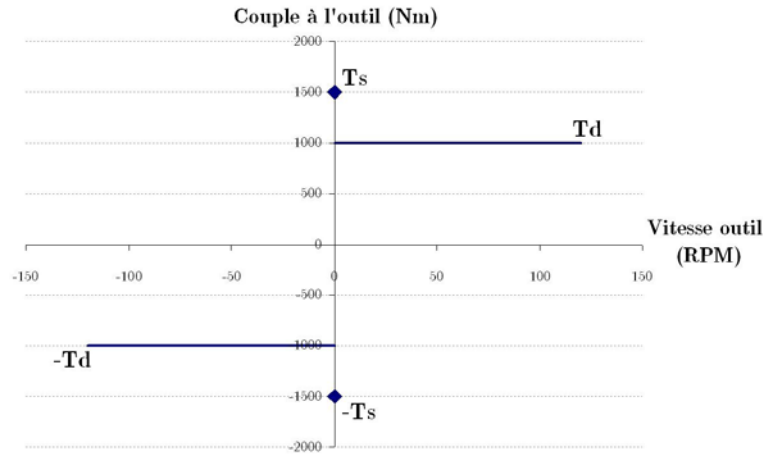


Fig. 1.27 : Loi de frottement de Coulomb

On montre en **annexe A.1** que dans le cas de l'oscillateur non-amorti ( $c = 0$ ), il existe trois régimes de fonctionnement : le régime stationnaire, le régime d'oscillations harmoniques de faible amplitude et le régime de stick-slip. Dans le cas de l'oscillateur amorti ( $c > 0$ ), le régime d'oscillations harmoniques dégénère et il n'existe plus que le régime stationnaire et le régime de stick-slip. La vitesse-seuil n'existe que dans le cas amorti. Dans ce cas et malgré la simplicité du système, l'expression de la vitesse-seuil ne peut être qu'approchée. JANSEN (1993) propose l'expression suivante :

$$\Omega_{ref}^{seuil} \approx \frac{T_s - T_d}{c + \sqrt{2\pi c \sqrt{kI}}} \quad (\text{Eq. 1.3})$$

Cette expression met en évidence deux paramètres particulièrement importants pour l'occurrence du stick-slip. D'une part, la vitesse-seuil est proportionnelle à la quantité  $\Delta TOB = T_s - T_d$ , qui représente la chute de couple de la loi de frottement. Plus la chute de couple est grande, plus la vitesse-seuil est élevée et plus le risque de stick-slip est grand. D'autre part, elle est inversement proportionnelle à l'amortissement visqueux. On en déduit qu'en augmentant ce paramètre, on peut se débarrasser des vibrations de torsion en les amortissant plus facilement. Les deux autres paramètres de la modélisation ont une influence marginale étant donné que l'expression analytique est approchée. On évoquera leur rôle dans un cadre plus général au § 1.4.2.2.

Ainsi, dans le cas simple du pendule de torsion en contact frottant de type Coulomb, l'auto-entretien du stick-slip est dû à la discontinuité de la loi de frottement et l'on montre qu'une condition nécessaire et suffisante d'existence d'une vitesse de consigne pour laquelle du stick-slip se produit est que  $T_d < T_s$ . De manière générale, cette condition est juste suffisante.

### 1.3.2.2. Lois de frottement en forage pétrolier

Le frottement de Coulomb est un modèle utilisé dans de nombreux domaines de la physique, en particulier dans la coupe des roches. Cependant, suivant les matériaux en interaction et les lubrifiants utilisés, on trouve des lois de frottement plus complexes (§ 1.3.2.2). Dans ce cas, on ne peut plus conclure de manière générale sur la stabilité du régime stationnaire et du régime de stick-slip. Pour approfondir l'étude de la stabilité du régime de stick-slip dans le domaine plus général de la dynamique des machines tournantes, on renvoie le lecteur à (CHALLAMEL, 2000 ; LEINE, 2000 ; RICHARD, 2001). Dans cette partie, on s'intéresse à décrire les lois de frottement qui sont observées et utilisées dans la littérature du forage pétrolier, car c'est un de nos principaux objectifs que d'avoir accès à cette loi.

BRETT (1992) étudie l'évolution du couple à l'outil en fonction de sa vitesse de rotation pour un outil de forage usé, sous pression de boue, sur différents équipements (banc de forage expérimental, rig de

forage expérimental de 400 m, rig de forage réel de 4000 m). L'auteur montre que dans les trois cas, du stick-slip se produit à des fréquences contrôlées par la longueur caractéristique de la structure porteuse : à haute fréquence sur le banc de forage (60 Hz) et à basse fréquence sur le rig test (0.5 Hz) et sur le rig réel (0.15 Hz). D'après la mesure du couple à l'outil et de la vitesse de rotation sur le banc de forage, il montre que la loi de frottement est strictement décroissante (**Fig. 1.28**). Il injecte cette condition à la limite dans un modèle de pendule de torsion similaire à celui présenté plus haut et démontre, grâce aux systèmes de mesure de fond et de surface utilisés, que cette loi de frottement permet de retrouver l'évolution du couple à l'outil, de la vitesse à l'outil et de la vitesse en surface obtenue sur le rig de 400 m et celui de 4000 m.

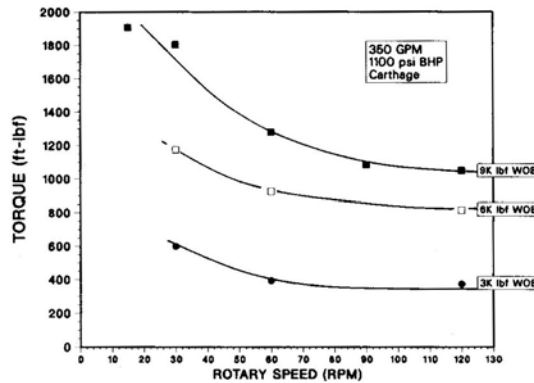


Fig. 1.28 : Lois de frottement obtenue en laboratoire pour différents poids sur l'outil (BRETT, 1992)

La même évolution du couple à l'outil est rapportée par plusieurs auteurs (LEINE ET AL., 2002, CHALLAMEL ET AL., 2000). Cependant, ces résultats expérimentaux ont en fait été moyennés. Les données non traitées sont généralement beaucoup plus variables car il est impossible de stabiliser parfaitement le poids sur l'outil, que ce soit en laboratoire (**Fig. 2.3**) ou sur le terrain (**Fig. 1.24**, droite).

Ainsi, d'un point de vue théorique, les formules utilisées pour représenter de telles lois de frottement varient significativement d'un auteur à l'autre (ABASSIAN & DUNAYEVSKY, 1998 ; TUCKER & WANG, 1999 ; CHALLAMEL, 2000 ; LEINE ET AL., 2002 ; YIGIT & CHRISTOFOROU, 2006). Elles sont exprimées sous la forme d'une fonction représentant le couple à l'outil  $T(\dot{\phi})$ , ou bien, de manière équivalente, sous la forme d'une fonction homogène à un coefficient de frottement  $\mu(\dot{\phi})$  (**Eq. 1.4**). Cette dernière représentation est possible car, comme le confirme la **Fig. 1.28**, il est reconnu que le couple à l'outil est proportionnel au poids sur l'outil (BRETT, 1992 ; PAVONE & DESPLANS, 1994). Ces fonctions sont généralement de la forme suivante (ABASSIAN & DUNAYEVSKY, 1998 ; YIGIT & CHRISTOFOROU, 2006) :

$$T(\dot{\phi}) = W \cdot d \cdot \mu(\dot{\phi}) \quad (\text{Eq. 1.4})$$

La grandeur  $W$  désigne le poids sur l'outil et  $d$  une distance à ajuster. La **Fig. 1.29** (haut-gauche) représente un exemple de loi de frottement théorique. Cette loi est inspirée d'une loi de frottement, très utilisée dans le domaine de la tribologie et souvent désignée sous le nom d'effet Stribeck (**Fig. 1.29**, haut-droite). Cette loi révèle trois régimes de fonctionnement dont l'interprétation est fournie sur la **Fig. 1.29** (bas). A mesure que la vitesse de glissement augmente, les aspérités s'estompent et l'interface est remplie par le lubrifiant qui marque finalement une séparation franche entre les deux surfaces solides. Ainsi la courbe de frottement présente d'abord un effet de seuil, puis une portion radoucissante et enfin une portion croissante de type frottement visqueux.

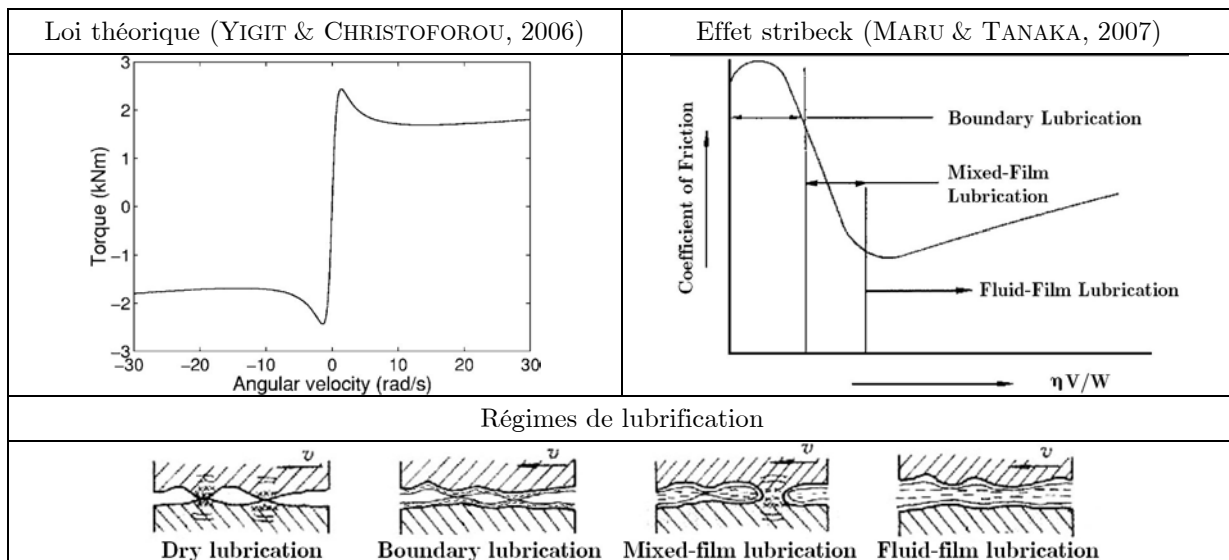


Fig. 1.29 : L'effet Stribek en forage pétrolier et en tribologie

L'analogie abattage-tribologie est classiquement invoquée dans la modélisation du stick-slip en torsion pure. Toutefois, observer sur le terrain ces trois régimes de fonctionnement n'est ni aisé ni systématique. A vitesse élevée par exemple, certains auteurs observent la portion croissante (LEINE ET AL., 2002), quand d'autres n'observent qu'une portion décroissante (BRETT, 1992 ; CHALLAMEL ET AL., 2000). A vitesse faible, la stabilisation du poids sur l'outil limite fortement l'interprétation.

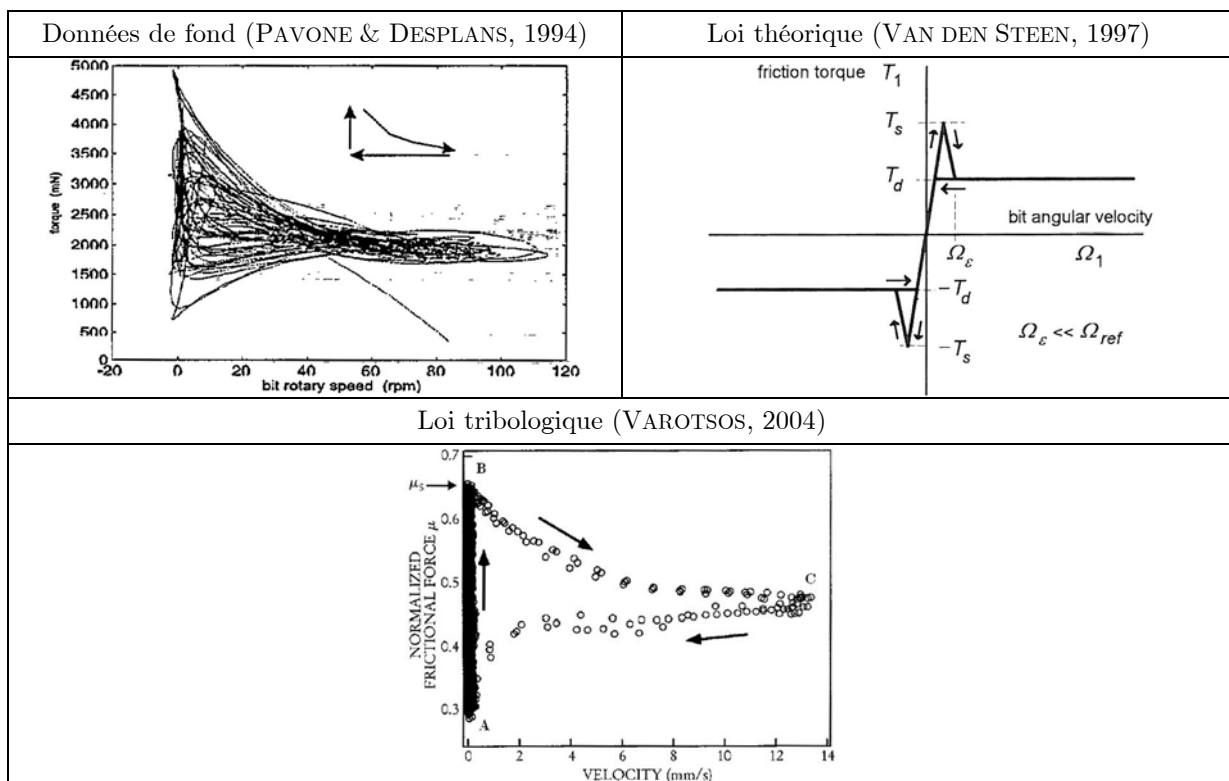


Fig. 1.30 : Lois de frottement à hystérésis

Certains auteurs du domaine du forage parviennent cependant à discerner des mécanismes encore plus complexes. Ainsi, PAVONE & DESPLANS (1994), à partir de données de fond de trou, montrent qu'il se produit un phénomène hystérétique à faible vitesse, tel que le couple à l'outil passe un seuil lorsque la vitesse de l'outil augmente, seuil qui disparaît lorsque la vitesse diminue (Fig. 1.30, haut-gauche).

D'un point de vue théorique, cette interprétation a été reprise par VAN DEN STEEN (1997) qui propose une loi à hystérésis, qui dépend donc de l'accélération de l'outil et prend la forme  $T(\dot{\theta}, \ddot{\theta})$  (**Fig. 1.30**, haut-droite). Une interprétation physique de ce phénomène dynamique complexe et provenant à nouveau du domaine de la tribologie, nous est donnée par VAROTSOS (2004). L'auteur rapporte que Nasuno a conduit une expérience consistant à confiner un matériau granulaire (de diamètre  $\approx 100\mu\text{m}$ ) entre deux plateaux horizontaux rugueux afin d'empêcher le glissement du plateau sur le matériau granulaire. Le plateau inférieur est fixe et l'autre est entraîné en translation à vitesse constante par un moteur auquel il est fixé par un ressort de raideur ajustable.

Le principe de l'expérience consiste à plaquer verticalement les deux plateaux l'un contre l'autre puis à déplacer le plateau supérieur à vitesse de consigne constante dans le but de mesurer l'évolution de l'effort de frottement-cisaillement en fonction de la vitesse du plateau. Suivant la vitesse de consigne, le plateau supérieur présente plusieurs régimes de fonctionnement distincts, dont le régime de stick-slip. Au cours d'une phase de stick-slip, l'auteur a représenté la loi de frottement, en incluant les deux phases d'accélération et de décélération (**Fig. 1.30**, bas). On constate que le frottement diminue fortement et l'effet de seuil disparaît lors de la phase de décélération. L'auteur attribue ce phénomène à une fluidification de l'interface qui se met en place au moment de la phase d'accélération et qui perdure, sous forme d'une évolution de type frottement visqueux, lors de la phase décélération.

Au cours de la présente thèse, on cherchera à comprendre les mécanismes physiques qui régissent la forme de la loi de frottement. Cependant, on n'entrera pas dans ces détails liés à la dynamique qui nécessiteraient des travaux numériques et expérimentaux supplémentaires. Ainsi, on utilisera exclusivement des formes bijectives de la loi de frottement.

### 1.3.2.3. Interprétation physique de la loi de frottement en forage pétrolier

Même dans ce cadre, rares sont les études qui proposent une explication physique, même qualitative, de la décroissance du couple à l'outil avec la vitesse de rotation. BRETT (1992) fait appel à des résultats expérimentaux de laboratoire obtenus par BRETT ET AL. (1989). Ces résultats montrent que, dans certaines circonstances, l'avancement par tour de l'outil dans la roche diminue avec la vitesse de rotation (**Fig. 1.31**). La décroissance du couple à l'outil avec la vitesse de rotation est attribuée à cette baisse des performances en avancement. Celle-ci est particulièrement observée dans le cas d'outils usés mais ne se produit pas pour des outils neufs. En outre, des résultats similaires sont obtenus dans le cas d'outils tricônes (**Fig. 1.31**), comme le confirment d'autres travaux (DUFEYTE & HENNEUSE, 1991 ; CHEN ET AL., 2002). Or, le point commun entre le comportement des outils usés et celui des outils tricônes est qu'ils favorisent la création de roche broyée, en particulier sous pression de boue. L'auteur relie donc la baisse des performances avec la vitesse de rotation à la difficulté d'évacuer la roche broyée. À l'inverse, lorsque la création de copeaux macroscopiques est prédominante, ce qui est le cas avec des outils neufs et des outils tricônes sous faible pression de boue, le couple à l'outil et l'avancement par tour restent constants suivant la vitesse de rotation.

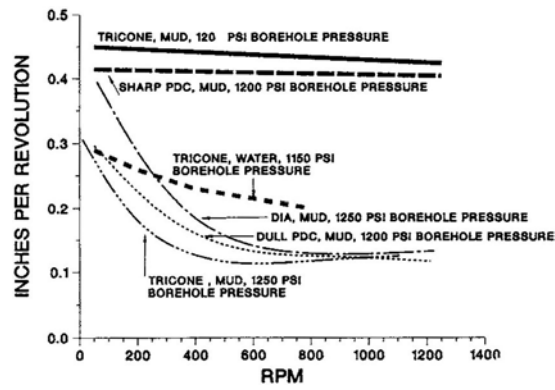


Fig. 1.31 : Dépendance des performances de coupe avec la vitesse de rotation (BRETT ET AL., 1989)

HENNEUSE (1992) propose une explication tout à fait similaire, en focalisant son interprétation sur les deux composantes principales du processus de coupe, la composante de coupe et la composante abrasion, dont la distribution évolue avec la vitesse de l'outil. Un des objectifs principaux de la présente thèse sera d'approfondir et de quantifier ces explications intuitives, en particulier, en concentrant l'analyse à l'échelle du taillant et non plus seulement à l'échelle de l'outil complet.

#### 1.3.2.4. Limites de l'approche en torsion pure

RICHARD (2001) a évoqué certaines limites de l'approche en torsion pure. Comme d'autres, l'auteur constate expérimentalement que la réponse mécanique des outils PDC dépend de leur vitesse de rotation. Pour cela, il s'intéresse à deux quantités énergétiques définies à l'échelle de l'outil de forage : l'énergie spécifique,  $E$ , qui est proportionnelle à l'énergie de coupe requise pour abattre une unité de volume de roche et s'exprime en fonction du couple à l'outil  $TOB$ , du rayon de l'outil  $R$  et de l'avancement par tour  $DOC$ ; et la résistance au forage,  $S$ , qui est proportionnelle à l'énergie d'appui requise pour abattre une unité de volume de roche et s'exprime en fonction du poids sur l'outil  $WOB$  et de l'avancement par tour. Ces deux grandeurs s'expriment :

$$E = 2 \frac{TOB}{R^2 \cdot DOC} ; S = \frac{WOB}{R \cdot DOC} \quad (\text{Eq. 1.5})$$

Il représente l'évolution de ces deux quantités en fonction de la vitesse de rotation pour des tests conduits en laboratoire, mais dans des conditions réalistes de forage, en termes de poids sur l'outil, de vitesse de rotation et de pression de boue (Fig. 1.32).

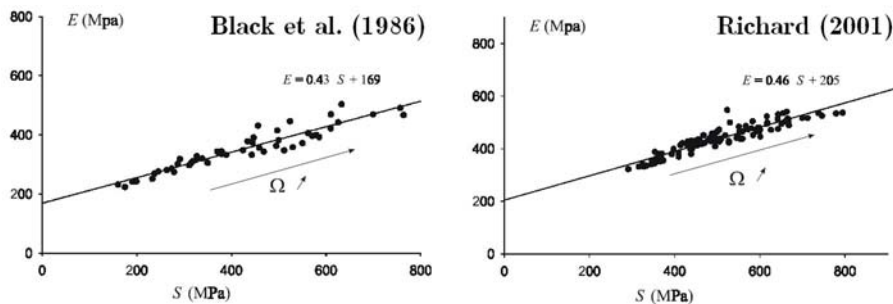


Fig. 1.32 : Trajets en vitesse de rotation dans le diagramme E-S (RICHARD, 2001)

On constate que  $E$  et  $S$  augmentent significativement avec la vitesse de rotation. Comme ces essais se déroulent à poids constant, cela implique tout d'abord que l'avancement par tour diminue avec la vitesse de rotation, comme dans les essais présentés plus haut (Fig. 1.31). En outre, l'auteur précise que le couple à l'outil diminue avec la vitesse de rotation. Cela implique donc que l'avancement par tour diminue plus vite avec la vitesse de rotation que le couple à l'outil. L'auteur conclut que

l'augmentation de vitesse de rotation s'accompagne d'une baisse de l'efficacité de la coupe, qu'il attribue à deux causes possibles :

- L'augmentation avec la vitesse de rotation de la contrainte de contact entre les taillants de l'outil PDC et la roche. Mais il rejette cette possibilité car elle nécessiterait de faire appel à un mécanisme dynamique intrinsèque à la coupe, qui n'a jamais été révélé dans la littérature.
- L'augmentation avec la vitesse de rotation de la surface de contact entre les taillants et la roche du fait de difficulté d'évacuation des débris avec la vitesse de rotation. Cette piste renvoie à l'interprétation présentée (§ 1.3.2.3). Mais l'auteur rejette aussi cette possibilité pour différentes raisons. Tout d'abord, cette difficulté d'évacuation devrait se produire de manière étonnamment régulière pour rendre compte de l'évolution linéaire de  $E$  et  $S$  dans le diagramme précédent (**Fig. 1.32**). Ensuite, le changement de régime d'évacuation au cours d'une phase de stick-slip devrait se produire à une vitesse jugée irréaliste par l'auteur. Enfin, si le stick-slip était dû à un problème d'évacuation d'autant plus prononcé que la vitesse est élevée, il ne devrait pas être possible de se débarrasser du stick-slip en augmentant la vitesse de consigne.

Au cours de la présente thèse, on reviendra principalement sur le premier de ces arguments et on n'écartera pas non plus la possibilité que des mécanismes liés à l'évacuation de roche broyée prennent place, même en dynamique rapide. Quoiqu'il en soit, RICHARD (2001) est le premier auteur à avoir posé les limites de l'approche en torsion pure et proposé de suivre une approche quantitative innovante où l'interaction outil-roche est modélisée par un couplage entre le mode de vibration de torsion et le mode de vibration axial.

### 1.3.3. Le stick-slip dans le mode torsion-axial

L'approche proposée par RICHARD (2001) s'inspire en fait de modélisations tout à fait analogues, conduites, encore une fois, dans le domaine de la tribologie. Par exemple, dans l'expérience décrite dans la **Fig. 1.30**, VAROTSOS (2004) précise qu'au cours de la phase d'accélération, le plateau supérieur a tendance à se soulever d'une hauteur de  $15\mu\text{m}$ . Cette déformation dans une direction perpendiculaire à la direction du frottement constitue ce que l'on appelle un couplage de modes et qui représente un deuxième mécanisme important générant des instabilités vibratoires par contact frottant (SINOUE & JEZEQUEL, 2006).

#### 1.3.3.1. Le modèle RICHARD (2001)

L'auteur considère un pendule de torsion (**Fig. 1.33**) qui est non seulement animé en surface par une vitesse de rotation de consigne  $\Omega_0$ , mais qui est aussi libre de se déplacer axialement d'une quantité  $U$ , suivant un mouvement de corps rigide et ce, sous l'effet du poids au crochet, noté  $H_0$ . Le moment d'inertie de torsion de la BHA est noté  $I$ , la raideur de torsion des drillpipes  $C$  et le couple à l'outil  $T$ . La masse de la BHA est notée  $M$ , le poids immergé de la garniture  $W_s$  et le poids sur l'outil  $W$ .

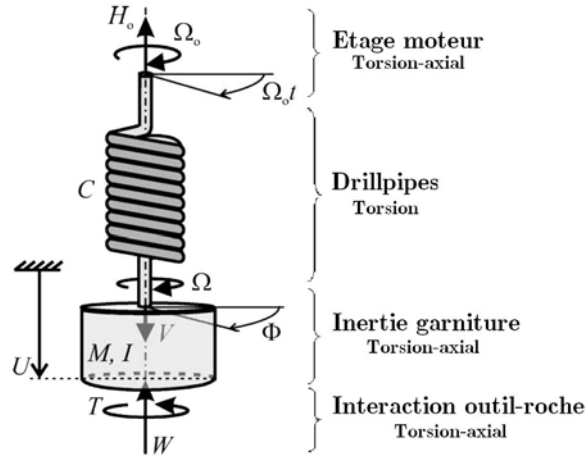


Fig. 1.33 : Schéma de principe du pendule torsion avec couplage axial (RICHARD, 2001)

Le déplacement axial de l'outil et sa position angulaire étant repérés respectivement par  $U$  et  $\Phi$ , les équations du mouvement s'écrivent :

$$\begin{cases} I\ddot{\Phi} + C(\Phi - \Omega_0 t) = -T \\ M\ddot{U} = W_s - H_0 - W \end{cases} \quad (\text{Eq. 1.6})$$

On note la forme très simplifiée de ces équations qui n'incluent d'amortissement visqueux ni dans le mode de torsion, ni dans le mode axial et qui n'incluent pas non plus de déformation axiale. L'intérêt de cette approche est de considérer un modèle d'interaction taillant-roche (**Fig. 1.34**, gauche) directement dans les équations du mouvement. La réponse de l'outil n'est donc pas une loi caractéristique comme la loi de frottement dans l'approche torsion pure, mais c'est la réponse mécanique instantanée de l'outil.

Cette hypothèse de travail requiert d'explicitier la réponse complète de l'outil dans les équations scalaires (**Eq. 1.6**). Comme cette tâche ne peut pas être formulée en toute généralité dans le cas de la structure de coupe tridimensionnelle d'un outil PDC réel, l'auteur se place dans le cadre d'un outil simplifié, composé de  $n$  lames de coupe continues, régulièrement espacées d'un angle valant  $2\pi/n$ , présentant un même méplat d'usure d'épaisseur  $l_n$  et engagées dans la roche à une même profondeur de passe  $d_n(t)$ , dont on observe qu'elle est supposée indépendante du rayon de l'outil et égale à l'avancement par tour (**Fig. 1.34**, droite).

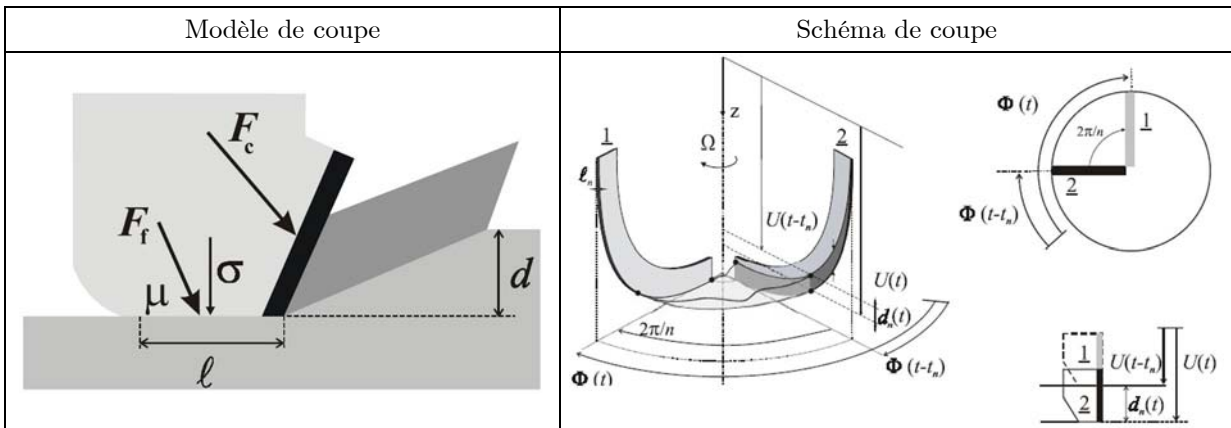


Fig. 1.34 : Modèle d'interaction outil-roche de RICHARD (2001)

Le modèle d'interaction taillant-roche utilisé est celui de DETOURNAY & DEFOURNY (1992), qui permet de calculer les efforts  $W$  et  $T$  à l'aide de formules explicitées en **annexe A.4**. Ces formules relient les variables dynamiques aux variables cinématiques que sont la profondeur de passe  $d$  et la position angulaire  $\Phi$ , qui sont respectivement définies par :

$$d_n(t) = U(t) - U(t - t_n) \quad (\text{Eq. 1.7})$$

Où  $t_n$  désigne la durée correspondant au passage de deux lames successives et est appelée "retard". Le retard est solution de l'équation :

$$\Phi(t) - \Phi(t - t_n) = 2\pi / n \quad (\text{Eq. 1.8})$$

Les équations **(Eq. 1.6)** à **(Eq. 1.8)** constituent un système d'équations différentielles couplées, à retard, devant être traité numériquement (schéma d'Euler explicite utilisé par l'auteur). Le terme de retard introduit un effet mémoire dans le système qui exacerbe son caractère auto-entretenu. L'auteur montre qu'il existe un régime stable de stick-slip de basse fréquence, associé à des vibrations axiales de haute fréquence et qui s'accompagne de la formation d'un motif de fond de trou répétitif, favorisant l'auto-entretien de ces vibrations couplées, par un mécanisme dynamique similaire à la régénération de l'ondulation du front de coupe qui apparaît dans les études sur le bit-bounce des outils PDC (§ **1.2.2.2**). Des détails sur l'évolution temporelle des différentes grandeurs physiques du problème sont fournis en **annexe A.5**.

L'auteur s'intéresse ensuite à l'évolution de la moyenne des grandeurs adimensionnées  $\mathcal{T}$  (couple à l'outil),  $\omega$  (vitesse de rotation),  $\mathcal{W}$  (poids sur l'outil) et  $\delta$  (profondeur de passe), sur plusieurs périodes de stick-slip. Comme, en régime permanent de stick-slip, la moyenne de la vitesse de rotation à l'outil  $\bar{\omega}$  est égale à la vitesse de rotation imposée  $\omega_0$ , l'auteur représente l'évolution du poids sur l'outil moyen  $\bar{\mathcal{W}}$ , de la profondeur de passe moyenne  $\bar{\delta}$  et du couple à l'outil moyen  $\bar{\mathcal{T}}$  suivant la vitesse de rotation imposée  $\omega_0$  (**Fig. 1.35**).

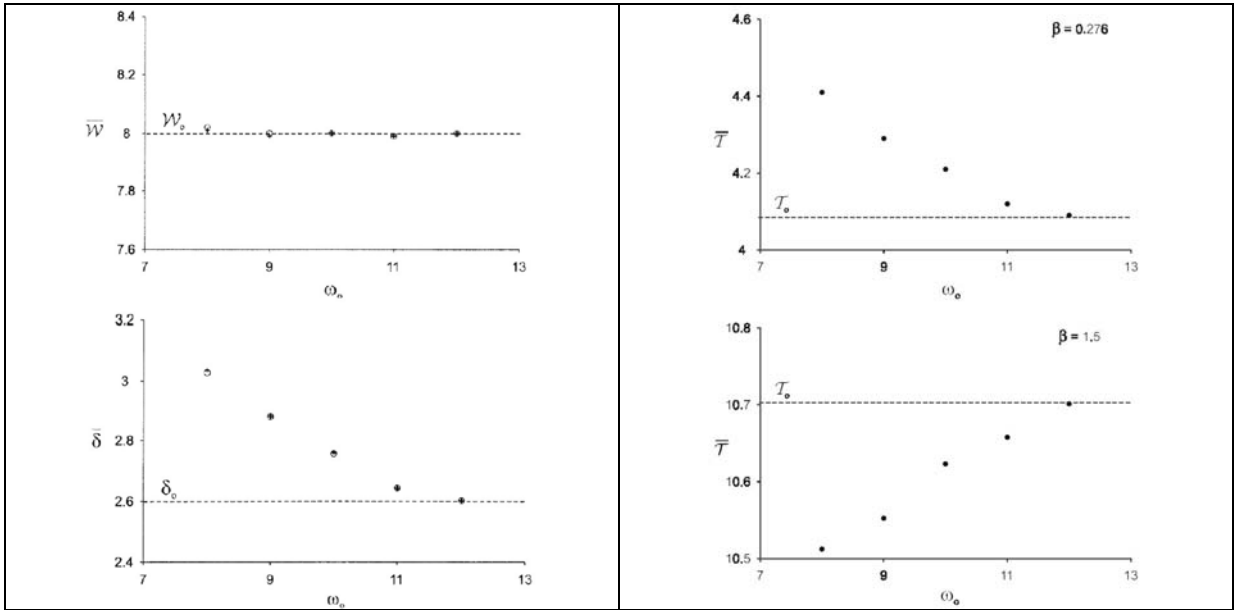


Fig. 1.35 : Résultats moyens du modèle RICHARD (2001)

Ces courbes démontrent que, pour un poids de consigne constant ( $\bar{\mathcal{W}} = \mathcal{W}_0$ ), la profondeur de passe moyenne  $\bar{\delta}$  diminue avec la vitesse de consigne  $\omega_0$ , tandis que suivant les valeurs d'un paramètre unique  $\beta$  (défini en **annexe A.5**), le couple à l'outil moyen  $\bar{\mathcal{T}}$  diminue si  $\beta < 1$  et augmente si  $\beta > 1$ . Ce résultat permet donc d'expliquer les variations observées par BRETT ET AL. (1989) (§ **1.3.2.3**), sans invoquer de mécanisme lié à des difficultés d'évacuation des débris. Ce résultat est d'autant plus intéressant que l'auteur montre que le système est instable pour  $\beta < 1$  alors qu'il est stable pour  $\beta > 1$ . Ce résultat montre donc que les outils caractérisés par un facteur  $\beta > 1$  sont stables. Au § **1.2.4.4**, on a évoqué l'existence de brevets portant sur la conception d'outils anti-stick-slip. Une des



implications industrielles les plus importantes du travail conduit par RICHARD (2001) est de proposer, pour la première fois, un cadre pour aborder théoriquement la conception des outils anti-stick-slip.

### 1.3.3.2. Evolutions successives de l'approche couplée torsion-axial

Depuis son élaboration, ce modèle a été repris sous différents angles par plusieurs auteurs. D'après GERMAY (2009), Germa y (2002) a étendu l'analyse de stabilité du même système et découvert de nouveaux régimes de vibrations. Detournay (2004) et HOFFMANN (2006), ont conçu un système expérimental, DIVA, visant à confirmer les résultats du modèle RICHARD (2001). Ce système n'a pas encore fourni de résultats concluants pour des raisons liées à l'algorithme de contrôle de la tension de surface, au choix des roches et des taillants, à l'occurrence de vibrations parasites. Face à ces difficultés, un dispositif plus rigide et plus simple a été conçu pour étudier à la fois l'interaction taillant-roche, mais aussi le couplage torsion-axial (Detournay, 2006 ; BESSELINK, 2008). On en présente certains résultats au § 3.3.4.2. GERMAY (2009) a étendu l'analyse numérique du système dynamique de RICHARD (2001) en formalisant une approche à deux échelles de temps permettant d'aborder les régimes de stabilité de manière analytique. Il a aussi étendu le système à deux degrés de liberté de RICHARD (2001), à une structure continue afin de montrer que les mêmes tendances sont observées : le stick-slip est favorisé par une augmentation du poids sur l'outil et une diminution de la vitesse de consigne ; un paramètre  $\beta$  plus grand que 1 interdit généralement l'occurrence du stick-slip. Enfin, l'auteur a mis en évidence l'occurrence de régimes stables de stick-slip à des fréquences supérieures à la fréquence fondamentale, ce qui est tout à fait compatible avec les observations de terrain (§ 1.2.4.2).

### 1.3.3.3. Discussion

On propose en **annexe A.6** une synthèse des points forts et des points faibles de l'approche torsion-axial ainsi que quelques pistes de développement. Cette approche est encore relativement jeune et doit être nourrie de nouvelles études expérimentales de laboratoire et de terrain dans le but de bien délimiter la validité du mécanisme de couplage de modes proposé. Cependant, l'approche en torsion pure a été confrontée et validée dans de nombreux contextes opératoires. Son principal défaut, vis-à-vis de l'approche torsion-axial, est que la loi de frottement  $T(\dot{\phi})$  est une donnée du problème et non un résultat. Elle n'est donc pas totalement prédictive puisqu'il faut connaître la réponse dynamique d'un outil avant de conduire des simulations de stick-slip. Au cours de la présente thèse, on cherchera à combler ce manque en abordant l'étude expérimentale et théorique de la loi de frottement, c'est-à-dire de l'interaction dynamique outil-roche.

## 1.4. Modélisation du stick-slip - Influence de l'outil de forage

### 1.4.1. Cadre d'analyse

Dans ce qui précède, on a mis en évidence le fait qu'il existe de nombreuses formes de stick-slip, de contextes dans lesquels "il" se manifeste et de causes physiques qui en sont responsables. L'approche en torsion pure est une approche parmi d'autres mais elle a l'avantage de la simplicité.

Bien que l'influence de l'outil de forage sur le risque de stick-slip ait déjà été "ressentie" sur le terrain et en laboratoire (§ 1.2.4.3), son explication théorique n'a presque pas été étudiée. N'étant pas lié à un cas réel d'étude du stick-slip, on aborde l'analyse de l'influence de l'outil par le biais d'un système

dynamique à masse concentrée (possédant un nombre limité de degrés de liberté), et en s’inspirant des travaux de nombre d’auteurs du domaine (§ 1.3.1).

On a choisi de limiter les interactions entre la garniture et son environnement en se restreignant au cas des puits verticaux (pas de contacts tiges-puits). Par-là, de nombreux contextes de forage actuels, comme le forage directionnel, sortent du cadre d’analyse. Cependant, notre démarche s’inscrit dans la compréhension du rôle de l’outil de forage sans déborder sur de nouvelles sources de complexité.

Enfin, afin d’observer directement l’occurrence du stick-slip, on a choisi d’étudier notre système dynamique dans le domaine temporel. Cette approche, qui peut être coûteuse en temps de calcul lorsque l’on s’intéresse à des structures discrétisée finement, devient tout à fait abordable pour des systèmes à masse concentrée.

Le système étudié est identique à celui proposé par VAN DEN STEEN (1997) (§ 1.2.4.4). On le représente à nouveau sur la **Fig. 1.36**.

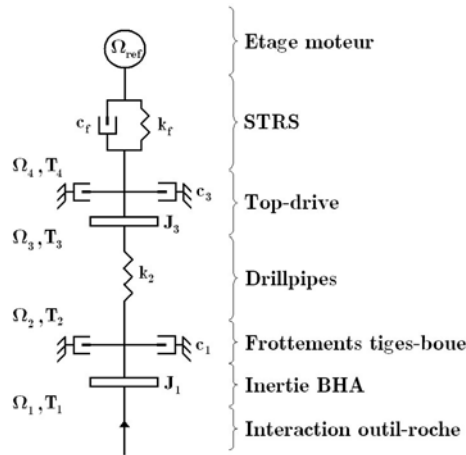


Fig. 1.36 : Schéma de principe du système étudié

La garniture de forage est composée d’une association en série de différents composants mécaniques. D’une part, les composants caractéristiques de la structure : la table de rotation et sa boîte de vitesses ou la top-drive. Dans les deux cas, ces éléments sont représentés par leur moment d’inertie de torsion,  $J_3$  ; les drillpipes, représentés par leur rigidité de torsion,  $k_2$  ; la BHA, représentée par son moment d’inertie,  $J_1$ . Les valeurs de référence de ces trois paramètres ont été calculées à l’aide d’un logiciel de réduction modale, à partir d’une garniture de forage réelle de 3000 m avec laquelle du stick-slip s’est effectivement produit. Les valeurs correspondantes sont fournies dans le **Tab. 1.2**. La fréquence fondamentale de l’oscillateur est  $\omega = \sqrt{k_2 / J_1} = 0.21$  Hz.

D’autre part, les composants représentant les interactions de la garniture avec son environnement : le frottement visqueux entre les tiges et les boues de forage, représenté par son facteur d’amortissement,  $c_1$  ; le frottement visqueux entre les tiges et les équipements de surface, représenté par son facteur d’amortissement,  $c_3$ . Fixer des valeurs de référence pour ces deux paramètres est arbitraire puisque la littérature montre une grande variabilité à ce sujet. YIGIT & CHRISTOFOROU (2006) proposent par exemple  $[c_1 ; c_3] = [3.75 ; 0]$  N·m·s, tandis que VAN DEN STEEN (1997) propose  $[c_1 ; c_3] = [100 ; 10]$  N·m·s. On choisit des valeurs intermédiaires que l’on fera varier par la suite (**Tab. 1.2**).

Enfin, on a choisi des conditions représentatives des forages les plus courants, c’est-à-dire cinématiques en surface et dynamiques au fond. En surface : un moteur idéal impose une vitesse de rotation de consigne,  $\Omega_{ref}$ , qui est une fonction continue du temps. On prévoit aussi l’utilisation de l’absorbeur de couple STRS (§ 1.2.4.4), qui est représenté par une association en parallèle d’un ressort et d’un amortisseur (VAN DEN STEEN, 1997).

Au fond, la réaction mécanique de l'outil est représentée par la loi de frottement  $T_1 = f(\Omega_1)$ , la fonction  $f$  étant non-linéaire. Au cours des chapitres suivants, on développera une méthodologie qui permet de calculer la réponse effective d'un outil de forage réel quelconque, sans pour autant qu'il soit possible d'en proposer une expression analytique simple. Toutefois, ces travaux justifieront théoriquement le fait d'utiliser des formules approchées de type exponentiel comme celles fournies par (TUCKER & WANG, 1999 ; CHALLAMEL, 2000 ; RICHARD, 2001 ; etc.) :

$$T_1(\Omega_1) = T_d + (T_s - T_d) \cdot \exp(-\Omega_1 / \Omega_c) \quad (\text{Eq. 1.9})$$

D'après RICHARD (2001),  $T_d / T_s$  vaut typiquement 0.5 tandis que  $\Omega_c$  vaut typiquement 5-10  $s^{-1}$ . Les valeurs de référence pour le système dynamique, les équations caractéristiques des différents composants du système, les équations du mouvement qui en résultent ainsi que la méthode de résolution choisie sont décrites en **annexe A.2**.

## 1.4.2. Influence de la loi de frottement sur la vitesse-seuil

### 1.4.2.1. Etude de sensibilité

On a conduit des simulations temporelles pour ce système dynamique afin de comprendre et d'estimer l'influence des différents paramètres sur la vitesse-seuil, c'est-à-dire sur le risque de stick-slip. Pour cela, on a fait varier les valeurs de ces paramètres dans des plages dictées principalement par les données de la littérature. Ces valeurs sont reproduites dans le **Tab. 1.2**.

Paramètre	Unité	REF	MIN	Var	MAX	Var
$J_3$	N·m·s <sup>2</sup>	1310.5	1000	- 24 %	1700	+ 30 %
$k_2$	N·m	272.7	200	- 27 %	400	+ 47 %
$J_1$	N·m·s <sup>2</sup>	158.7	120	- 24 %	200	+ 26 %
$c_1$	N·m·s	10	5	- 50 %	50	+ 400 %
$c_3$	N·m·s	10	5	- 50 %	50	+ 400 %
$T_d$	N·m	2904.3	1800	- 38 %	4500	+ 55 %
$T_s$	N·m	4051.8	3204.3	- 21 %	4904.3	+ 21 %
$T_s - T_d$	N·m	1147.5	300	- 74 %	2000	+ 74 %
$1 / \Omega_c$	(tr/min) <sup>-1</sup>	0.01	0.005	- 50 %	0.05	+ 400 %
$d\Omega_1$	tr/min	1	0.5	- 50 %	10	+ 900 %

Tab. 1.2 : Plages de variations des paramètres de la garniture

Ces données s'inspirent des travaux de VAN DEN STEEN (1997), CHRISTOFOROU & YIGIT (2006), TUCKER & WANG (1999), CHALLAMEL ET AL. (2000) et LEINE ET AL. (2002). Cependant, certaines valeurs sont fixées de manière arbitraire car les garnitures de forage étudiées par ces auteurs ne sont jamais parfaitement comparables à la garniture de référence.

Les paramètres de la garniture de référence sont fournis dans le **Tab. 1.2** (colonne REF). Les plages de variations de chaque paramètre sont définies par la colonne MIN et la colonne MAX. A titre indicatif, on fournit aussi la variation relative de chaque paramètre par rapport à la valeur de référence (colonnes Var). Notre démarche étant qualitative, on s'est cantonné à l'étude de deux garnitures et on a fait varier les paramètres indépendamment les uns des autres.

La première garniture considérée a les caractéristiques de la garniture de référence et ne comprend pas d'absorbeur de couple. Ce cas théorique a l'avantage de mettre en évidence la dépendance de la vitesse-seuil aux différents paramètres sans trop compliquer la dynamique du système. En revanche, la vitesse-seuil de référence est très élevée et vaut 392.1 TR/MIN. Comme le montrent les résultats de l'étude paramétrique détaillée ci-dessous, une telle garniture serait sujette à du stick-slip dont il serait impossible de se débarrasser par des moyens simples.

C'est pourquoi, on a défini une seconde garniture, plus réaliste, puisqu'elle incorpore un absorbeur de couple de type STRS. Outre l'absorbeur de couple, les paramètres de cette seconde garniture sont ceux qui sont fournis dans le **Tab. 1.2** (colonne REF).

L'intérêt du STRS a été expliqué au § 1.2.4.4 et son schéma de principe est rappelé sur la **Fig. 1.36**. Ce système est défini par deux paramètres d'accordage  $k_f$  et  $c_f$ . Pour cette étude paramétrique, on a fixé ces paramètres à des valeurs proches de leur optimum ( $k_f = 1990$  N·m et  $c_f = 470$  N·m·s), cet optimum étant défini par le diagramme d'accordage présenté (**Fig. 1.21**). Ce choix complique la dynamique du système puisqu'on introduit un degré de liberté additionnel. Cependant, la valeur de la vitesse-seuil de référence est plus raisonnable et vaut 52.5 TR/MIN.

Les résultats de l'étude de sensibilité sont représentés sur la **Fig. 1.37**. En ordonnée de chacun de ces graphes, on représente les valeurs de chaque paramètre, tandis qu'en abscisse, on représente les valeurs correspondantes de la vitesses-seuil. A gauche, on a représenté les résultats sans absorbeur de couple et à droite, ceux avec absorbeur de couple. On remarquera la différence d'ordre de grandeur pour l'échelle des abscisses. Dans le cas avec absorbeur et le cas sans absorbeur, des simulations supplémentaires ont été conduites en modifiant l'amortissement du système  $c_1$  et en modifiant les valeurs de l'accordage (en éloignant  $k_f$  et  $c_f$  de l'optimum). Ces simulations confirment les résultats représentés ci-dessous.

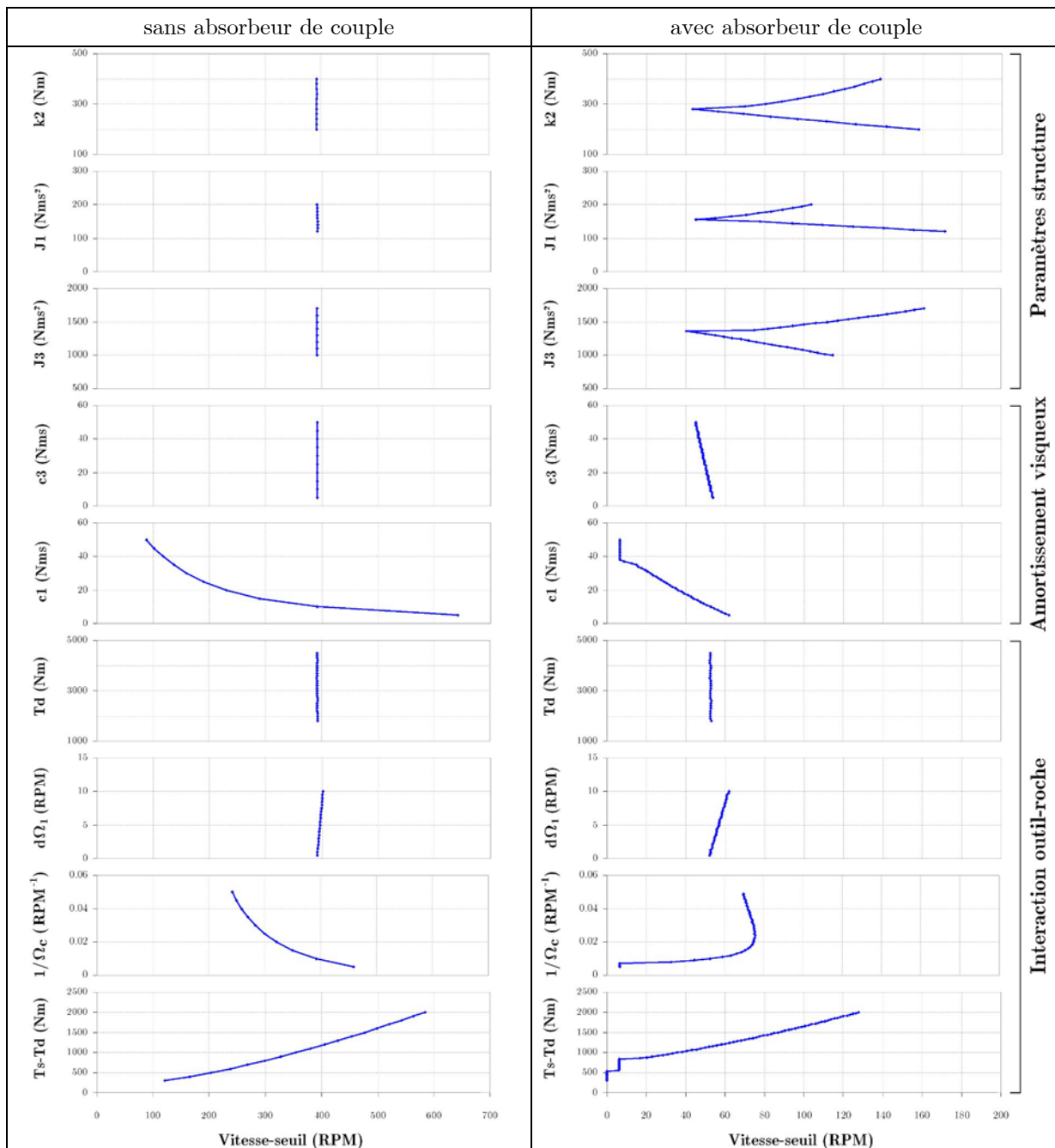


Fig. 1.37 : Influence des paramètres du système sur la vitesse-seuil

#### 1.4.2.2. Analyse des résultats : paramètres structure

On se concentre tout d'abord sur les paramètres caractéristiques de la structure de forage : la rigidité des drillpipes  $k_2$ , l'inertie de la BHA  $J_1$  et l'inertie de la table de rotation  $J_3$ . On constate qu'il n'ont quasiment aucune influence sur la vitesse-seuil dans le cas sans absorbeur alors que leur influence est significative dans le cas avec absorbeur (de l'ordre de 100 tr/min), d'autant que les variations appliquées aux coefficients (**Tab. 1.2**) restent raisonnables. Dans ce dernier cas, on observe aussi que l'évolution de la vitesse-seuil n'est pas monotone pour ces trois paramètres. On en conclut, tout d'abord, que ces résultats sont conformes à la formule de JANSEN (1993) (**Eq. 1.3**) qui prédisait une faible influence de  $k_2$  et  $J_1$  dans le cas sans absorbeur. Dans le cas avec absorbeur, on a vérifié qu'autour du minimum de la vitesse-seuil, ce sont bien les mêmes régimes de stick-slip qui se produisent (vibrations de torsion dans le mode fondamental). On attribue donc l'existence de ces

minimums à l'introduction du deuxième degré de liberté dans le système qui fait peut-être intervenir des phénomènes résonnants. Quelle que soit la cause exacte de ce phénomène, il est intéressant de noter que l'influence d'un paramètre peut changer radicalement suivant le nombre de degrés de liberté du système. Ce résultat montre que la procédure d'accordage de l'absorbeur de couple est cruciale.

#### 1.4.2.3. Analyse des résultats : amortissement visqueux

L'évolution de la vitesse-seuil suivant les deux paramètres d'amortissement visqueux  $c_3$  et  $c_1$  est similaire avec ou sans absorbeur. En effet, dans tous les cas, il apparaît que plus l'amortissement visqueux augmente, plus la vitesse-seuil diminue. Par conséquent, le risque de stick-slip diminue à mesure que l'amortissement visqueux augmente. Alors que cette tendance est faible (avec absorbeur) voire inexistante (sans absorbeur) pour l'amortissement visqueux des équipements de surface  $c_3$ , elle est très sensible pour l'amortissement visqueux de la BHA  $c_1$ . Ceci s'explique par le fait que la BHA subit des variations de sa vitesse de rotation beaucoup plus intenses que les équipements de surface. Par ailleurs, ces résultats sont conformes aux prédictions de la formule de JANSEN (1993) (**Eq. 1.3**). Le fait que les plages de variations choisies pour ces deux paramètres soient larges (-50 % ; + 400 %) n'a qu'un faible impact sur ces conclusions puisque l'essentiel des variations de la vitesse-seuil se produit pour les valeurs proches de la valeur de référence.

#### 1.4.2.4. Analyse des résultats : interaction outil-roche

L'évolution des quatre paramètres liés à l'interaction outil-roche, le niveau de couple  $T_d$ , le seuil de blocage de l'outil  $d\Omega_1$ , le taux de décroissance de la loi de frottement  $1/\Omega_c$  et la chute de couple  $T_s - T_d$  montre une grande variété. Tout d'abord, avec ou sans absorbeur,  $T_d$  n'a presque aucune influence sur la vitesse-seuil. Ce résultat a des implications intéressantes sur l'étude du stick-slip en contexte de forage directionnel, qui sont discutées en (perspectives). Ensuite, avec ou sans absorbeur, la vitesse-seuil augmente suivant  $d\Omega_1$ , qui a été introduit pour des raisons numériques (annexe). Comme cette grandeur contrôle l'effet de seuil qui permet à l'outil de se débloquer, cela peut être interprété de la manière suivante : plus le seuil de blocage de l'outil augmente, plus l'outil se bloque facilement, plus il est difficile de se débarrasser du stick-slip, ce qui est équivalent à une vitesse-seuil qui augmente. Cependant, cette augmentation reste faible et atteste d'une faible influence de  $d\Omega_1$  sur la vitesse-seuil. Ceci est important car on a souligné la difficulté de connaître expérimentalement le comportement de l'outil aux faibles vitesses de rotation (§ 1.3.2.2).

L'évolution de la vitesse-seuil suivant  $1/\Omega_c$  est plus complexe. Sans absorbeur, la vitesse-seuil diminue quand  $1/\Omega_c$  augmente. On attribue ce phénomène au fait que lorsque  $1/\Omega_c$  augmente, la décroissance de la loi de frottement est plus prononcée. Par analogie avec les résultats portant sur  $d\Omega_1$ , tout se passe comme si un effet de seuil se mettait en place. Or, ce seuil diminue quand  $1/\Omega_c$  augmente, ce qui implique une diminution de la vitesse-seuil. Cette explication pourrait être valable dans le cas avec absorbeur, pour la portion décroissante de la courbe, mais il existe une portion croissante significative. On ne voit pas d'autre explication que le fait qu'il y ait deux degrés de liberté dans ce système. On ne s'avance donc pas plus sur ces variations complexes, mais on conclut cependant que le paramètre  $1/\Omega_c$  a, dans tous les cas, une influence significative sur la vitesse-seuil.

C'est aussi le cas du paramètre chute de couple  $T_s - T_d$ . Avec ou sans absorbeur, et conformément à la formule de JANSEN (1993) (**Eq. 1.3**), la vitesse-seuil augmente quasiment linéairement avec la chute de couple et ceci, de manière très sensible, en faisant l'un des paramètres les plus influents de l'étude.

### 1.4.3. Minimiser le risque de stick-slip

Cette étude de sensibilité met clairement en évidence le rôle prépondérant de certains paramètres. Parmi ceux-là, les paramètres liés à la structure sont difficilement contrôlables en cours de forage. On a plutôt l'habitude de jouer sur la viscosité de la boue de forage en cherchant à la diminuer. On insiste sur ce point qui est fréquemment éludé dans les études sur le stick-slip : diminuer la viscosité de la boue permet principalement de diminuer les frottements tiges-puits et donc de limiter les blocages de l'outil. En revanche, cela a pour effet inverse de diminuer les frottements tiges-boue et ainsi d'empêcher un amortissement efficace des oscillations de torsion. On a donc affaire à deux formes de stick-slip qui ne sont pas liées aux mêmes causes physiques.

Pour se débarrasser du stick-slip, on a aussi l'habitude de diminuer le poids sur l'outil. En se rappelant la formule (Eq. 1.4) et considérant l'influence de la chute de couple sur la vitesse-seuil, on comprend que plus le poids sur l'outil diminue, plus la chute de couple diminue. De ce point de vue, on comprend que diminuer le poids sur l'outil diminue le risque de stick-slip. Cependant, comme pour l'influence de la viscosité de la boue, modifier le poids sur l'outil pourrait révéler d'autres formes de stick-slip qui n'entrent pas dans le cadre du modèle présent.

Enfin, avec le développement d'outils de forage ayant des propriétés anti-stick-slip n'ayant jamais été modélisées, hormis dans le cadre spécifique développé par RICHARD (2001), il est crucial d'en comprendre les causes physiques. Or, la présente étude de sensibilité montre clairement que deux des quatre paramètres outils envisagés ici ont une influence significative sur le risque de stick-slip : la chute de couple  $T_s - T_d$  et le taux de décroissance de la loi de frottement  $1/\Omega_c$ . Le cadre d'analyse fourni par l'approche en torsion pure pourrait donc permettre d'expliquer pourquoi certains outils ont de telles propriétés anti-stick-slip. L'enjeu est donc de contrôler le risque de stick-slip en contrôlant l'outil, par l'intermédiaire de sa loi de frottement. Dans la présente thèse, on concentrera l'analyse sur la détermination de la loi de frottement et on se concentrera sur la notion de chute de couple  $T_s - T_d$ .

## 1.5. Conclusion

Nombre d'auteurs ont étudié la dynamique en torsion des garnitures de forage soumises à cette condition à la limite si spécifique qu'est la loi de frottement. En se plaçant de le cadre de l'approche en torsion pure, on a démontré quel intérêt il pourrait y avoir à prédire, voire à contrôler la loi de frottement d'une configuration outil-roche donnée. On a ainsi mis en évidence son principal point faible : elle n'est étayée théoriquement que par une analogie entre la coupe des roches et la tribologie.

Au cours des chapitres suivants nous nous attacherons à incorporer la coupe des roches dans l'approche en torsion pure. Cette démarche inclut une partie théorique et une partie expérimentale. On aborde maintenant l'exposé des premiers résultats qui vont nous guider dans la compréhension de l'interaction dynamique outil-roche.

## Chapitre 2.

# Etude expérimentale du comportement dynamique des outils PDC

Un programme d'essais de forabilité par des outils PDC a été réalisé sur le banc de forage d'Armines à la halle d'essais de Pau, avec pour objectifs principaux :

- mettre en évidence l'effet de la vitesse de rotation sur la réponse mécanique des outils PDC ;
- quantifier cet effet ;
- déterminer si, parmi les causes physiques qui contrôlent cet effet, l'action individuelle de chacun des taillants de l'outil de forage est susceptible de jouer un rôle.

### 2.1. Présentation des essais de forabilité sur banc de forage

#### 2.1.1. Présentation du banc de forage

Il existe quelques exemplaires de bancs de forage dans le monde permettant de tester le comportement mécanique d'outils de forage réels. Ces bancs sont généralement possédés par des fabricants d'outils et, suivant les cas, permettent de simuler des conditions de poids sur l'outil, de vitesse de rotation, de pression et de roches testées, plus ou moins représentatives de celles rencontrées à grande profondeur.

Le banc de forage d'Armines à la halle d'essais de Pau cumule les plus importantes de ces caractéristiques expérimentales. Il est constitué d'un arbre de forage rigide au bout duquel est vissé un outil de forage (**Fig. 2.1**). L'arbre est entraîné en rotation à l'aide d'un moteur électrique de grande puissance (300 kW) et en translation verticale descendante à l'aide de puissants vérins (**Fig. 2.1**, gauche). Le banc est dimensionné pour étudier le forage des roches sur une profondeur de 50 cm par des outils de diamètre allant jusqu'à 12"1/4. Un système de circulation de boue semblable à ceux qui sont utilisés sur chantier, permet d'injecter le fluide de forage à travers l'arbre de forage. Le fluide s'écoule ensuite à travers les buses de l'outil et permet de remonter les débris de coupe et de refroidir l'outil. Il est ensuite évacué vers les bacs à boue.

Le banc permet d'effectuer des essais de forage des roches sous confinement. Comme illustré dans la **Fig. 2.1** (droite), qui représente le schéma de principe de la cellule de forage, on peut injecter le fluide de forage sous pression et on peut appliquer à l'échantillon de roche une pression de pore, une pression de confinement latéral ainsi qu'une pression verticale.



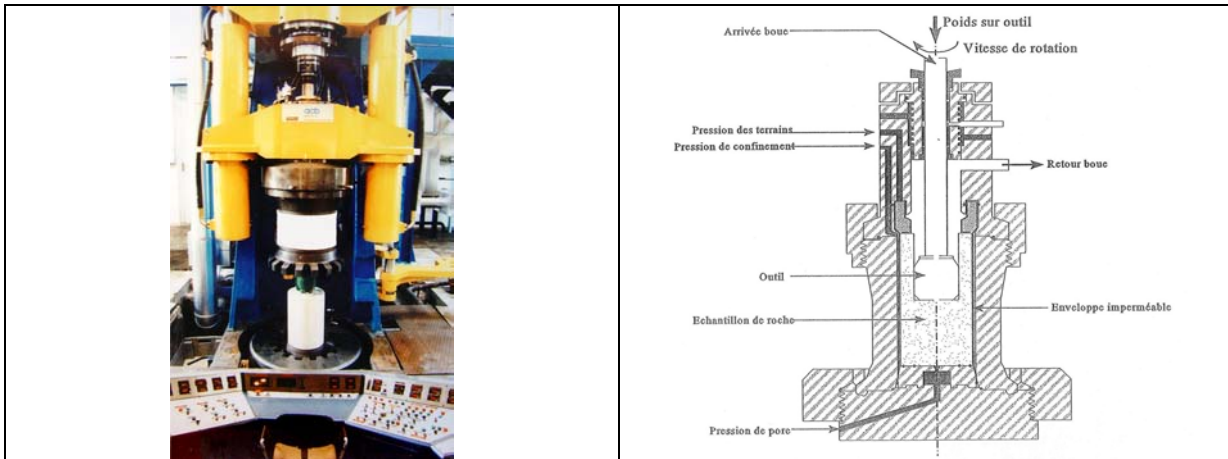


Fig. 2.1 : Cliché et schéma de principe du banc de forage

La rotation de l'arbre est contrôlée en vitesse de rotation, comme dans le forage réel. Sa translation, autrement dit, la pénétration de l'outil dans l'échantillon de roche, peut-être contrôlée en poids sur l'outil ou en vitesse d'avance. Pour simuler des conditions réelles de forage, on a choisi de piloter tous les essais présentés dans ce chapitre en poids sur l'outil. Ce choix est compatible avec les résultats numériques du **Chapitre 1**, obtenus à partir de l'approche en torsion pure, pour laquelle le poids sur l'outil est supposé constant.

De manière générale, les observables d'un essai de forabilité sur le banc de forage sont les suivants :

- le couple résistant mesuré sur l'outil (TOB) ;
- la cote verticale de l'outil et par conséquent sa vitesse d'avance (ROP) ;
- les débris de coupe, filtrés avant éjection dans les bacs à boue (non récupérés dans ces essais) ;
- le fond de trou, c'est-à-dire l'empreinte finale laissée par l'outil dans la roche.

### 2.1.2. Conditions opératoires

Six outils de forage de géométries différentes et notés  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $H_{121}$ ,  $P_n$  et  $P_u$ , ont été utilisés pour les essais. Quatre d'entre eux sont représentés dans la **Fig. 2.2**.

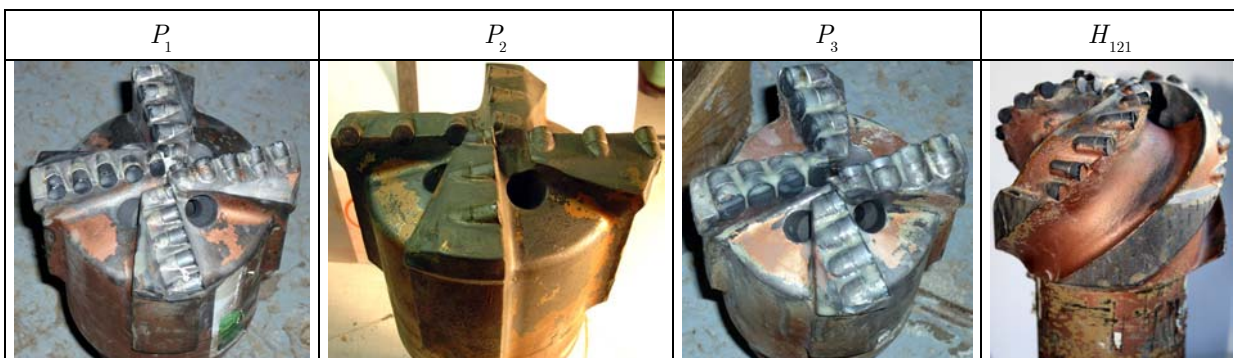


Fig. 2.2 : Outils de forage testés

Les outils  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  et  $H_{121}$  sont neufs et la roche forée avec ces outils est du calcaire de Buxy, qui est une roche dure dont la résistance à la compression simple,  $R_c$ , est 100 MPa. Les outils  $P_n$  et  $P_u$ , dont la nature confidentielle ne nous autorise pas à fournir la géométrie, sont identiques sauf que le premier est neuf et le second est usé. Pour ces outils, on a utilisé une roche très dure, le Calcaire Gris de Sainte-Anne (GSA), pour lequel  $R_c = 140$  MPa. Le fluide de forage (eau ou boue à base d'eau) a

été injecté à pression atmosphérique. La **Fig. 2.3** présente l'évolution temporelle du poids sur l'outil (WOB) et de la vitesse de rotation imposés pour un des essais de forabilité effectués.

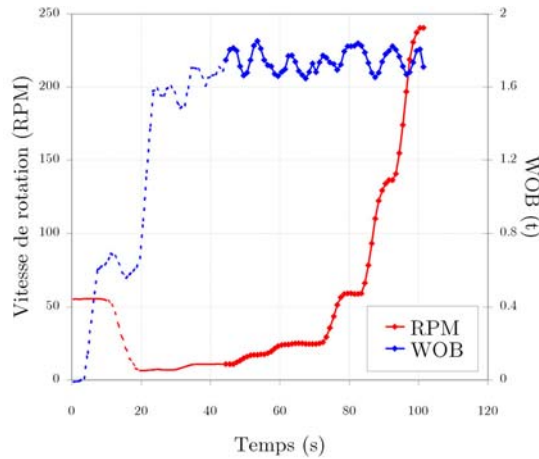


Fig. 2.3 : Poids sur l'outil et vitesse de rotation en fonction du temps (outil  $P_3$ )

Dans cet essai, comme dans les autres, on a choisi de faire varier la vitesse de rotation de l'outil par paliers suffisamment longs (environ 5 à 10 s) pour que le poids sur l'outil se stabilise, en particulier aux vitesses faibles. On rassemble les paramètres opératoires des essais dans **Tab. 2.1** :

Paramètres opératoires								
Outil	$\varnothing_{\text{outil}}$	Profil	Lames	$\varnothing_{\text{pdc}}$	Boue	Roche	WOB(t)	Vit. Rot. (tr/min)
$P_1$	4 "3/4	plat	droites (*4)	8 mm (*20)	Eau	Buxy	0.4-0.6-0.9- 1.3-1.6	6-12-24-60-140- 250
$P_2$	4 "3/4	plat	droites (*4)	8 mm (*12)	Eau	Buxy	0.3-0.6-0.9- 1.2-1.3	6-12-24-60-140- 250
$P_3$	4 "3/4	plat	droites (*4)	13 mm (*16)	Eau	Buxy	0.4-0.7-0.9- 1.3-1.7	6-12-24-60-140- 250
$H_{121}$	4 "3/4	parabol.	spirales (*4)	8 mm (*28)	Bento	Buxy	0.4-0.9	6-12-24-60-140- 250
$P_n$	6 "	parabol.	spirales	9 mm	Eau	GSA	1.6-2.8	6-12-24-60-100- 140-180
$P_u$	6 "	parabol.	spirales	9 mm	Eau	GSA	3.6-4.9	6-12-24-60-100- 140-180

Tab. 2.1 : Paramètres opératoires des essais à pression atmosphérique

Tous les essais se sont déroulés dans des conditions contrôlées où l'on n'a observé aucun phénomène de bourrage ni de colmatage de débris sur l'outil. Au cours des essais, les variations de poids sur l'outil n'ont pas dépassé 0.5 t, et cela, quel que soit le poids imposé (**Fig. 2.4**).

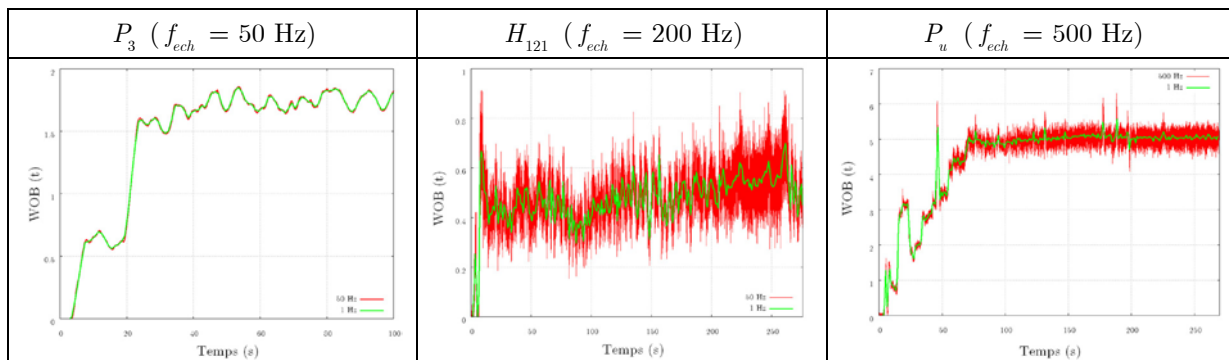


Fig. 2.4 : Comparaison des signaux bruts et moyennés du poids sur l'outil

Sur ces graphes, on a superposé aux signaux bruts (échantillonnés, suivant les cas, à 50 Hz, 200 Hz ou 500 Hz), les signaux moyennés sur des fenêtres disjointes de 1 s. On observe que les variations haute fréquence ( $\geq 200$  Hz) sont similaires dans le cas où le poids sur l'outil est d'environ 0.5 t (**Fig. 2.4**, milieu) et celui où il est d'environ 5.0 t (**Fig. 2.4**, droite). On attribue donc ces variations au bruit du capteur et on en conclut que les essais se sont déroulés en l'absence de vibrations significatives. Notons que les enregistrements représentés dans la **Fig. 2.3** et ceux représentés par la suite sont relatifs aux données moyennées.

## 2.2. Résultats expérimentaux

### 2.2.1. Réponse en couple à des variations de la vitesse de rotation

La **Fig. 2.5** présente l'évolution du couple à l'outil en fonction de la vitesse de rotation pour les essais conduits avec l'outil  $P_3$  à différents poids sur outil.

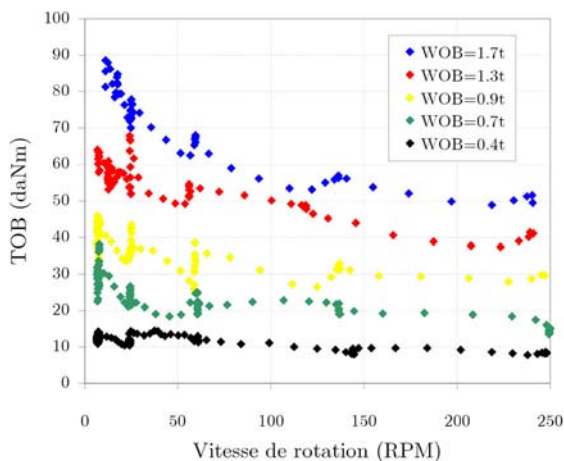


Fig. 2.5 : Le couple à l'outil en fonction de la vitesse de rotation (outil  $P_3$ )

Pour tous les essais, on constate que le couple à l'outil décroît significativement avec la vitesse de rotation. Cette observation vaut pour l'intégralité des essais (**Tab. 2.1**). On retrouve donc en laboratoire et en régime quasi statique, c'est-à-dire en l'absence de stick-slip, le même phénomène dynamique que celui qui est observé par de nombreux auteurs sur le terrain en cas de stick-slip et appelé classiquement "negative damping effect" (**Chapitre 1**).

### 2.2.2. Réponse en avancement à des variations de la vitesse de rotation

On présente l'évolution de l'avancement par tour (DOC) en fonction de la vitesse de rotation (**Fig. 2.6**). Etant donné que l'avancement par tour est calculée à partir du ratio entre la vitesse d'avance et la vitesse de rotation et que c'est lorsque cette dernière est faible qu'elle présente une variabilité relative maximale, les courbes (**Fig. 2.6**) présentent une forte variabilité aux vitesses de rotation les plus faibles. Néanmoins, la tendance est suffisamment claire aux vitesses plus élevées pour faire abstraction de cette remarque.

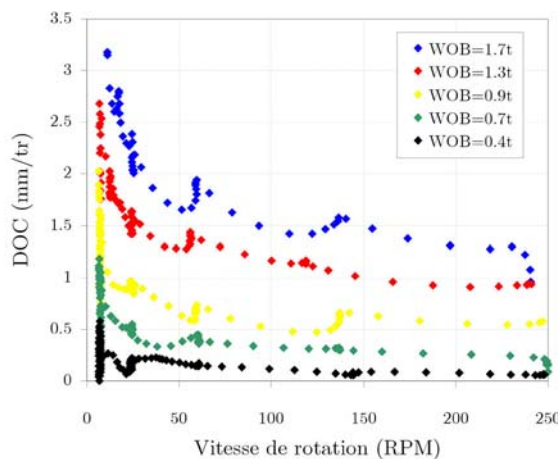


Fig. 2.6 : L'avancement par tour en fonction de la vitesse de rotation (outil  $P_3$ )

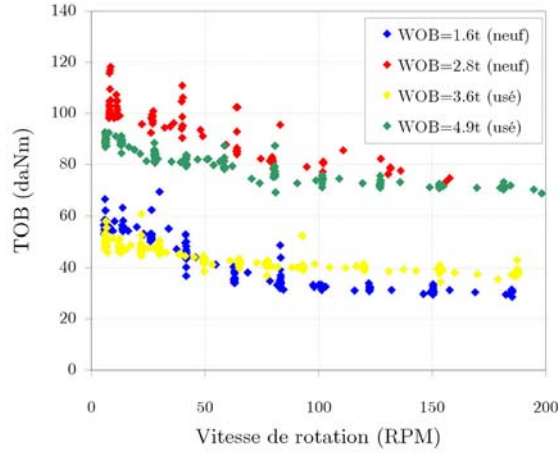
Ces courbes montrent que l'avancement par tour diminue avec la vitesse de rotation. Cette observation s'étend à l'intégralité des essais (**Tab. 2.1**). On a sélectionné douze des essais conduits avec les outils  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  et  $H_{121}$  pour lesquels le poids sur l'outil est particulièrement stable. Pour ces essais, on a observé que le coefficient de corrélation entre l'avancement par tour et le couple est compris entre 0.75 et 0.97.

### 2.2.3. Interprétation physique

Alors qu'une diminution du couple sans diminution de l'avancement par tour indiquerait que le mécanisme à l'œuvre agit par seule diminution du frottement outil-roche, les fortes corrélations précédentes indiquent que ce mécanisme affecte le volume de roche abattue. Par conséquent, le couple à l'outil diminue avec la vitesse de rotation parce que la quantité de roche abattue diminue avec la vitesse de rotation. Autrement dit, à mesure que la vitesse de rotation augmente, une partie croissante du poids sur l'outil est dirigée vers un mécanisme autre que l'abattage de la roche. Cela aboutit à une diminution globale de l'efficacité de la coupe avec la vitesse de rotation.

BRETT (1992) a déjà observé une telle évolution du couple à l'outil et de l'avancement par tour avec la vitesse de rotation pour des outils usés. Les outils usés étant connus pour générer une plus grande quantité de roche broyée, il attribue cette baisse des performances à une difficulté à évacuer la roche broyée lorsque la vitesse de rotation augmente (**Chapitre 1**). Or, les taillants des outils  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  et  $H_{121}$  ne sont pas usés, mais neufs, c'est-à-dire simplement chanfreinés. L'interprétation, que BRETT (1992) lui-même présente comme une conjecture, pourrait être valable dans le cas présent, mais en acceptant que les taillants chanfreinés génèrent eux aussi une quantité substantielle de roche broyée.

Ayant effectué des essais avec les outils  $P_n$  et  $P_u$ , qui ne se distinguent que par leur niveau d'usure, on peut pousser l'analyse un peu plus loin. On représente dans la **Fig. 2.7** l'évolution du couple à l'outil suivant la vitesse de rotation pour les quatre essais conduits avec ces deux outils.



*Fig. 2.7 : Couple à l'outil en fonction de la vitesse de rotation (outils  $P_n$  et  $P_u$ )*

Comme précédemment (**Fig. 2.5**), la décroissance du couple à l'outil avec la vitesse de rotation est très nette sur l'ensemble des essais (**Fig. 2.7**). Mais on observe aussi que le niveau d'usure n'a pas une influence significative sur la décroissance du couple à l'outil. Il semble même que la décroissance du couple soit plus prononcée pour les deux outils neufs. Cependant, comme les poids imposés pour ces quatre essais sont différents, les quantités de roche abattue ne sont pas identiques et, d'un point de vue quantitatif, les essais ne sont pas comparables. Cependant, d'un point de vue qualitatif, on conclut que le comportement mécanique des outils PDC neufs lorsque l'on fait varier la vitesse de rotation, n'est pas sensiblement différent de celui des outils PDC usés. Ainsi, si la conjecture de BRETT (1992) est valable dans le cas présent, cela implique que le processus de forabilité par des outils PDC neufs génère lui aussi de la roche broyée en suffisamment grande quantité pour faire apparaître l'effet d'amortissement négatif présenté au **Chapitre 1**.

#### 2.2.4. Baisse de la vitesse d'avance en cas de stick-slip

On s'attend à ce que la baisse des performances de forage avec la vitesse de rotation ait un impact sur la vitesse d'avance (ROP). Afin d'aborder cette question, on représente dans la **Fig. 2.8**, l'évolution de la vitesse d'avance (ROP) suivant la vitesse de rotation, pour différents poids sur l'outil.

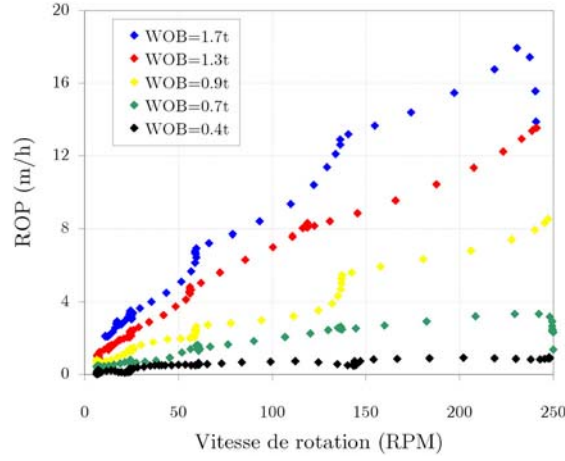


Fig. 2.8 : La vitesse d'avance en fonction de la vitesse de rotation (outil  $P_3$ )

On constate tout d'abord que ces courbes sont globalement croissantes. Si le processus de coupe ne variait pas à mesure que la vitesse de rotation augmente, ces courbes seraient des droites passant par l'origine. En effet, multiplier la vitesse de rotation par un facteur donné revient à multiplier la vitesse d'avance par ce même facteur.

Or, on observe que les courbes (**Fig. 2.8**) sont concaves. Considérons par exemple la courbe (WOB = 1.3 t). Sa pente moyenne vaut 0.072 (m/h)/(tr/min) sur l'intervalle [6.7-56.7 tr/min], 0.053 (m/h)/(tr/min) sur [56.7-118.8 tr/min] et 0.045 (m/h)/(tr/min) sur [118.8-239.1 tr/min]. Ces observations s'étendent à l'intégralité des essais. La diminution de l'efficacité de la coupe avec la vitesse de rotation se traduit donc par le fait que les courbes  $ROP = f(RPM)$  sont significativement concaves.

En transposant ces courbes expérimentales, obtenues en régime quasi statique, au régime dynamique de stick-slip, il est possible d'expliquer, du moins en partie, la baisse de la vitesse d'avance qui est systématiquement associée au stick-slip en forage réel (DUFEYTE & HENNEUSE, 1991). En effet, considérons la courbe paramétrée  $ROP(t) = f(RPM(t))$ , où  $f$  est une fonction concave. Le théorème de Leine stipule que :

$$\overline{f(RPM(t))} \leq f(\overline{RPM(t)}) \quad (\text{Eq. 2.1})$$

Où  $\overline{X}$  désigne la valeur moyenne de la grandeur  $X$  sur une fenêtre temporelle donnée. Supposons que la quantité  $RPM(t)$  décrive l'évolution temporelle de la vitesse de rotation de l'outil en cas de stick-slip,  $ROP_{stick-slip}$  désigne la vitesse d'avance moyenne correspondante et  $RPM_{nomin}$  désigne la vitesse de rotation moyenne sur une période de stick-slip, alors on obtient :

$$ROP_{stick-slip} \leq ROP(RPM_{nomin}) \quad (\text{Eq. 2.2})$$

On en conclut que la vitesse d'avance moyenne au cours d'une phase de stick-slip est inférieure à la vitesse d'avance d'une phase de forage nominale, effectuée à la vitesse de rotation moyenne correspondante. Cependant, pour valider un tel résultat sur le terrain, il faut déterminer des conditions opératoires pour lesquelles on observe simultanément la présence et l'absence de stick-slip. De telles conditions ne sont remplies que lorsque la vitesse de rotation imposée est égale à la vitesse-seuil (**Chapitre 1**). On devrait alors observer un saut de vitesse d'avance de part et d'autre de la vitesse-seuil.

## 2.2.5. Relation entre le couple à l'outil et le poids sur l'outil

Les résultats précédents montrent que la vitesse induit des non-linéarités dans les relations  $TOB = f(RPM)$ ,  $DOC/TOB = f(RPM)$  et  $ROP = f(RPM)$ . Le comportement mécanique des outils PDC étant généralement décrit par une relation  $TOB = f(WOB)$  linéaire dans des conditions nominales de forage, on s'attache à déterminer si une telle relation reste valable dans le cadre de nos essais. A cette fin, on représente dans le diagramme TOB-WOB, les points expérimentaux correspondant aux essais conduits avec l'outil  $P_3$  (**Fig. 2.9**). Les points expérimentaux dont la couleur est indiquée dans la légende correspondent à une plage de vitesse de rotation donnée. De plus, ces points ont été sélectionnés parmi ceux pour lequel le poids sur l'outil est bien stabilisé.

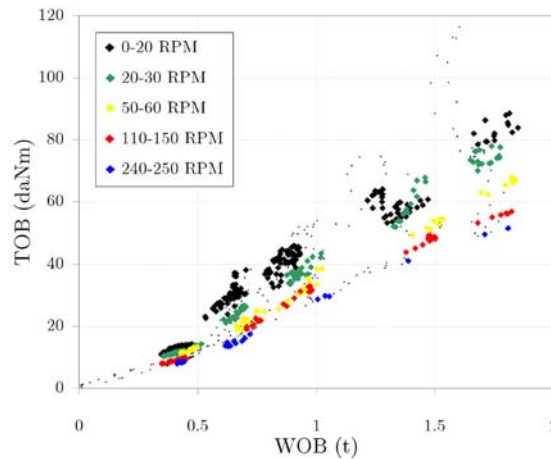


Fig. 2.9 : Le couple à l'outil en fonction du poids sur l'outil (outil  $P_3$ )

On observe que les nuages de points des différentes plages s'organisent en fuseaux qui montrent que la relation linéaire entre le couple à l'outil et le poids sur l'outil est assez bien respectée. En outre, ces fuseaux convergent vers une origine qui correspond à un poids non nul. Cela signifie qu'un certain seuil de poids doit être franchi pour initier la coupe et générer du couple à l'outil, phénomène bien connu du forage. Enfin, conformément aux résultats précédents, le coefficient directeur des courbes  $TOB = f(WOB)$ , à vitesse donnée, diminue nettement avec la vitesse de rotation. Par conséquent, l'idée classique selon laquelle la relation entre le couple et le poids sur l'outil est linéaire, n'est pas remise en question dès l'instant que la vitesse de rotation est maintenue constante.

## 2.3. Conclusion

L'objectif de cette campagne d'essais de forabilité était de mesurer la réponse mécanique des outils de forage type PDC à des variations quasi statiques de leur vitesse de rotation. Six outils de géométries variables ont été utilisés pour forer deux calcaires, dur à très dur, sous un écoulement de boue à pression atmosphérique.

Tous ces essais présentent la même tendance selon laquelle le couple à l'outil diminue avec la vitesse de rotation lorsque le poids sur outil est maintenu constant. On a donc montré que ce phénomène dynamique, appelé "negative damping effect" et généralement évoqué dans la littérature comme étant propre au stick-slip, peut être reproduit en laboratoire dans des conditions nominales de forage.

L'interprétation physique de ce phénomène n'est pas encore complète, mais le fait que ces essais aient été effectués dans des conditions nominales de forage ne présentant pas de problèmes liés à l'évacuation des débris ni à l'occurrence de vibrations significatives, conduit à plusieurs conclusions importantes.

D'une part, il apparaît clairement qu'il n'est pas nécessaire d'invoquer un mécanisme de couplage entre les vibrations de torsion et les vibrations axiales pour observer ce phénomène dynamique. Ceci apporte donc un argument expérimental au choix qui a été fait au **Chapitre 1** de suivre l'approche en torsion pure. Cependant, on n'exclut pas complètement la possibilité que des vibrations axiales de faibles amplitudes prennent éventuellement place au cours de processus de forabilité.

D'autre part, ces essais confirment les observations effectuées par BRETT ET AL. (1989) et BRETT (1992), concernant la diminution simultanée du couple à l'outil et de l'avancement par tour avec la vitesse de rotation. Mais on élargit leur portée au cas des outils PDC neufs et forant des calcaires durs. Ainsi, on valide le résultat selon lequel les performances des outils PDC diminuent avec la vitesse de rotation.

Enfin, au cours du **Chapitre 1**, on a vu que, suivant la longueur du forage, la période de stick-slip vaut entre 2 s et 10 s. Par conséquent, par comparaison avec le stick-slip en forage réel, ces expériences sont conduites en régime quasi statique, et non dynamique. Tous les résultats présentés au cours de ce chapitre s'appliquent donc, en premier lieu, à des conditions nominales de coupe et requièrent une hypothèse pour être transposés au régime de stick-slip. Autrement dit, bien que ces résultats aient déjà été observés en régime de stick-slip et soient habituellement considérés comme caractéristiques de ce régime dynamique de coupe, cette campagne d'essais montre qu'ils sont, en fait, vraisemblablement caractéristiques du processus nominal de forage. Or, on a souligné qu'aucun indice de colmatage ou de bourrage n'a été relevé au cours de la campagne d'essais. On en déduit que le mécanisme physique à l'origine de ce phénomène dynamique, qui pourrait être celui proposé par BRETT (1992), affecte uniquement le processus de forabilité de la roche et non le processus de transport des débris de roche.

Ces éléments de réflexion laissent donc penser que le phénomène dynamique appelé "negative damping effect" se manifesterait à une plus petite échelle que celle de l'outil de forage, c'est-à-dire à l'échelle de ses taillants. C'est pourquoi, au cours du chapitre suivant, on va s'intéresser à l'interaction taillant-roche, dans un premier temps, d'un point de vue bibliographique.





# Chapitre 3.

## Le processus de coupe des roches

La connaissance du processus de coupe des roches par les taillants PDC doit beaucoup aux nombreuses études conduites dans les domaines de la coupe des métaux et de l'abattage minier. Mais, le forage pétrolier s'en démarque par la nature du matériau à abattre, la géométrie des outils de coupe et la présence d'un fluide de forage sous pression.

Dans ce chapitre, on dresse un aperçu des connaissances acquises sur le processus de coupe dans ces différents domaines. On montre qu'ils présentent de fortes similarités et que celles-ci aident à mieux définir la problématique du forage pétrolier. On concentre cette analyse bibliographique sur :

- la description phénoménologique du processus de coupe : qu'est-ce ce que l'on coupe ? De quelle manière ce qui est coupé est en interaction avec l'outil de coupe ?
- l'identification des paramètres physiques de la coupe qui constitue le premier pas vers la modélisation du processus : quels sont les mécanismes physiques à l'œuvre ? Quelles grandeurs physiques les caractérisent ?
- la modélisation des efforts de coupe qui est l'objectif final de notre démarche : comment prédire les efforts qui s'exercent sur les taillants PDC ? Bien qu'il existe différentes classes de modèles relatifs à différents mécanismes physiques ou à différentes approches, quels sont les points communs entre ces modèles ? Dans quelles conditions sont-ils validés expérimentalement ?

### 3.1. Introduction à l'étude de l'interaction taillant-roche

#### 3.1.1. Principe d'un essai élémentaire de coupe

##### 3.1.1.1. Différents observables

Un essai élémentaire de coupe est un essai conduit à déplacement imposé au cours duquel on astreint un taillant à abattre une roche donnée, suivant une profondeur de passe  $h_c$ , un angle de coupe  $\omega_c$  et une vitesse de coupe  $V_c$  (**Fig. 3.1**). La compréhension du processus de coupe repose sur quatre observables principaux :

- l'effort de coupe : suivant ses trois composantes, normale, tangentielle et éventuellement latérale ;
- les débris de coupe : on analyse leur granulométrie et leur cohésion ;
- la saignée creusée : on analyse sa géométrie et son état de surface ;
- le taillant : on analyse son degré d'usure et son état de surface.

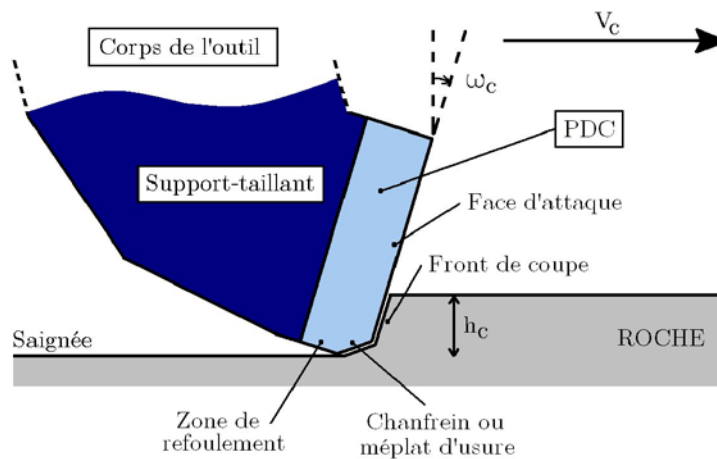


Fig. 3.1 : Schéma de principe de l'interaction taillant-roche (bidimensionnel)

### 3.1.1.2. Conditions réelles du travail d'un taillant

Dans le domaine minier, les profondeurs de passe abattues sont de l'ordre du centimètre, les vitesses de coupe de l'ordre du mètre par seconde et l'abattage est généralement conduit à pression atmosphérique. Dans le domaine pétrolier, les profondeurs de passe abattues sont de l'ordre du millimètre, les vitesses de coupe de l'ordre du mètre par seconde et le forage se déroule sous des pressions de boue de l'ordre de 10-100 MPa. La boue de forage permet de remonter les débris de coupe, de limiter les venues de fluides interstitiels provenant de la roche forée, de stabiliser les parois du puits et de refroidir l'outil.

### 3.1.1.3. Différents types de taillants

Les taillants des outils PDC sont constitués d'un support en carbure de tungstène (WC-Co) sur lequel est déposée une fine couche diamantée (le PDC, Polycrystalline Diamond Compact, à proprement parler), destinée à les protéger de l'usure et des chocs (**Fig. 3.1**). La recherche de matériaux permettant d'améliorer la "durabilité" des taillants PDC constitue un enjeu important de la recherche en forage pétrolier. SORLIER (2009) propose une synthèse détaillée des avancées technologiques dans ce domaine. Il existe une variété de géométries de taillants PDC. La **Fig. 3.2** présente trois géométries de PDC de laboratoire, les taillants cylindriques étant aujourd'hui les plus couramment utilisés.

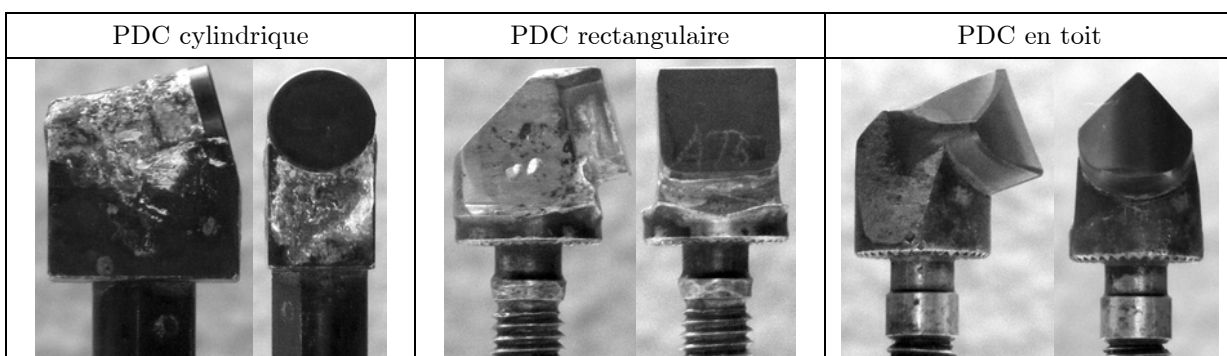


Fig. 3.2 : Trois géométries de taillants PDC (clichés personnels)

Comme la pression de boue confine la roche et conduit à une augmentation significative de sa résistance apparente, les efforts de coupe dans le forage pétrolier sont du même ordre que dans l'abattage minier, c'est-à-dire de l'ordre du kilonewton. Du fait des différences de profondeur de passe, les contraintes sur les taillants PDC sont beaucoup plus élevées que sur les pics miniers. On minimise ainsi l'usure et les risques d'écaillage des taillants PDC en les concevant avec des angles de coupe

considérés, suivant la convention de la présente thèse, comme positifs (**Fig. 3.1, Fig. 3.2**). Suivant cette convention, les angles de coupe des pics miniers sont alors le plus souvent négatifs.

#### **3.1.1.4. Différents types de roches**

Du fait de la nature géologique et de la localisation des réservoirs pétroliers, les roches forées sont essentiellement sédimentaires et souvent, faiblement minéralisées. Les argilites représentent 75 % des mètres forés en exploration (KOLLE, 1996 ; DETOURNAY & TAN, 2002). Sous pression de boue, elles ont un comportement à la rupture de type plastique qui se rapproche du comportement des métaux mous comme le plomb. Les autres roches forées sont principalement des grès et des roches carbonatées dont le comportement à la rupture est de type fragile. Certaines roches sont hétérogènes (conglomérats, roches à inclusions, roches fracturées) et/ou anisotropes (roches litées et alternées), ce qui complique la description du problème car il devient dépendant des conditions géométriques de forage. Comme ces problèmes ne sont pas abordés dans la présente thèse, on renvoie le lecteur à BOUALLEG (2006) pour l'étude du forage des roches anisotropes.

Ce chapitre bibliographique est consacré à l'étude de roches homogènes, isotropes et à comportement plutôt fragile, étant donné que notre étude expérimentale a été conduite dans ce contexte. Toutefois, on présentera des travaux effectués sur les argilites car elles ont été beaucoup étudiées et révèlent des phénomènes qui peuvent être communs à d'autres roches.

#### **3.1.1.5. Différents dispositifs expérimentaux**

Il existe plusieurs classes d'équipement de laboratoire pour étudier l'interaction taillant-roche :

- ceux qui fonctionnent à pression atmosphérique et à des vitesses de coupe de l'ordre du millimètre par seconde : c'est le cas des bancs linéaires qui, faciles d'emploi, ont été très utilisés par le passé (RICHARD, 1998 ; GERBAUD, 1999 ; MENAND, 2001) ;
- ceux qui fonctionnent à pression atmosphérique et à des vitesses de coupe représentatives du forage pétrolier de l'ordre du mètre par seconde : c'est le cas des meules (BESSELINK, 2008) et des tours (SELLAMI, 1987). Ces derniers sont des appareils imposants qui sont plutôt utilisés pour effectuer des essais d'usure - essais qui requièrent des distances de coupe très grandes (plurikilométriques) ;
- ceux qui fonctionnent sous des pressions de boue et à des vitesses de coupe représentatives du forage pétrolier : c'est le cas des cellules de forabilité comme celle qui est utilisée dans cette étude (Chapitre 4) ou dans SELLAMI ET AL. (1989) ; c'est aussi le cas des bancs de forage (**Fig. 2.1**) même si ceux-ci sont plutôt dimensionnés pour tester des outils de forage.

### **3.1.2. L'observation des efforts de coupe**

#### **3.1.2.1. L'énergie spécifique de coupe**

Bien que l'essai soit réalisé à vitesse constante, les efforts de coupe mesurés peuvent varier significativement au cours du temps, du fait des cycles de chargement-rupture des copeaux de roche générés par la coupe (**Fig. 3.3**). Pour un essai de coupe donné, on calcule la moyenne temporelle des efforts de coupe.

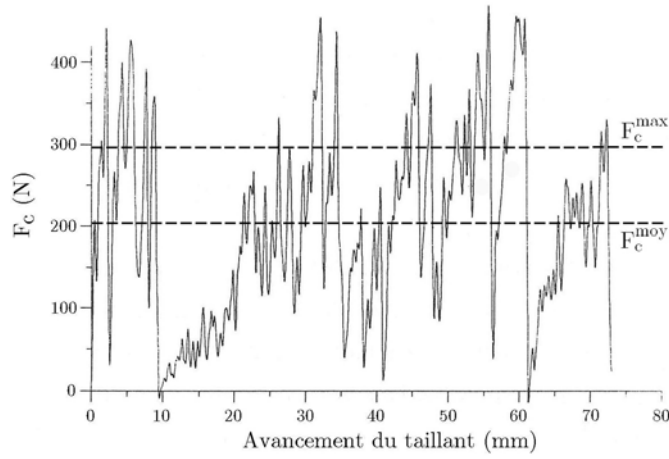


Fig. 3.3 : Variations temporelles de l'effort de coupe (RICHARD, 1998)

Le premier niveau d'analyse du processus de coupe consiste à étudier la dépendance de ces efforts aux paramètres opératoires. Ces paramètres sont liés aux conditions cinématiques de l'essai, à la géométrie des taillants utilisés, aux roches abattues et s'il y a lieu, aux conditions de pression. Définie à l'échelle de l'outil de forage au § 1.3.2.4, l'énergie spécifique de coupe peut être définie à l'échelle du taillant comme le travail de l'effort requis pour abattre un volume unitaire de roche.

$$\varepsilon = \frac{\underline{F}_c^{moy} \cdot \underline{d}}{S \cdot \underline{d}} = \frac{F_c^{moy}}{S_c} \quad (\text{Eq. 3.1})$$

Où  $\underline{d}$  désigne le vecteur déplacement élémentaire du taillant,  $\underline{F}_c^{moy}$  le vecteur force moyen,  $F_c^{moy}$  sa composante tangentielle (seule composante dont le travail est non nul),  $S$  la surface de coupe orientée et  $S_c$  sa projection dans la direction du déplacement, aussi appelée section de coupe. On considère que le processus de coupe est efficace lorsque l'énergie spécifique de coupe est faible. L'énergie spécifique est homogène à une contrainte moyenne sur la face d'attaque mais peut être vue comme une énergie volumique.

### 3.1.2.2. La ductilité apparente de la coupe

Lorsque la variabilité des efforts est grande, le processus de coupe est dit fragile. A l'inverse, il est dit ductile. On caractérise cette variabilité à l'aide du coefficient de ductilité apparente de la coupe (SELLAMI, 1990).

$$C_{da} = \frac{F_c^{max} - F_c^{moy}}{F_c^{moy}} \quad (\text{Eq. 3.2})$$

$F_c^{max}$  et  $F_c^{moy}$  désignent respectivement le maximum et la moyenne de l'effort tangentiel au cours d'un cycle moyen de chargement-rupture d'un copeau de roche. En pratique, ce coefficient est compris entre 0 (pôle ductile) et 1 (pôle fragile). Certains auteurs (DELIAC, 1986 ; RICHARD, 1998) donnent des définitions alternatives de ce coefficient mais équivalentes.

### 3.1.3. Particularités géométriques

Le plus souvent, l'étude de la rupture de la roche est conduite dans un cadre bi-dimensionnel sous l'hypothèse des déformations planes (**Fig. 3.1**). Mais en pratique, la forme des taillants et la profondeur de passe, qui est du même ordre que la largeur du taillant, rendent le problème plus complexe.

D'une part, le travail d'un outil de forage est tel qu'un taillant repasse sur la saignée découverte par un autre. Le cas d'étude le plus simple et le plus couramment étudié est celui de la saignée isolée (**Fig.**

**3.4).** Mais les possibilités d'interaction entre saignées sont infinies. Dans le cas des PDC cylindriques, on a l'habitude de les classer en quatre types (GERBAUD, 1999) :

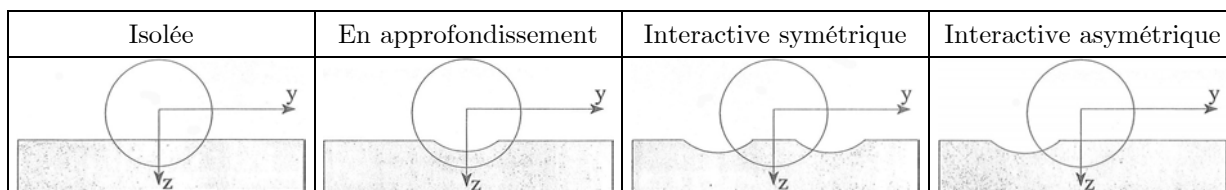


Fig. 3.4 : Exemples de configurations de coupe pour des PDC cylindriques (GERBAUD, 1999)

La rupture est quand même étudiée dans un cadre bi-dimensionnel et on prend en compte la troisième direction de l'espace en introduisant des facteurs correctifs. GLOWKA (1989) calcule par exemple une profondeur de passe équivalente en ramenant une section de coupe de géométrie complexe à une section de coupe de même valeur mais de géométrie rectangulaire. GERBAUD (1999) utilise la longueur de contact entre l'arête du taillant et la saignée.

D'autre part, il arrive que la section de roche effectivement abattue soit significativement plus grande que la section de roche interceptée par la trajectoire du taillant (phénomène d'écaillage des bords de la saignée ; LEBRUN, 1978). En outre, les formes attribuées aux copeaux de roches théoriques pour étudier leur rupture diffèrent sensiblement de leurs formes réelles. Pour compenser ce manque, DELIAC (1986) introduit un coefficient d'influence affectant la section théorique de coupe qui permet d'ajuster sa modélisation théorique de la coupe à l'expérience.

En toute rigueur, l'étude de l'interaction taillant-roche devrait être abordée par une approche tridimensionnelle (LEBRUN, 1978 ; SELLAMI ET AL., 1989). Mais dans le domaine pétrolier, les bons résultats des modélisations bidimensionnelles semblent montrer que ce n'est pas nécessaire.

## 3.2. Caractéristiques générales des régimes de coupe

Les études dans le domaine du forage pétrolier recensées dans ce chapitre font le plus souvent référence à des grès et à des roches carbonatées dont la granulométrie est généralement comprise dans la plage [1 $\mu$ m-1 mm]. Celles du domaine minier s'étendent à d'autres types de roches de granulométrie beaucoup plus variable (roches fortement minéralisées, bétons, etc.). A l'exception des références qui seront faites aux argilites (§ 3.3.3), on reste dans le cadre d'un comportement à la rupture de type fragile.

Le processus de coupe des roches est intermittent (§ 3.1.2.2). Suivant les conditions d'abattage (type de taillant, nature de la roche, conditions de pression, conditions cinématiques), la genèse des débris de coupe se produit entre un pôle fragile et un pôle ductile. Les clichés présentés sont tous relatifs à des essais conduits à pression atmosphérique. On verra au § 3.3.3 que la pression de boue induit des variations morphologiques importantes.

### 3.2.1. Le pôle fragile

#### 3.2.1.1. Phénoménologie de la coupe

Dans ce mode, l'essentiel des débris est constitué de copeaux de roches discontinus (Fig. 3.5). Leur taille est très variable suivant l'application. Ils se forment lorsque la profondeur de passe est

suffisamment grande (1-2 mm suivant le type de roche). Dans ce cas, leur longueur vaut entre 1 et 10 fois la profondeur de passe.



Fig. 3.5 : Débris de coupe à profondeurs de passe élevées (DELIAC, 1986 ; clichés personnels)

La genèse du copeau est décrite en trois phases par NISHIMATSU (1972) dans le cas d'essais de coupe conduits dans un tuf (roche volcanique) et trois bétons, avec un taillant rectangulaire, d'angle de coupe négatif et pour des profondeurs de passe comprises entre 2 mm et 16 mm (**Fig. 3.6**) :

- la phase de broyage et compactage : une zone de roche broyée se forme localement à la pointe du taillant. Celle-ci est immédiatement recompactée sur le taillant et fait corps avec ce dernier. Cette zone, bien connue dans la coupe des métaux, porte le nom de "built-up edge" ou "zone morte". Nishimatsu la nomme "zone primaire de roche broyée" (**Fig. 3.6**, zone 'a') ;
- la phase de genèse de copeaux macroscopiques : à profondeur de passe suffisante, une fissure macroscopique se propage et s'appuie sur la zone primaire de roche broyée. Cela conduit à l'éjection du copeau (**Fig. 3.6**, volume AA'B). L'auteur précise que la fissure principale se propage sous le niveau de la saignée théorique générant une "zone de surcoupe" (**Fig. 3.6**, zone 'c') ;
- la phase de broyage et de genèse de poudre de roche, de grains isolés ou de petits fragments de roche saine : le taillant pénètre plus loin dans la roche et tout le matériel qui n'est pas en passe d'être éjecté sous la forme d'un copeau macroscopique est alors broyé par l'action de la zone primaire de roche broyée. L'auteur nomme ce volume supplémentaire abattu la "zone secondaire de roche broyée" (**Fig. 3.6**, zone 'b').

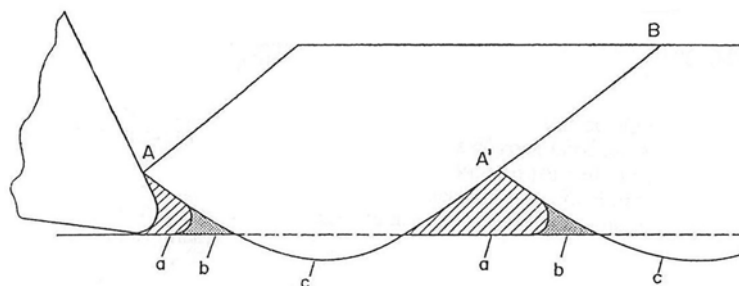


Fig. 3.6 : La genèse d'un copeau de roche (NISHIMATSU, 1972)

Dans le domaine pétrolier et en s'appuyant sur les travaux de SELLAMI ET AL. (1989), KOEPCHEN (1991) décrit le processus de coupe des roches par les taillants PDC (d'angle de coupe positif) suivant une succession similaire de phases : broyage jusqu'à ce que le front de coupe prenne la forme du taillant ; à mesure que la profondeur de passe effective augmente, des petits éclats de roche sont produits ; lorsque la surface de contact entre le taillant et la roche est suffisante, un copeau principal se détache de la roche.

### 3.2.1.2. Cycle de coupe

Ainsi décrit, le processus de coupe permet d'expliquer l'évolution des efforts de coupe instantanés. La **Fig. 3.7** met ce lien en évidence :

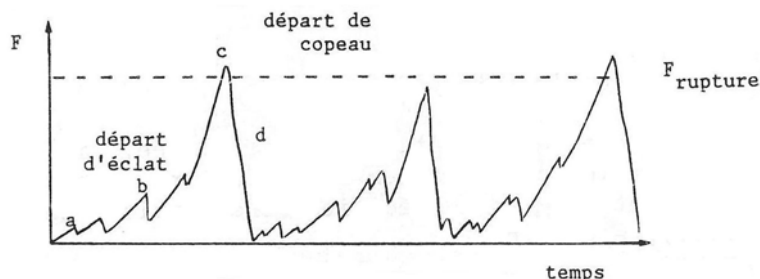


Fig. 3.7 : Le processus de coupe inscrit dans les efforts de coupe (DELIAC, 1986)

Le pic d'effort principal (**Fig. 3.7**, 'c') est lié au cycle de chargement-rupture du copeau principal tandis que les pics d'efforts secondaires sont liés au broyage de petits volumes de roche et aux cycles de chargement-rupture de petits éclats de roche. On constate qu'après l'éjection du copeau principal, l'effort de coupe chute à une valeur proche de zéro indiquant que le taillant a presque perdu le contact avec la roche.

Ce scénario de coupe a été observé par de nombreux auteurs. Dans le domaine minier, on peut citer par exemple les travaux de NGUYEN (1974) appliqués à l'étude d'un béton, de DELIAC (1986) dans le cas de roches carbonatées et de bétons, ou encore de WEI ET AL. (2003) dans le cas de la diabase.

En forage pétrolier, la présence de macro-copeaux est moins fréquente puisque les profondeurs de passe sont plus faibles. Toutefois, aux plus grandes profondeurs de passe ( $h_c > 1-2$  mm), ce processus est aussi observé. On peut citer par exemple les travaux de SELAMI (1990), RICHARD (1998), GERBAUD (1999), principalement dans le cas de calcaires et de grès.

## 3.2.2. Le pôle ductile

### 3.2.2.1. Phénoménologie de la coupe

Dans ce mode, on génère un ensemble hétérogène de petits fragments de roche saine et une part substantielle de poudre de roche et de grains arrachés à la matrice rocheuse (**Fig. 3.8**). Ce processus de coupe se produit préférentiellement lorsque la profondeur de passe est faible.



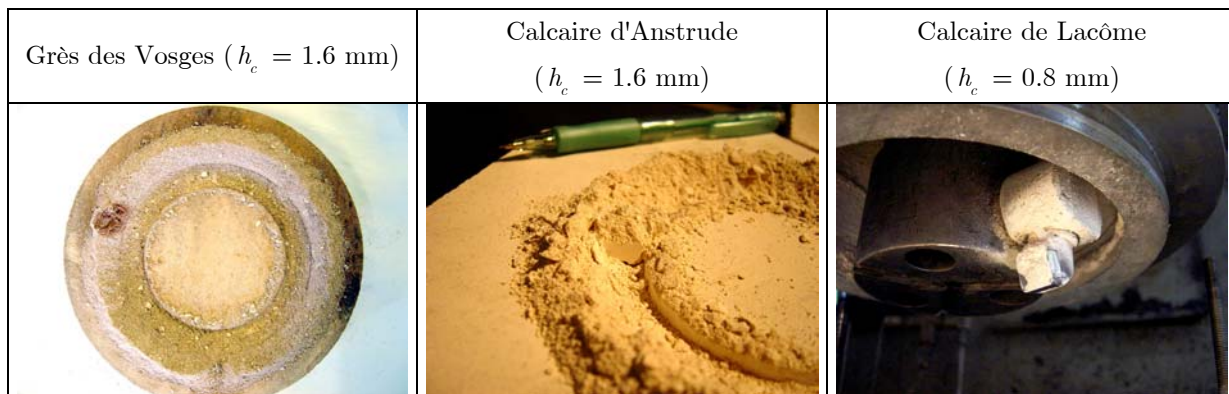


Fig. 3.8 : Débris de coupe à profondeurs de passe faibles (clichés personnels)

Ces clichés proviennent d'essais conduits avec des taillants carrés de 12 mm de côté. Le cliché de gauche (essai réalisé à  $V_c = 0.3$  m/s) montre que l'essentiel des débris est constitué de roche broyée. Comme l'enceinte est fermée pendant l'essai, la roche broyée est projetée sur les bords de la saignée et s'y amasse. Les copeaux de roches sont rares. Le cliché du milieu ( $V_c = 0.3$  m/s) montre que dans certains cas, le front de coupe est préservé en fin d'essai et que sa surface est lisse car constituée de roche broyée. Sur le cliché de droite, le front de coupe est resté collé sur la face d'attaque du taillant en fin d'essai. Ces observations sont conformes à celles rapportées par RICHARD (1998), dans le cas du mode ductile.

### 3.2.2.2. Cycle de coupe

Les variations temporelles de l'effort de coupe sont plus faibles (Fig. 3.9, gauche) que dans le pôle fragile (Fig. 3.9, droite). Les éclats de roche sont plus petits et les efforts chutent moins brutalement car le taillant est en contact permanent avec une couche de roche broyée. Ces enregistrements sont extraits de RICHARD (1998) et correspondent à des essais de coupe conduits dans du grès des Vosges à 0.3 mm et 3.6 mm de profondeur de passe, respectivement.

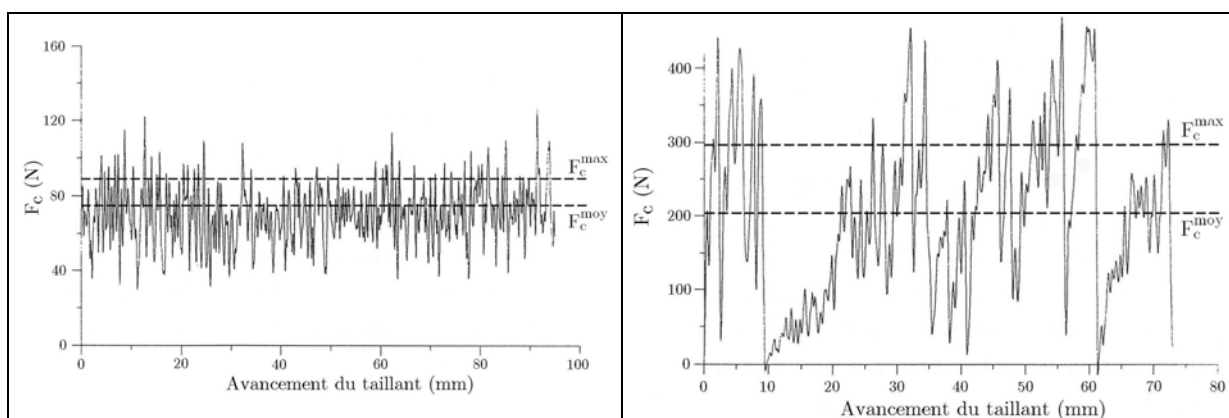


Fig. 3.9 : Variations temporelles de l'effort de coupe (RICHARD, 1998)

### 3.2.3. Identification des mécanismes de rupture

#### 3.2.3.1. Mécanismes de rupture

Quelques références bibliographiques qui seront présentées par la suite de la présente thèse ont été laissées délibérément dans le style "minuscules". Cela signifie que ces références ne sont pas explicitées

dans la bibliographie et qu'elles ont été insérées sur la foi d'un autre auteur qui est, quant à lui, signaler dans le corps du texte dans le style "petites majuscules" et référencé dans la bibliographie. En l'occurrence, dans la section présente, cet auteur est DELIAC (1986). Il a, en effet, fait la synthèse bibliographique des différentes approches suivies dans le domaine de la modélisation des efforts de rupture.

En 1945, Merchant conçoit le premier modèle de coupe dans le domaine de la coupe des métaux sous l'hypothèse de la déformation plastique d'un copeau continu de métal. En 1962, ne relevant aucune trace de plasticité sur les surfaces de rupture des copeaux de charbon, Evans propose un modèle de coupe sous l'hypothèse de rupture par traction d'un copeau discontinu de roche. Nishimatsu, en 1972, propose de considérer que, dans le cas des tufs et des bétons, la plasticité est absente et que le copeau discontinu entre en rupture par cisaillement (dans un mode fragile) suivant le critère de Mohr-Coulomb. NGUYEN (1974) est un des premiers à faire la distinction entre les comportements à la coupe de type fragile ou ductile. Ses observations l'amènent à construire deux modèles de coupe : le premier, qualitatif, est particulièrement adapté aux angles de coupe négatifs (cas des pics miniers). Il prévoit de considérer que la roche se rompt par propagation de fissures dans le mode traction. En revanche, lorsque l'angle de coupe est positif, un mode de rupture plastique du même type que celui développé par Merchant pour les métaux semble prédominer. LEBRUN (1978) est le premier à considérer l'aspect tridimensionnel du problème mécanique. Selon l'auteur, le copeau entre en rupture lorsque la contrainte satisfait le critère de Coulomb. DELIAC (1986) s'appuie sur les travaux de LEBRUN (1978) et SELLAMI (1984), et introduit l'action de la roche broyée au voisinage de l'arête de coupe. Il modélise le frottement taillant roche (absent dans le modèle de Lebrun) et prend une géométrie tridimensionnelle de copeau plus réaliste (compatible avec les angles de coupe des taillants miniers).

L'ensemble de ces modèles ont en commun d'être des modèles analytiques : on postule une géométrie du copeau en formation, en définissant, a priori, les surfaces de rupture ; on se donne un critère de rupture (ou une loi de propagation de fissures) ; puis, on établit l'équilibre des forces entre ce copeau et le taillant tandis que dans le cas d'une loi de propagation de fissures, on effectue un bilan énergétique lié à la fracturation ; enfin, on calcule les efforts de rupture de manière explicite.

Lorsque l'on ne souhaite pas définir de géométrie de rupture a priori, on peut construire un modèle numérique (calcul aux éléments finis, aux éléments discrets) pour lequel on donne : une roche dont la rhéologie est postulée (souvent dans un cadre élastique) ; un critère de rupture ou des lois de propagation des fissures et un taillant exerçant un champ de déplacement imposé sur une section de l'échantillon de roche. De nombreux modèles ont ainsi été développés dans le domaine minier (Ingraffea, 1985 ; SELLAMI, 1987 ; Huang, 1999). Ces modèles sont souvent bidimensionnels et ne sont pas adaptés à la prédiction des efforts de rupture. En revanche, ils sont utilisés pour décrire finement le processus de coupe et montrer l'influence des paramètres opératoires.

Que le modèle soit analytique ou numérique, qu'il privilégie la rupture par cisaillement ou par traction ou que les copeaux soient générés de manière discontinue ou continue, il n'y a pas consensus sur la modélisation des efforts de rupture dans la coupe des roches. Ce n'est pas surprenant car dans ce domaine, les taillants varient (par leur section ou par leur profil), les roches varient (par leur comportement à la rupture) et les conditions cinématiques varient (par la profondeur de passe et la vitesse de coupe). Ainsi suivant les cas, le ou les paramètres physiques représentatifs de la rupture peuvent être la cohésion et l'angle de frottement interne (NGUYEN, 1974), la résistance à la compression simple (LEBRUN, 1978 ; DELIAC, 1986), la résistance à la traction (Evans, 1962 ; LEBRUN, 1978), la résistance au cisaillement (NISHIMATSU, 1972), la ténacité en mode traction pure (Dyskin, 1994) ou la ténacité en mode cisaillement plan (Cherepanov, 1987).

### 3.2.3.2. Spécificités du forage pétrolier

Deux facteurs tendent à réduire le nombre des mécanismes de rupture observés dans le cas du forage pétrolier. D'une part, la boue de forage. D'après KOLLE (1996), Paterson (1978) montre qu'elle favorise la transition du mode fragile au mode ductile. DETOURNAY & DRESCHER (1992) expliquent que la pression de boue a tendance à inhiber la propagation de fissures en mode traction pure. D'autre part, les taillants PDC ont des angles de coupe positifs ce qui privilégie le mode de rupture par cisaillement (NGUYEN, 1974).

En revanche, les taillants PDC peuvent abattre des profondeurs de passe faibles ( $h_c < 0.5$  mm), parfois même comparables à la taille des grains de la roche. Dans ce cas, des grains de roche sont arrachés à la matrice rocheuse. De telles profondeurs de passe sont imposées en contexte de roches dures afin de limiter l'usure des taillants. Le processus de coupe est plus ductile et le comportement des outils PDC est alors similaire à celui d'outils de forage spécialement conçus pour accomplir ces tâches : les outils à diamants naturels ou les outils TSP (Thermally Stable Polycrystalline) (Fig. 1.4). Selon les cas, le processus d'abattage se situe donc entre le pôle ductile et le pôle fragile.

Deux modèles analytiques de coupe développés pour le forage pétrolier, expriment cette dualité. S'inspirant des travaux de SELLAMI (1987), SELLAMI ET AL. (1989) modélisent la genèse d'un copeau discontinu de roche de forme triangulaire par application du critère de rupture de Mohr-Coulomb (Fig. 3.10). La géométrie du copeau est paramétrée par l'unique angle  $\alpha$ .

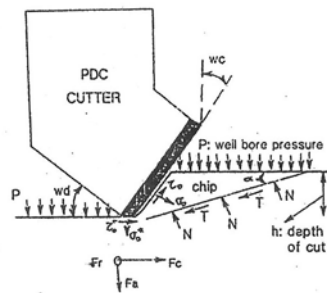


Fig. 3.10 : Schéma de principe du modèle SELLAMI ET AL. (1989)

Les efforts de rupture sont calculés en effectuant l'équilibre statique du copeau à la limite de la rupture puis en minimisant l'énergie de coupe par rapport à  $\alpha$ . Les paramètres physiques de la rupture sont la cohésion et l'angle de frottement interne de la roche. Les auteurs ont comparé les efforts prédits par ce modèle bidimensionnel à ceux prédits par sa version tridimensionnelle et ont montré que la différence entre les deux approches est faible dès l'instant que la profondeur de passe reste faible ( $< 2$  mm). Ce modèle a ensuite été repris et validé par de nombreux auteurs : dans le cas des PDC usés et trimmers (Sellami & Simon, 1996 ; MENAND, 2001) ; dans le cas de l'étude des roches anisotropes (Simon, 1996 ; Boualleg, 2006) ; dans le cas de l'effet du refoulement (GERBAUD, 1999) ; dans le cas de la prise en compte de roche broyée (MENAND, 2001).

S'inspirant des travaux de Merchant (1945) et Petryk (1987), DETOURNAY & DRESCHER (1992) modélisent la genèse d'un copeau continu de roche suivant un mécanisme d'écoulement parfaitement plastique sans perte de cohésion. Pour conserver le caractère analytique du modèle, la géométrie et la cinématique de l'écoulement plastique ont été simplifiées (Fig. 3.11). L'écoulement est constitué de blocs rigides délimités par des surfaces de discontinuité de vitesses et animés de vitesses homogènes par bloc. Les plans de cisaillement sont régis par le critère de rupture de Mohr-Coulomb et les surfaces de frottement par la loi de frottement de Coulomb.

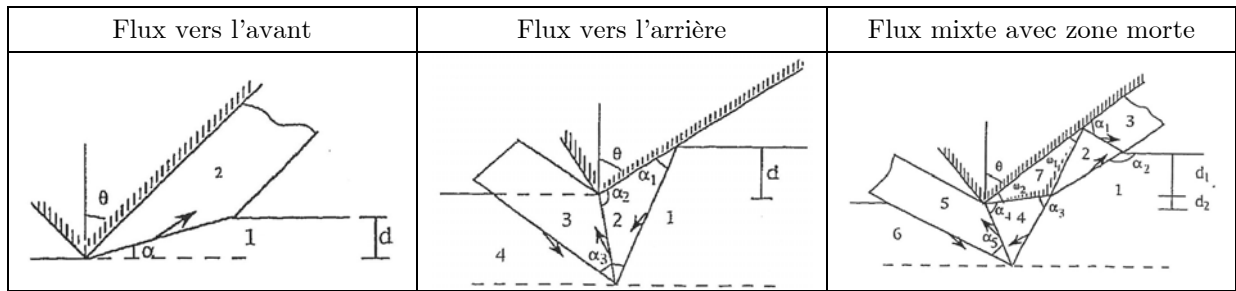


Fig. 3.11 : Schémas de principe du modèle DETOURNAY & DRESCHER (1992)

Les efforts de rupture sont calculés comme précédemment si ce n'est que la géométrie de l'écoulement est paramétrée par plusieurs angles. Le mécanisme de rupture est identique à celui proposé par SELLAMI ET AL. (1989), c'est-à-dire le critère de rupture de Mohr-Coulomb, mis à part le fait que DETOURNAY & DRESCHER (1992) se placent dans le cadre de la plasticité parfaite et non de la rupture fragile. Les résultats de ce modèle ont été étendus au cas des taillants usés par DETOURNAY & DEFURNY (1992) et ont été utilisés et validés dans de nombreux contextes de coupe (types de roches, géométries de taillants). On peut citer par exemple les travaux de RICHARD (1998) ou DAGRAIN (2006).

Ces deux modèles sont donc en fait très semblables. Par principe, le premier se place dans le cadre du pôle fragile et, d'un point de vue phénoménologique, il est compatible avec la genèse de copeaux discontinus. Le second, en faisant appel à l'hypothèse de plasticité parfaite, est plongé dans le cadre du pôle ductile où le matériel abattu s'écoule de manière continue. D'un point de vue phénoménologique, l'hypothèse d'un copeau continu est compatible avec la coupe des argilites sous pression par exemple. Celle-ci génère en effet de longs copeaux de roche saine semblables aux copeaux observés dans la coupe des métaux. En revanche, cette hypothèse est incompatible avec la phénoménologie de la coupe des grès et des roches carbonatées en mode ductile qui génère principalement de la roche broyée (§ 3.2.2.1).

Certains auteurs font intervenir des mécanismes un peu différents ou des mécanismes additionnels : CHEATHAM & DANIELS (1979) introduisent par exemple la résistance au cisaillement de la roche comme paramètres représentatif de la rupture. WOJTANOWICZ & KURU (1993) considèrent la résistance à la compression simple et la résistance au poinçonnement. La roche broyée est parfois prise en compte dans certains modèles analytiques (DELIAC, 1986 ; MENAND, 2001), mais sa genèse n'a jamais été modélisée analytiquement. LEDGERWOOD (2007) aborde cette question importante dans le cas particulier de la coupe des roches sous forte pression de boue (§ 3.3.3.4). Outre ces quelques différences, la plupart des modèles analytiques existants supposent que le mécanisme de rupture qui contrôle l'éjection des débris de coupe est la rupture par cisaillement. La plupart de ces modèles présentent les points communs suivants :

- les efforts de coupe sont proportionnels à la section de coupe ;
- les efforts de coupe sont linéaires suivant la résistance de la roche (sous ses différentes formes que sont résistance au cisaillement, résistance à la compression simple ou résistance au poinçonnement) ;
- les efforts de coupe augmentent avec l'angle de coupe ;
- les efforts de coupe sont indépendants de la vitesse de coupe ;
- le frottement modélisé est régi par une loi de type Coulomb.

### 3.3. La transition fragile-ductile

Bien qu'il n'existe pas de modèle analytique qui rende compte de la perte de cohésion de la roche et qu'il n'existe pas non plus de modèle analytique compatible avec la transition d'une phénoménologie à

l'autre, de nombreux auteurs se sont intéressés à ces phénomènes d'un point de vue expérimental. Dans cette partie, on présente une synthèse bibliographique des études qui ont ainsi cherché à gagner dans la compréhension des mécanismes physiques fondamentaux de la coupe en s'appuyant sur l'évolution des différents observables décrits en introduction de ce chapitre. Sauf mention contraire, les résultats présentés ci-dessous font référence à des essais conduits avec des taillants neufs (non usés). En effet, l'usure des taillants génère des forces de frottement additionnelles qui rendent plus délicate l'interprétation des efforts de coupe. Ce phénomène sera abordé au § 3.4.

### 3.3.1. Influence de la profondeur de passe

#### 3.3.1.1. Phénoménologie de la coupe

Les efforts de coupe dépendent de la section de coupe (§ 3.2.3.2). Mais, physiquement, la transition ductile-fragile est contrôlée par la granulométrie de la roche, homogène à une distance et non à une surface. C'est donc la profondeur et la largeur de passe qui ont un sens phénoménologique. Observant les débris de coupe d'essais conduits à pression atmosphérique, Chaput (1991), cité par RICHARD (1998), décompose le dipôle ductile-fragile en trois régimes de coupe contrôlés par la profondeur de passe (**Fig. 3.12**) :

- le régime de "grinding" ou rabotage : ce régime se produit à faible profondeur de passe. Si celle-ci est supérieure à la taille des grains, on génère des grains de roche arrachés à la matrice et de la poudre de roche pulvérisée. Si elle est inférieure à la taille des grains, alors on génère préférentiellement de la poudre de roche pulvérisée. Ce régime se situe dans le pôle ductile ;
- le régime de "secondary chipping" ou écaillage secondaire : ce régime se produit à profondeur de passe moyenne et conduit à la genèse de petits fragments de roche dont la taille n'est, pour fixer les idées, pas supérieure de plus d'un ordre de grandeur à la taille des grains. Ce régime se situe à la transition ductile-fragile ;
- le régime de "primary chipping" ou écaillage primaire : ce régime se produit à profondeur de passe élevée et conduit à la genèse de copeaux macroscopiques de roche. Ce régime se situe dans le pôle fragile.

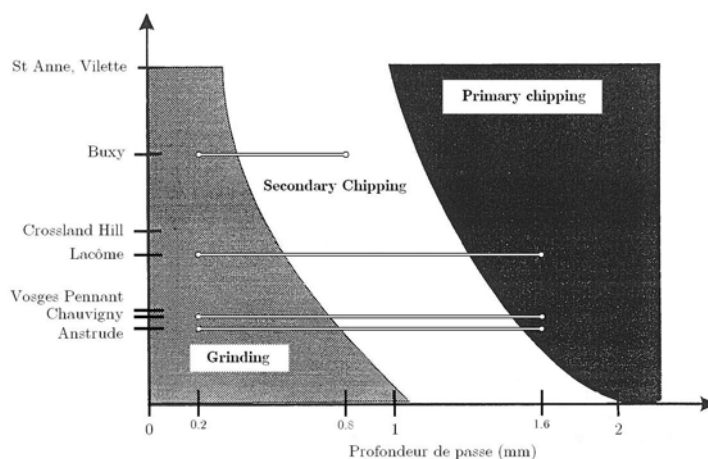


Fig. 3.12 : Régimes de coupe, profondeur de passe et résistance de la roche (Chaput, 1991)

Il met aussi en évidence le résultat important que la profondeur de passe critique, qui marque la transition d'un régime à l'autre, décroît avec la résistance à la compression simple de la roche. On a superposé au graphique original (**Fig. 3.12**) les plages de profondeurs de passe testées dans notre travail de thèse pour les quatre roches carbonatées étudiées (calcaire d'Anstrude, de Chauvigny, de

Lacôme et de Buxy). On observe que ces essais sont conduits dans un régime plutôt ductile ce qui est compatible avec la phénoménologie des débris de coupe récoltés.

### 3.3.1.2. Evolution des efforts de coupe

D'après RICHARD (1998), Nicodème (1997) a étudié l'évolution de l'effort de coupe en fonction de la profondeur de passe pour trois roches : le grès des Vosges ( $R_c = 28$  MPa), le grès de Béréa ( $R_c = 39$  MPa) et de la Rhune ( $R_c = 85$  MPa). A la différence de Chaput (1991), il ne distingue que deux régimes de coupe inscrits dans les efforts. Il montre que la pente de la courbe d'effort de coupe en fonction de la profondeur de passe diminue brutalement à partir d'une profondeur de passe critique que RICHARD (1998) identifie à celle décrite par Chaput (1991) à la transition entre le régime d'écaillage secondaire et le régime d'écaillage primaire (**Fig. 3.13**). Les taillants utilisés sont rectangulaires, l'évolution de l'effort de coupe avec la profondeur de passe est donc censée être linéaire (§ 3.2.3.2).

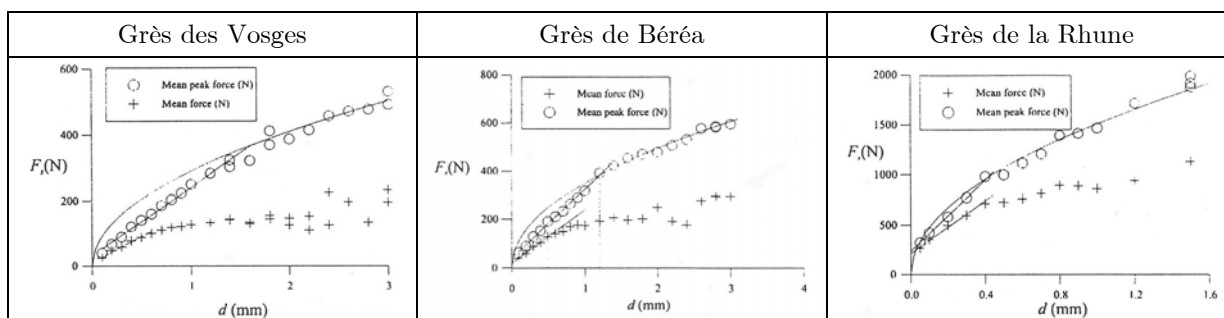


Fig. 3.13 : Relations régime de coupe, profondeur de passe et résistance de la roche (Nicodème, 1997)

Mais RICHARD (1998) remarque que la deuxième portion de la courbe est non-linéaire et sa pente décroît avec la profondeur de passe. Selon ce dernier, les copeaux de roche sont alors générés par un mécanisme de rupture impliquant l'initiation et la propagation de fissures. Dans ce cas, l'énergie de coupe n'est plus dépensée pour faire entrer en rupture un volume de roche (comme dans l'essai de compression simple) mais pour propager un plan de fracturation. Le paramètre physique représentatif de la rupture est la ténacité en mode traction pure ( $K_{Ic}$ ) et l'effort de coupe s'écrit :

$$F_c^{max} \propto K_{Ic} w_{tai} \sqrt{h_c} \quad (\text{Eq. 3.3})$$

La portée de la remarque de RICHARD (1998) est limitée tout d'abord par la dispersion des points expérimentaux (**Fig. 3.13**). En outre, ces essais ont été conduits sur des échantillons de roche de même épaisseur que le taillant. L'absence du confinement exercé par les parois latérales de la saignée laisse penser que les efforts expérimentaux sont plus faibles que dans une configuration de coupe standard. Une excellente reproductibilité des essais ainsi que la confirmation de ces résultats par d'autres dispositifs expérimentaux sont nécessaires pour envisager ces conclusions subtiles. Enfin, ce résultat va à l'encontre des modèles présentés au § 3.2.3.2 qui prédisent tous une dépendance linéaire des efforts de coupe à la profondeur de passe, dans le pôle fragile ou le pôle ductile. On peut citer d'autres travaux qui confirment ce point expérimental :

- RICHARD ET AL. (1998) : dans le cas du grès de Red Wilmoor ( $R_c = 13$  MPa) à pression atmosphérique et pour des profondeurs de passe comprises entre 0.3 mm et 1.3 mm ;
- GERBAUD (1999) : dans le cas du grès des Vosges ( $R_c = 30$  MPa) à pression atmosphérique et pour des profondeurs de passe comprises entre 0.1 mm et 3 mm. Il étend cette conclusion au cas des taillants PDC de diamètre variable et au cas complexe des saignées interactives ;

- MENAND (2001) : dans le cas du grès des Vosges ( $R_c = 36$  MPa) et du calcaire de Buxy ( $R_c = 120$  MPa) à pression atmosphérique et pour des profondeurs de passe comprises entre 0.5 mm et 2 mm.

La dépendance linéaire des efforts de coupe à la profondeur de passe n'est valable que dans le cas des taillants rectangulaires. Dans le domaine pétrolier, les taillants sont généralement cylindriques, auquel cas la relation approchée entre la profondeur de passe et la section de coupe est (SELLAMI ET AL., 1989) :

$$S_c = h_c^{3/2} \cdot D^{1/2} \quad (\text{Eq. 3.4})$$

Où  $S_c, h_c, D$  désignent respectivement la section de coupe, la profondeur de passe et le diamètre du taillant PDC.

Dans le domaine minier, l'abattage se déroule systématiquement dans le pôle fragile. Les résultats concernant la dépendance à la profondeur de passe et la section de coupe sont plus variés. Pour plus de détails sur les travaux expérimentaux et théoriques des nombreux auteurs qui ont étudié cette dépendance, on renvoie le lecteur à la synthèse bibliographique de DELIAC (1986). L'auteur établit de manière générale que dans le cas des taillants à largeur constante, l'effort de coupe peut s'écrire de la manière suivante :

$$F_c^{max} = h_c \left[ w_{tai} \cdot U_0(\text{taillant, roche}) + h_c \cdot U_1(\text{taillant, roche}) \right] \quad (\text{Eq. 3.5})$$

Où  $F_c^{max}, h_c, w_{tai}, U_0, U_1$  désignent respectivement l'effort de coupe maximal, la profondeur de passe, la largeur du taillant et deux fonctions dépendant de la géométrie du taillant et du comportement de la roche. Le terme linéaire en  $h_c$  est lié à la rupture par compression de la roche par le taillant tandis que le terme parabolique en  $h_c$  est lié au confinement latéral. Dans le cas général, la section abattue,  $Q$ , est supérieure ou égale à la section de coupe. On peut considérer avec une bonne approximation que la section abattue s'évase du fond de la saignée jusqu'à la surface libre avec un angle de parement,  $\theta$ , de sorte qu'elle s'exprime :

$$Q = h_c w_{tai} + h_c^2 \tan \theta \quad (\text{Eq. 3.6})$$

Effort de coupe et section de roche abattue suivent le même type de loi et, en pratique, on observe que l'effort de coupe est approximativement proportionnel à la section de roche abattue, comme dans le pôle ductile.

### 3.3.1.3. Evolution de la ductilité apparente

Il convient également de préciser que certaines études se focalisent sur la dépendance à la section de coupe de l'effort de coupe maximal (DELIAC, 1986 ; SELLAMI ET AL., 1989 ; GERBAUD, 1999 ; MENAND, 2001), d'autres sur celle de l'effort moyen (DETOURNAY & DEFOURNY, 1992) et d'autres sur celle des deux grandeurs (RICHARD ET AL., 1998 ; RICHARD, 1998). Les premiers s'intéressent à l'effort de coupe à la limite de rupture et se situent généralement dans le pôle fragile. Les seconds s'intéressent aux efforts moyens qui font sens du point de vue énergétique. Les derniers s'intéressent aux deux grandeurs pour traiter de la ductilité apparente de la coupe.

A l'aide d'une définition du coefficient de ductilité apparente ( $\bar{\sigma}(F_s)$ ) équivalente à celle proposée par SELLAMI (1990) (Eq. 3.2), RICHARD (1998) montre qu'il augmente linéairement avec la profondeur de passe (Fig. 3.14). Ce résultat implique qu'on obtient le même type d'évolution des efforts de coupe suivant la profondeur de passe selon qu'on considère l'effort moyen ou l'effort maximal. C'est pourquoi on n'a pas distingué les approches par effort moyen des approches par effort maximal. De ce fait, on peut s'étonner de constater que la dispersion des points correspondants aux efforts moyens ne semble

pas liée à celle des points correspondant aux maximums d'effort (**Fig. 3.13**). Conclure à l'existence de ruptures de pentes en est d'autant moins évident.

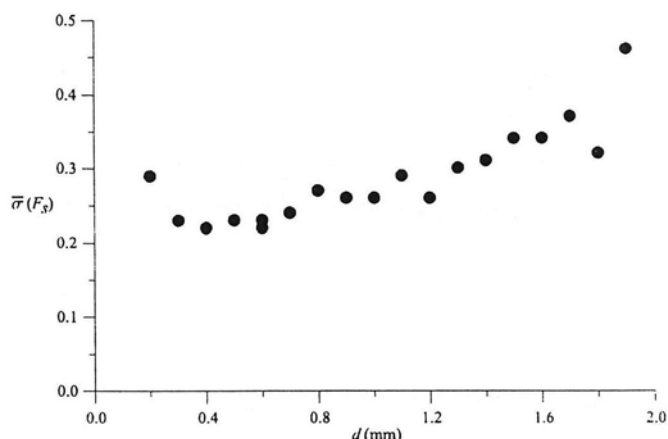


Fig. 3.14 : Ductilité apparente en fonction de la profondeur de passe (RICHARD, 1998)

Par ailleurs, s'inspirant des travaux de Nicodème (1997), RICHARD (1998) décèle dans ces courbes la transition ductile-fragile, marquée par une rupture de pente à 1.6 mm. Les mêmes commentaires qu'au paragraphe précédent sur les travaux de Nicodème (1997) s'appliquent ici : la remarque proposée est prometteuse mais a besoin d'être confirmée car trop sujette aux incertitudes de mesure.

### 3.3.1.4. Evolution de l'énergie spécifique

D'après la définition de l'énergie spécifique (**Eq. 3.1**), si l'effort de coupe est proportionnel à la section de coupe alors, l'énergie spécifique est censée être constante avec la section de coupe et, dans le cas de taillants rectangulaires, constante avec la profondeur de passe.

Dans le domaine minier, d'après les équations (**Eq. 3.5**) et (**Eq. 3.6**) l'énergie spécifique dépend de la profondeur de passe par l'intermédiaire des grandeurs  $U_0, U_1$  et  $\theta$ . Dans le cadre de ce modèle généralisé, DELIAC (1986) souligne que l'énergie spécifique est le plus souvent décroissante en fonction de la profondeur de passe. Ses résultats sont conformes aux résultats expérimentaux de NGUYEN (1974), Stahl (1980) et Roxborough & Phillips (1974). Suivant les études, cette décroissance suit une loi en  $h_c^{-m}$ , avec  $0.5 < m < 1$ . Cette décroissance est parfois significative comme dans l'étude de Roxborough & Phillips (1974) sur du grès de Bunter ( $R_c = 49$  MPa) avec des pics plats. Ils montrent que l'énergie spécifique décroît de 6 MPa à 2 MPa quand la profondeur de passe augmente de 3 mm à 15 mm.

Notons que ces valeurs de l'énergie spécifique sont faibles. Ceci est dû en partie à la profondeur de passe mais en premier lieu aux angles de coupe négatifs (environ  $-10^\circ$ ) des taillants de cette étude et plus généralement des taillants utilisés dans le forage minier (§ **3.3.2.3**).

Dans le domaine pétrolier, que l'on soit dans le pôle ductile ou dans le pôle fragile, il y a consensus sur le fait que les efforts de coupe sont proportionnels à la profondeur de passe (CHEATHAM & DANIELS, 1979 ; SELLAMI ET AL., 1989 ; DETOURNAY & DRESCHER, 1992 ; DETOURNAY & DEFOURNY, 1992 ; WOJTANOWICZ & KURU, 1993). Selon ces modèles, l'énergie spécifique est donc constante avec la profondeur de passe. D'après RICHARD (1998) et RICHARD ET AL. (1998), on peut aussi s'attendre à une dépendance en  $h_c^{-0.5}$  (**Eq. 3.3**). Mais, hormis Nicodème (1997) rapporté par RICHARD (1998), peu d'observations ont été faites dans ce sens dans le domaine pétrolier.

Considérant en première approximation que l'énergie spécifique est indépendante de la profondeur de passe, il est tentant de lui donner une signification physique intrinsèque à la roche. Il est ainsi courant



dans le milieu du forage de prendre pour mesure de l'énergie spécifique de coupe la résistance à la compression simple des roches (LEDGERWOOD, 2007). En particulier, RICHARD ET AL. (1998) ont mis en évidence la corrélation entre ces deux grandeurs au cours d'une importante série d'essais de coupe à pression atmosphérique dans 14 roches (12 grès, 1 calcaire et 1 craie), pour des profondeurs de passe variant de 0.1 mm à 2 mm, un taillant rectangulaire non chanfreiné, de 15° d'angle de coupe et une vitesse de coupe de quelques millimètres par seconde. Ces essais sont conduits dans le pôle ductile et en s'appuyant sur le modèle de coupe de DETOURNAY & DEFOURNY (1992), les auteurs proposent de considérer leur procédure de test comme une mesure de la résistance à la compression simple des roches.

En pratique ces résultats sont intéressants. En théorie, il nous semble que mettre en relation les efforts de coupe moyens (cadre théorique du modèle DETOURNAY & DEFOURNY, 1992) et la résistance à la compression est contradictoire. En effet, la résistance à la compression des roches caractérise la roche à la limite de la rupture. Il semblerait donc plus cohérent de mettre en relation celle-ci avec les efforts de coupe maximaux et non moyens.

Les auteurs mettent en évidence d'autres limites de leur approche. En effet, ils sont conscients que l'énergie spécifique dépend de nombreux autres paramètres de coupe et qu'elle ne peut pas être considérée comme une propriété générale de la coupe. Pour étayer ce point, les auteurs relèvent que lorsque la profondeur de passe est plus petite que la taille des grains (typiquement <0.1 mm), l'énergie spécifique augmente d'un ordre de grandeur.

De manière générale, l'énergie spécifique est donc une fonction globalement décroissante de la profondeur de passe sur toute la plage des profondeurs de passe. Son interprétation physique est très délicate car elle dépend de nombreux paramètres. Mais dans des conditions standards d'essais de coupe ( $0.1 \text{ mm} < h_c < 2 \text{ mm}$  ;  $\omega_c = 15^\circ$  ; pression atmosphérique), sa valeur est comparable à la résistance à la compression de la roche pour de nombreuses roches (RICHARD ET AL., 1998).

### **3.3.2. Influence de la géométrie du taillant**

#### **3.3.2.1. Influence de la forme de la section de coupe**

Les taillants d'outils de forage se distinguent par la forme de leur section de coupe autant dans le domaine pétrolier (§ 3.1.1.3) que dans le domaine minier. Une section étroite à sa base a tendance à concentrer les contraintes au niveau de l'arête de coupe tandis qu'une forme large a tendance à répartir ces contraintes. En outre, le phénomène d'écaillage des bords de saignée qui dépend de la forme du taillant, augmente le rapport entre la surface de roche abattue et la section de coupe qui encasse les efforts (§ 3.1.3). L'évolution de l'énergie spécifique avec la forme de la section peut donc s'avérer complexe.

Dans le cadre du pôle fragile, SELLAMI (1984) aborde la question de l'influence de la forme de la section sur la ductilité du processus en rapportant les travaux de Dahan (1979). Ce dernier s'appuie sur les travaux de Boussinesq (1885) portant sur le chargement axisymétrique d'un milieu semi-infini élastique, homogène et isotrope. L'auteur détermine analytiquement la relation entre la force de pénétration et le déplacement imposé. Dahan (1979) applique ces résultats à des poinçons de profils variés (plat, sphérique ou conique). SELLAMI (1984) applique ces résultats à la pénétration (horizontale) de pics miniers avec des profils correspondants. Ils montrent ainsi qu'avant la rupture, le taillant exerce sur la roche une force de pénétration ( $F$ ) qui est liée à la pénétration du taillant ( $y$ ) par une loi puissance dont l'exposant dépend de la forme du pic :

$$F(y) = Ay^m \text{ avec } m = 1 \text{ (plat)} ; m = 3/2 \text{ (sphérique)} ; m = 2 \text{ (conique)} \quad (\text{Eq. 3.7})$$

Comme les taillants se déplacent à vitesse constante dans la roche, ces relations fournissent l'évolution de l'effort de coupe au cours du cycle de chargement-rupture d'un copeau. Les auteurs établissent ainsi la relation entre l'effort moyen (au cours du cycle) et le maximum d'effort atteint au moment de la rupture du copeau :

$$F_c^{moy} = \frac{1}{m+1} F_c^{max} \quad (\text{Eq. 3.8})$$

Cette démarche analytique conduit à une estimation théorique de la ductilité apparente du processus de coupe inscrite dans les variations temporelles de l'effort de coupe. DELIAC (1986) valide sa démarche en observant un bon accord entre les valeurs théoriques et les valeurs expérimentales du rapport  $F_c^{moy} / F_c^{max}$ . L'exposant  $m$ , variant de 1 à 2, n'est rien d'autre que le coefficient de ductilité apparente de (SELLAMI, 1990).

Cette démarche n'est cependant pas applicable au pôle ductile car la coupe ne génère pas de copeaux macroscopiques et l'hypothèse de déformation purement élastique tombe. En effet, dans le pôle ductile, les déformations plastiques peuvent être significatives, même dans des roches au comportement fragile (DETOURNAY & DRESCHER, 1992). On verra que la pression de boue accentue ce phénomène (§ 3.3.3.4).

Dans le cas du pôle ductile, nous n'avons connaissance que des travaux de CHEATHAM & DANIELS (1979) portant sur l'étude expérimentale d'argilites sous pression de boue. Les auteurs testent trois types de sections (triangulaire, carré et cylindrique) et montrent que celle-ci n'a pas d'influence sur l'énergie spécifique. Mais les argilites sous pression de boue se déforment de manière plastique lorsqu'elles sont soumises à l'action d'un taillant et l'on ne saurait étendre ce résultat aux grès et aux calcaires qui se déforment de manière plus fragile et sont plus sujets au phénomène d'écaillage des bords de saignée.

### 3.3.2.2. Influence de la largeur du taillant

LEBRUN (1978) rapporte les travaux de Roxborough & Phillips (1974) selon lesquels l'énergie spécifique reste sensiblement constante avec la largeur du pic, avec une légère tendance à la décroissance. RICHARD (1998) a testé l'influence de la largeur de taillants rectangulaires et montré que la transition ductile-fragile se produit à la même profondeur de passe pour tous les taillants testés (largeurs comprises entre 4.8 et 14.25 mm). Pour des taillants cylindriques, GERBAUD (1999) confirme que les taillants de petit diamètre (8 mm) sont aussi efficaces que les taillants de grand diamètre (19 mm) et valide ce résultat à l'échelle de l'outil de forage.

### 3.3.2.3. Influence de l'angle de coupe

Dans le cadre du pôle fragile, NGUYEN (1974) observe que l'angle de coupe a pour effet de diminuer la taille des copeaux et d'augmenter la ductilité apparente du processus de coupe. Ces phénomènes sont liés à l'effet inhibiteur des angles de coupe positifs sur l'initiation de fissures par traction pure (§ 3.2.3.2).

Dans le cadre du pôle ductile, RICHARD (1998) (cas du grès des Vosges) et COUDYZER & RICHARD (2005) (cas du calcaire de Lens) montrent qu'augmenter l'angle de coupe favorise le passage d'un mode d'écoulement plastique dans la direction d'avancement à un mode d'écoulement plastique sous le taillant. Le flux de matériau plastique est alors confiné par le taillant. Comme dans le pôle fragile, on peut donc s'attendre à ce que le confinement inhibe l'initiation de fissures. Il est donc vraisemblable qu'augmenter l'angle de coupe contribue à augmenter la ductilité apparente du processus de coupe.

Ce phénomène de confinement a une grande influence sur l'énergie spécifique de coupe. La **Fig. 3.15** représente l'énergie spécifique en fonction de l'angle de coupe dans le cas du grès des Vosges ( $28 \text{ MPa} < R_c < 42 \text{ MPa}$ ) à pression atmosphérique (DETOURNAY & TAN, 2002).

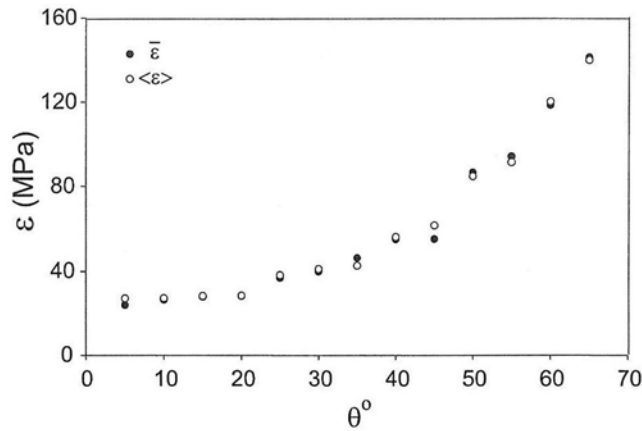


Fig. 3.15 : Energie spécifique en fonction de l'angle de coupe (DETOURNAY & TAN, 2002)

Dans la **Fig. 3.15**, les deux types de points correspondent à deux méthodes expérimentales de détermination de l'énergie spécifique. On constate tout d'abord que les énergies spécifiques obtenues au cours de ces essais sont supérieures d'un ordre de grandeur à celles obtenues par Roxborough & Phillips (1974) pour des angles de coupe négatifs dans une roche similaire (§ 3.3.1.4). Ensuite, on note que de  $15^\circ$  (angle de coupe typique d'un taillant PDC) à  $60^\circ$  (angle de coupe typique dans le chanfrein d'un taillant PDC), l'énergie spécifique augmente d'un facteur 4. De telles variations sont confirmées par MENAND (2001) pour la même roche et des angles de coupe compris entre  $10^\circ$  et  $40^\circ$  ainsi que COUDYZER & RICHARD (2005) pour des essais à pression atmosphérique dans du calcaire de Lens ( $R_c = 30 \text{ MPa}$ ). MENAND (2001) étudie aussi le calcaire de Buxy ( $R_c = 120 \text{ MPa}$ ). Des calculs conduits à partir des résultats de l'auteur montrent qu'à  $10^\circ$  d'angle de coupe, l'énergie spécifique est comprise entre 80 MPa et 120 MPa, tandis qu'à  $40^\circ$  d'angle de coupe, elle est comprise entre 110 MPa et 165 MPa. L'augmentation relative de l'énergie spécifique avec l'angle de coupe est donc significativement plus faible pour la roche dure que pour les deux roches tendres.

On explique cette différence de la manière suivante. Les profondeurs de passe testées par MENAND (2001) sont comprises entre 1 mm et 2 mm. D'après § 3.3.1.1, le grès des Vosges a vraisemblablement été coupé en dessous de sa profondeur de passe critique tandis que le calcaire Buxy au-dessus. Il semble donc que l'augmentation de l'angle de coupe affecte plus l'énergie spécifique de coupe lorsque la coupe se déroule en régime de meulage ou d'écaillage secondaire que lorsqu'elle se produit en régime d'écaillage primaire. Les résultats expérimentaux présentés au **Chapitre 4** appuient cette conclusion.

### 3.3.3. Influence de la pression de boue

Dans un puits de forage pétrolier, le champ de contraintes local est déterminé par la pression de boue, la pression de pore de la roche et les contraintes in situ (contraintes lithostatiques et contraintes tectoniques régionales). La différence entre la pression de boue et la pression de pore est appelée pression différentielle.

### 3.3.3.1. Baisse des performances du forage avec la pression de boue

D'après KOLLE (1996), Cunningham et Eenik démontrent, en 1959, qu'une augmentation de la pression différentielle augmente la résistance à la coupe de la roche et inhibe l'évacuation des débris de coupe. Ceci explique en partie la baisse systématique observée sur le terrain des vitesses d'avancement des forages avec la profondeur. Ce phénomène a été étudié depuis par plusieurs auteurs (CHEATHAM & DANIELS, 1979 ; SELLAMI ET AL., 1989 ; DETOURNAY & ATKINSON, 2000). Ces études prédisent que l'énergie spécifique est une fonction linéaire de la pression différentielle, tout en étant du même ordre que la résistance à la compression triaxiale de la roche. Sur le terrain et en laboratoire, les énergies spécifiques mesurées sont de l'ordre de plusieurs centaines de MPa.

SELLAMI ET AL. (1989) montrent, à partir d'essais de coupe conduits dans le calcaire de Buxy ( $R_c = 80$  MPa) pour des profondeurs de passe inférieures à 1 mm, que la vitesse d'avancement du forage est inversement proportionnelle à la puissance  $2/3$  de la pression différentielle (dans son cas, cette dernière est égale à la pression de boue car la roche étudiée est imperméable). L'exposant  $2/3$  provient du fait que la vitesse d'avancement est proportionnelle à la profondeur de passe abattue par chaque taillant et que cette dernière est proportionnelle à la puissance  $2/3$  de la section de coupe (**Eq. 3.4**). En outre, à partir de simulations numériques ils démontrent que les contraintes in situ n'influencent pas le processus de forage par les taillants PDC car les fissures en traction qu'elles ont tendance à initier sont inhibées par l'action de confinement de la pression de boue et du taillant. A l'inverse, les auteurs montrent que ces fissures jouent un rôle important dans le processus de carottage qui met en œuvre une géométrie de coupe assez différente du forage.

Cependant, certains auteurs ont noté que la seule prise en compte de la résistance à la compression des roches ne suffit pas à expliquer la baisse de la vitesse d'avancement. JUDZIS ET AL. (2007) abordent cette question à l'échelle de l'outil de forage. Ils testent différents outils de forage (dont des outils PDC), sous différentes pressions de boue, pour différentes roches. Dans le cas du marbre de Carthage par exemple, ils montrent que sous une pression de confinement de 75 MPa, sa résistance à la compression triaxiale vaut 586 MPa tandis que l'essai de forage donne une énergie spécifique de 900 MPa. Les auteurs concluent alors que l'augmentation de l'énergie spécifique n'est pas seulement due à l'augmentation de la résistance de la roche avec la pression de boue mais aussi à des forces dont le travail est non nul et qui ne contribuent pas à l'abattage. Ils suggèrent que des débris sont maintenus sur le fond de saignée par la pression différentielle locale et re-broyés au passage des taillants.

### 3.3.3.2. Influence de la perméabilité des roches

A l'échelle du taillant et dans le cas des argilites, différents auteurs proposent de prendre en compte la perméabilité des roches pour expliquer la baisse des vitesses d'avancement.

Lors du chargement compressif d'une roche (essai triaxial, et, par analogie, l'essai de coupe), la déformation volumique ( $\varepsilon_{vol}$ ) peut évoluer de la manière suivante : au début du chargement, la roche se compacte ( $\varepsilon_{vol} > 0$ ) du fait de l'élasticité des contacts inter-grains (poro-élasticité) ; s'ensuivent l'initiation et la propagation de microfissures en cisaillement (dilatation des pores) ; celles-ci se rejoignent en macro-fissures (coalescence), forment des surfaces de rupture principales (localisation du cisaillement) et l'échantillon peut alors subir de la dilatance ( $\varepsilon_{vol} < 0$ ). Ces phénomènes associés à l'essai triaxial permettent d'expliquer certaines observations liées à l'essai coupe.

Pour des roches perméables ( $k > 10$  mD, KOLLE, 1993), la pression différentielle dans les zones de rupture (**Fig. 3.16**,  $p_b$ ) est égale à la différence entre la pression de boue (**Fig. 3.16**,  $p_m$ ) et la pression de pore statique (**Fig. 3.16**,  $p_0$ ). Ce différentiel de pression est accommodé au travers du "filter cake"

qui est constitué d'un mélange boue-débris plaqué sur le fond de trou. Pour des roches imperméables ( $k < 0.1$  mD, KOLLE, 1993), les pores ne sont plus approvisionnés par le fluide interstitiel. Sous l'effet de la dilatance, la pression de pore locale chute, parfois jusqu'à la cavitation. La pression différentielle est alors égale à la pression de boue. Cela conduit au durcissement de la roche sous l'effet de la dilatation de ses pores ("dilatancy hardening"). Ce phénomène se manifeste donc préférentiellement lorsque la perméabilité de la roche, sa résistance à la compression et/ou sa porosité sont faibles (KOLLE, 1993). ZIJSLING (1987), pour des essais à faible profondeur de passe ( $< 0.3$  mm) et DETOURNAY & ATKINSON (2000), d'un point de vue théorique, démontrent ainsi pour des argilites (roches très peu perméables) que l'énergie spécifique est une fonction linéaire de la seule pression de boue et ne dépend plus de la pression de pore, indiquée dans la légende de la **Fig. 3.16** (droite).

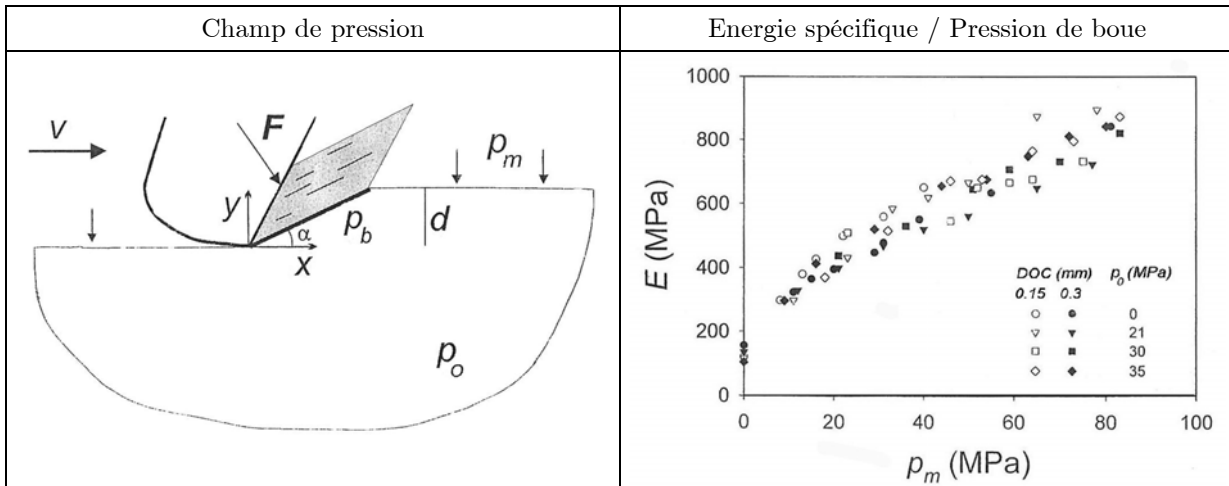


Fig. 3.16 : Energie spécifique et pression de boue (DETOURNAY & ATKINSON, 2000)

DETOURNAY & TAN (2002) précisent que la pente de l'énergie spécifique avec la pression de boue diminue avec la pression de boue (phénomène déjà observé par KOLLE, 1996). Cette diminution est d'autant plus prononcée que l'angle de coupe est élevé. Les auteurs confirment la remarque de KOLLE (1996) selon laquelle, à partir d'une certaine limite, pression de boue et angle de coupe ont un effet inhibiteur sur le développement du réseau de microfissures. Dans le cas des roches de perméabilité moyenne, ces deux mécanismes entrent en compétition (DETOURNAY & TAN, 2002). Le premier conduit à une augmentation de la pression différentielle et donc de l'énergie spécifique tandis que le second limite l'augmentation de ces deux grandeurs.

### 3.3.3.3. Evolution de la ductilité apparente

A l'aide du § 3.3.3.2, on précise ici les résultats annoncés au § 3.2.3.2 selon lesquels l'effet inhibiteur de la pression de boue sur le développement du réseau de microfissures rend le processus de coupe plus ductile. A partir d'essais de coupe conduits à une profondeur de passe de 0.5 mm dans trois roches imperméables, SELLAMI (1990) montre que le coefficient de ductilité apparente décroît fortement avec la pression de boue (**Fig. 3.17**).

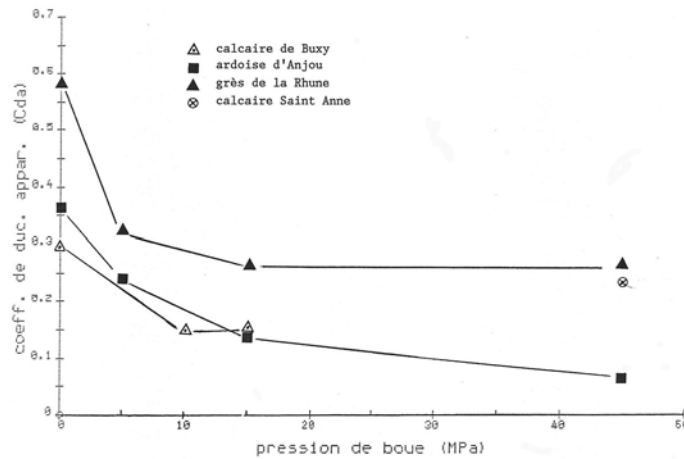


Fig. 3.17 : Coefficient de ductilité apparente en fonction la pression de boue (SELLAMI, 1990)

KOLLE (1996) obtient expérimentalement les mêmes tendances dans quatre des cinq roches qu'il teste. Ce sont les roches faiblement perméables pour lesquelles le phénomène de confinement dynamique se produit (grès de Colton, dolomite de Bonne Terre, marbre de Carthage et argilite de Mancos). Il précise que la transition fragile-ductile résultant d'une augmentation de la pression de boue se manifeste par une augmentation du niveau moyen des efforts (phénomène de confinement dynamique) et une baisse simultanée de la variance des efforts.

#### 3.3.3.4. Importance des déformations plastiques

Sous certaines conditions, la phase de dilatance peut être remplacée ou suivie par une phase de compaction cisailante ("shear-enhanced compaction") associée à l'effondrement des pores et à la fracturation des grains (GUEGUEN & FORTIN, 2005). Dans le cas du grès des Vosges, ces derniers montrent que la substitution de la dilatance par de la compaction est due à la porosité élevée de la roche ( $n = 25\%$ ). Ce phénomène se produit pour des pressions de confinement supérieures à 30 MPa et se manifeste par l'apparition de bandes de compaction dans lesquelles la porosité peut chuter de 20 %. LEDGERWOOD (2007) cite des travaux qui étendent à d'autres roches poreuses (roches carbonatées) l'occurrence du phénomène de compaction cisailante.

L'effet inhibiteur de la pression de boue sur la localisation du cisaillement est étudié en détail par LEDGERWOOD (2007). Comme les auteurs cités au § 3.3.3.2, l'auteur transpose à la coupe des roches les phénomènes observés au cours d'essais triaxiaux.

La démarche de LEDGERWOOD (2007) consiste à calibrer un modèle aux éléments discrets sur un ensemble de courbes expérimentales de contrainte-déformation obtenues sous différentes pressions de confinement. Dans la Fig. 3.18, on représente deux exemples de résultats de son modèle. Les zones sombres (respectivement claires) représentent des particules de roche ayant conservé (respectivement perdu) leurs liens avec leurs voisines.

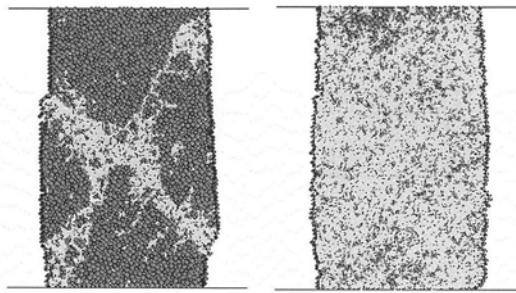


Fig. 3.18 : Cisaillement localisé et compaction cisailante (LEDGERWOOD, 2007)

A gauche, pour une faible pression de confinement (6.9 MPa), l'échantillon se rompt suivant deux plans de cisaillement principaux et présente de la dilatance, tandis qu'à droite, pour une forte pression de confinement (280 MPa), la rupture est généralisée et présente de la compaction cisailante. Toutefois, à la différence de GUEGUEN & FORTIN (2005), celle-ci est généralisée à tout l'échantillon.

L'auteur effectue alors des simulations numériques de coupe sous pression sur le matériau particulaire calibré (Fig. 3.19). Son modèle montre les tendances expérimentales suivantes :

- les débris de coupe à pression atmosphérique (Fig. 3.19, gauche) sont constitués de copeaux de roche saine (particules sombres) et de roche broyée (particules claires). Le processus tend vers le pôle fragile ;
- les débris de coupe sous une pression de boue de 20 MPa (Fig. 3.19, droite) sont essentiellement constitués de roche broyée. Le processus tend vers le pôle ductile ;
- le passage du taillant s'effectue sur une couche de roche broyée qui reflue dans la zone de refoulement (Fig. 3.19, droite)
- l'énergie spécifique décroît en fonction de la profondeur de passe.

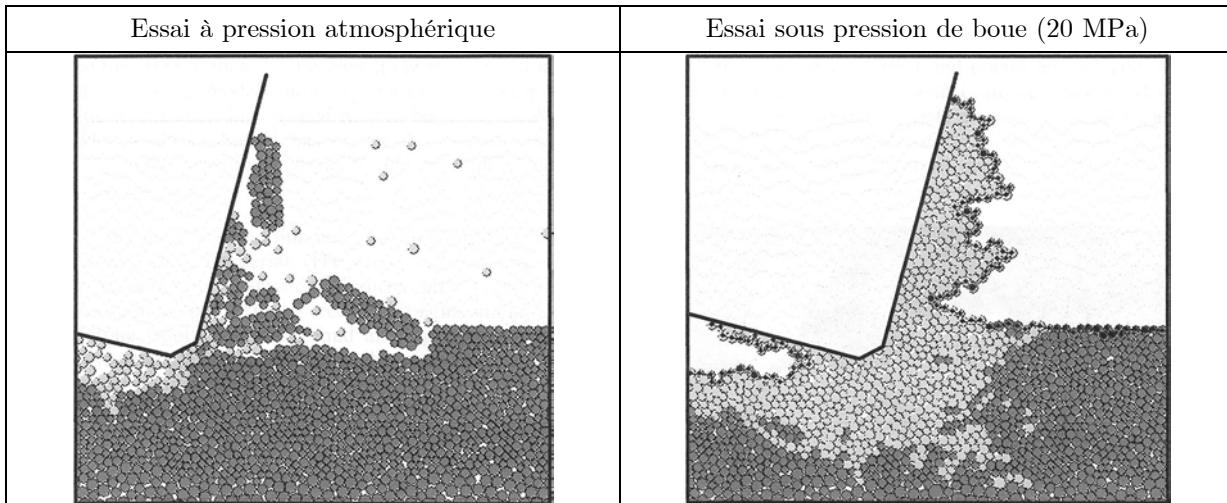
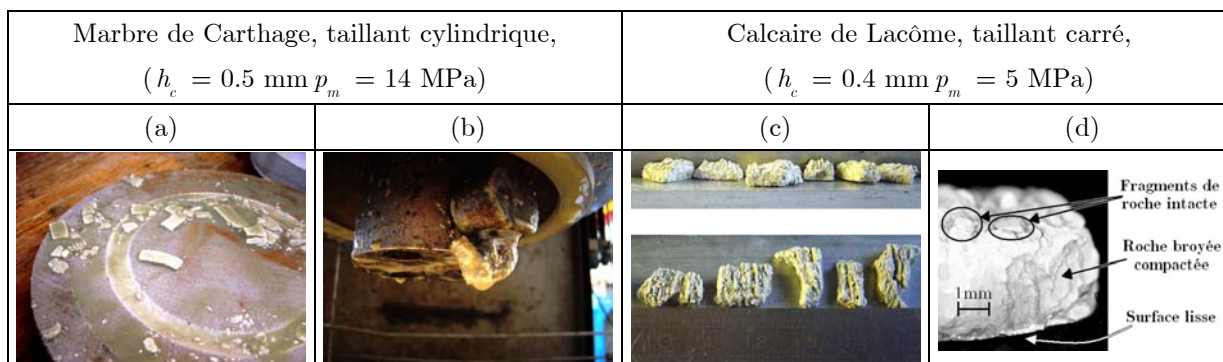


Fig. 3.19 : Phénoménologie de la coupe sous pression de boue (LEDGERWOOD, 2007)

La portée de ce dernier point est limitée par l'auteur lui-même. En effet, l'énergie spécifique est estimée à partir des efforts de coupe. Or, l'auteur admet que les efforts calculés sont très différents des efforts expérimentaux. L'estimation de l'énergie spécifique est donc fautive mais on peut supposer que l'analyse de son évolution reste pertinente. L'auteur explique cette mauvaise estimation par le caractère bi-dimensionnel de son code qui n'exprime pas un flux réel de particules. Remarquons cependant que la plupart des modèles analytiques sont bi-dimensionnels et que l'hypothèse des déformations planes qu'ils invoquent a été validée expérimentalement dans de nombreux contextes de coupe.

Selon l'auteur, le modèle reproduit de nombreuses observations phénoménologiques, puisque sous pression de boue et pour de nombreux types de roches (calcaires, grès, argilites), on observe que les débris sont des amalgames centimétriques de petits fragments de roche et souvent aussi de roche broyée. Ceci est illustré dans la **Fig. 3.20** pour des essais élémentaires de coupe sous pression de boue.



*Fig. 3.20 : Débris de coupe sous pression de confinement (clichés personnels)*

Ces copeaux centimétriques présentent une face lisse (**Fig. 3.20a**). Cet état de surface est associé à la présence de roche broyée et au glissement de l'amalgame le long de la face d'attaque du taillant (**Fig. 3.20b**). L'autre face présente un motif en dents de scie (**Fig. 3.20c**) similaire à celui modélisé par LEDGERWOOD (2007) pour sa roche granulaire (**Fig. 3.19**, droite). Les auteurs s'accordent sur le fait que l'espace inter-stries est du même ordre que la profondeur de passe. Nos mesures photographiques confirme ce point (**Fig. 3.20c**).

Cependant, décrire la morphologie de ces amalgames dans un cadre général est difficile. Par exemple, LEDGERWOOD (2007) attribue cette morphologie cyclique à la durée nécessaire pour entrer en compaction cisailante et son modèle numérique semble indiquer que l'espace inter-stries est comparable à l'épaisseur de l'amalgame (**Fig. 3.19**, droite). Cependant, des mesures photographiques effectuées dans le cadre de la présente thèse montrent que l'espace inter-stries est supérieur à l'épaisseur de l'amalgame d'un ordre de grandeur (**Fig. 3.20d**). ZIJSLING (1987) propose de considérer que l'épaisseur de l'amalgame correspond en fait à la longueur de ces copeaux, du moins dans le cas de l'argilite de Mancos (roche feuilletée). Selon PITRAT (1997), Warren (1988) arrive à une conclusion similaire. Dans le cas de nos essais, la vue rapprochée d'un copeau (**Fig. 3.20d**) révèle que des petits fragments de roche intacte sont préservés mais qu'ils sont beaucoup plus petits que l'épaisseur des amalgames. Ces amalgames sont en fait constitués de roche broyée saturés en boue (à base d'eau) qui se décomposent lorsqu'ils sont manipulés (perte importante de cohésion) et qui se consolident en séchant. Une analyse microstructurale de ces copeaux permettrait d'approfondir ce point expérimental.

Le processus d'accumulation des copeaux sous pression de boue dépend donc fortement du cadre théorique et/ou expérimental choisi. Si l'approche proposée par LEDGERWOOD (2007) est une approche par analogie (il retrouve, dans le cas de la coupe, le phénomène calibré sur l'essai triaxial), il propose en revanche une expérience numérique plus démonstrative, où il compare les efforts requis pour abattre une roche cohésive ( $R_c = 55 \text{ MPa}$ ) sous une pression de boue de  $20.7 \text{ MPa}$  avec les efforts requis pour abattre la même roche mais de cohésion nulle. Le taillant est chanfreiné et la profondeur de passe imposée est faible (non précisée par l'auteur). Il constate que ces efforts sont similaires ! La roche non cohésive n'ayant pas de résistance élastique, cela implique que la part des déformations plastiques au cours de ces expériences est beaucoup plus importante que la part des déformations élastiques. LEDGERWOOD (2007) ouvre ainsi une importante discussion sur les propriétés mécaniques fondamentales qui gouvernent la coupe des roches dans le domaine des très hautes pressions de confinement (et a priori des faibles profondeurs de passe, **Fig. 3.19**). Selon l'auteur, caractériser le processus de coupe par les limites élastiques de la roche (comme la résistance à la compression) revient



à négliger les contraintes additionnelles induites par les déformations plastiques. Autrement dit, cela revient à négliger la rhéologie de la roche broyée.

### 3.3.4. Influence de la vitesse de coupe

#### 3.3.4.1. Effets dynamiques sous pression de boue

Les travaux de Zijssling, Kolle, Detournay, Atkinson et Tan mettent en évidence l'influence conjointe de la perméabilité des roches et de la pression de boue sur le durcissement de la roche (§ 3.3.3.2). Le problème mécanique est alors diffusif et exige la prise en compte du temps et de la vitesse de coupe. DETOURNAY & ATKINSON (2000) définissent ainsi trois régimes de coupe :

- le régime de haute vitesse : si la vitesse de coupe est élevée ou la perméabilité est faible, le fluide interstitiel n'a pas le temps de s'écouler vers les pores qui se dilatent. En termes hydrauliques, on parle de problème non drainé. Il y a cavitation des pores ;
- le régime à basse vitesse : si la vitesse de coupe est faible ou la perméabilité est élevée, on parle de problème drainé. La pression de pore est alors égale à la pression de pore à l'infini ;
- le régime transitoire : à vitesse de coupe et perméabilité moyennes, la pression de pore varie entre la pression de cavitation et la pression de pore à l'infini suivant les conditions de coupe.

Ainsi, pour des roches très peu perméables, la pression différentielle est égale à la pression de boue, quelle que soit la vitesse de coupe. Pour des roches très perméables, la pression différentielle est égale à la différence entre la pression de boue et la pression de pore à l'infini, quelle que soit la vitesse de coupe. En revanche, dans des roches de perméabilité moyenne, la pression différentielle et par conséquent la résistance de la roche augmentent avec la vitesse de coupe (ZIJSLING, 1987).

KOLLE (1996) mesure les efforts qui s'exercent sur des taillants TSP (**Fig. 1.4**), de section carrée (3 mm de largeur), d'angle de coupe de 20°, à une profondeur de passe de 0.3 mm, pour des vitesses de coupe représentatives du forage pétrolier et comprises entre 0.5 m/s et 8 m/s, dans cinq roches de porosité, perméabilité et résistance variables et soumises à des pressions de boue inférieures à 70 MPa.

En ramenant  $F_c$  et  $F_n$  à la section de coupe  $A$ , il s'intéresse alors respectivement à l'énergie spécifique  $E$ , et à la résistance au forage  $S$  ("drilling strength") :

$$\begin{cases} E = F_s / A \\ S = F_n / A \end{cases} \quad (\text{Eq. 3.9})$$

L'essentiel des résultats qu'il présente est relatif à la résistance au forage étant donné qu'une des finalités de son article est de discuter de l'usure des taillants TSP, qui est principalement liée à la résistance au forage. L'auteur confirme les prédictions de son modèle et de celui de DETOURNAY & ATKINSON (2000) : la vitesse de coupe a peu d'effet sur la résistance au forage des trois roches imperméables (argilite de Mancos, marbre de Carthage et dolomite de Bonne Terre). Dans le cas du grès de Béréa, les prédictions du modèle sont bonnes et conduisent à un effet notable de la vitesse de coupe. En revanche, dans le grès de Colton, le confinement dynamique observé est plus grand à faible vitesse de coupe, ce qui est contraire aux prédictions du modèle.

Le modèle DETOURNAY & ATKINSON (2000) quantifie les conditions de coupe qui contrôlent ce phénomène de confinement dynamique, par l'intermédiaire de la grandeur sans dimension :

$$\lambda = \frac{vd}{4D} \quad (\text{Eq. 3.10})$$

Où  $v, d, D$  désignent la vitesse de coupe, la profondeur de passe et le coefficient de diffusion de l'écoulement. Celui-ci vaut :

$$D = \frac{k}{\phi \mu C_f} \quad (\text{Eq. 3.11})$$

Où  $k, \phi, \mu, C_f$  désignent la perméabilité intrinsèque, la porosité, la viscosité dynamique et la compressibilité du fluide interstitiel. Le régime haute vitesse est caractérisé par  $\lambda > 10$  ; le régime transitoire par  $0.001 < \lambda < 10$  et le régime basse vitesse par  $\lambda < 0.001$ .

En conclusion, la pression de boue a une influence considérable sur l'ensemble des observables d'un essai de coupe. En toute généralité, le problème de la coupe sous pression de boue est un problème diffusif qui induit la dépendance des observables à la vitesse de coupe. Au cours de leurs essais expérimentaux ou numériques, ZIJSLING (1987), SELLAMI ET AL. (1989), KOLLE (1996) et LEDGERWOOD (2007) ont imposé des pressions de boue élevées (entre 20 MPa et 80 MPa) et des profondeurs de passe très faibles (entre 0.15 mm et 1 mm). Ces conditions de coupe sont caractéristiques des forages de grande profondeur (60 MPa  $\Leftrightarrow$  5000 m) ou des forages en roches dures (profondeurs de passe  $< 1$  mm).

### 3.3.4.2. Effets dynamiques à pression atmosphérique

A pression atmosphérique, le phénomène de confinement dynamique n'est pas actif puisqu'il est lié à la pression de pore qui est, elle aussi, à pression atmosphérique. Cependant, un autre mécanisme est susceptible d'intervenir. En effet, dans le domaine de la fragmentation dynamique des roches (tir à l'explosif) de nombreux auteurs étudient le comportement des roches sous compression dynamique.

La barre de Hopkinson est un dispositif expérimental conçu pour étudier ce comportement. Son principe de fonctionnement est similaire à celui d'un essai de compression simple. L'échantillon de roche cylindrique est placé entre deux barres instrumentées, cylindriques, de même diamètre que l'échantillon. On lance un projectile sur l'une des deux barres de sorte qu'une onde de compression longitudinale se propage de part en part. L'essai consiste à mesurer l'état de contrainte, la déformation axiale et la vitesse de déformation axiale.

Les nombreuses études expérimentales sur le sujet montrent que la résistance à la compression d'une grande variété de roches (sédimentaires, volcaniques, métamorphiques et artificielles) évolue en fonction de la vitesse de déformation suivant une loi générale du type :

$$\begin{cases} R_c = R_c^0 \left(1 + \beta \cdot \log(\dot{\epsilon} / \dot{\epsilon}_0)\right), & \text{si } \dot{\epsilon} < \dot{\epsilon}_c \\ R_c \propto \dot{\epsilon}^{1/3}, & \text{si } \dot{\epsilon} > \dot{\epsilon}_c \end{cases} \quad (\text{Eq. 3.12})$$

Où  $R_c, \dot{\epsilon}, \dot{\epsilon}_c, R_c^0, \dot{\epsilon}_0, \beta$  désignent la résistance à la compression, la vitesse de déformation, la vitesse de déformation critique et trois constantes dépendant de la roche. On renvoie le lecteur à KOEPCHEM (1991) qui propose une étude bibliographique approfondie sur ce sujet. La **Fig. 3.21** présente une série d'essais effectués dans un tuf (ORTIZ, 2000, d'après Olsson, 1991).  $\beta$  est souvent très inférieur à 1 si bien que la résistance à la compression est constante sur une large gamme de vitesses de déformation. DELIAC (1986) donne  $\beta \approx 0.07$  pour un granite et  $\beta \approx 0.03$  pour un schiste bitumineux.

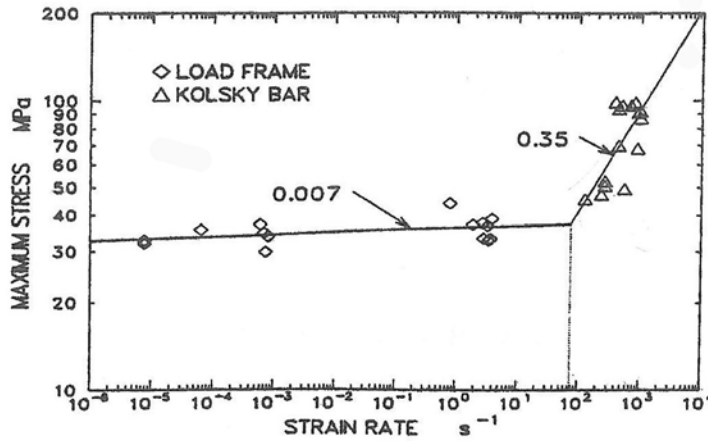


Fig. 3.21 : Résistance à la compression en fonction de la vitesse de déformation (ORTIZ, 2000)

DELIAC (1986) analyse une série d'essais de coupe avec un pic à attaque avant coupant un béton ( $R_c = 50-60$  MPa) à des profondeurs de passe comprises entre 4 mm et 10 mm et des vitesses de coupe comprises entre 0.5 m/s et 2.75 m/s. Il n'observe aucun effet significatif de la vitesse. On peut conclure d'après ses résultats que les vitesses de déformation correspondant à ces essais de coupe sont inférieures à la vitesse de déformation critique,  $\dot{\epsilon}_c$ . L'auteur spécifie que  $\dot{\epsilon}_c$  vaut typiquement  $10^2$  s<sup>-1</sup>.

Afin d'estimer expérimentalement les vitesses de déformation du forage pétrolier, KOEPCHEN (1991) a analysé des enregistrements d'efforts élémentaires de coupe par des taillants PDC, sur banc linéaire. En divisant l'effort de coupe par la surface de coupe et en rapportant cette quantité à la durée moyenne du cycle de rupture, il a montré que la vitesse de chargement obtenue dans de nombreuses roches du domaine pétrolier est comprise entre  $10^1$  et  $10^4$  MPa/s. En divisant par les modules d'Young correspondants, il obtient des vitesses de déformation comprises entre  $10^{-3}$  et  $1$  s<sup>-1</sup>, qu'il juge, lui aussi, inférieures à  $\dot{\epsilon}_c$ .

Cependant, l'estimation proposée par KOEPCHEN (1991) est fondée sur des essais sur banc linéaire, dont la vitesse de déplacement est de l'ordre du millimètre par seconde. Or, les vitesses de coupe du forage pétrolier sont plutôt de l'ordre du mètre par seconde. Par ailleurs, l'auteur souligne que de nombreux auteurs ont montré que le module d'Young dépend lui aussi de la vitesse de chargement. Tous ces facteurs pris en compte, il est difficile de prédire où se situent les vitesses de déformation du forage pétrolier par rapport aux vitesses de déformation critiques correspondantes.

D'une part, il est probable que la résistance à la compression simple soit constante suivant la vitesse de coupe et que cette dernière n'ait, par conséquent, aucune influence sur les efforts de coupe. Dans ce cas, l'hypothèse d'indépendance des efforts de coupe à la vitesse de coupe, faite par l'ensemble des auteurs étudiant le processus de coupe à pression atmosphérique, est justifiée. Mais dès lors que la vitesse de coupe du forage augmente, que la profondeur de passe diminue ou bien que la résistance de la roche augmente, il se peut que la résistance à la compression simple augmente avec la vitesse de coupe, et éventuellement de manière très importante.

Outre l'étude expérimentale de KOEPCHEN (1991), rares sont les études expérimentales de la littérature du forage pétrolier qui portent sur l'influence de la vitesse de coupe sur les efforts de coupe. BESSELINK (2008) a conduit une telle étude sur une cellule de forabilité (dispositif nommé TAZ), qui fonctionne à pression atmosphérique et dont l'action est semblable à celle d'une meule et les vitesses de coupe atteignables, comparables à celles du forage pétrolier (Fig. 3.22).

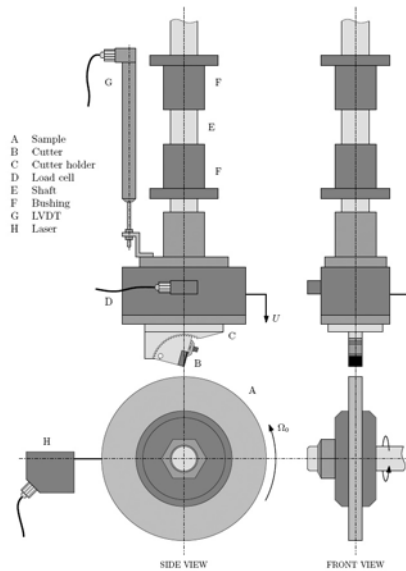


Fig. 3.22 : Schéma de principe du dispositif TAZ (BESSELINK, 2008)

L'auteur conduit une série d'essais de coupe à pression atmosphérique dans du grès de Castlegate ( $R_c = 15$  MPa), avec des taillants rectangulaires (10 mm de largeur), usés (épaisseur du méplat 1 mm), d'angle de coupe valant  $15^\circ$ , à des profondeurs de passe comprises entre 0.35 mm et 0.6 mm (d'autres profondeurs ont été testées mais n'entrent pas dans le cadre de la discussion) et des vitesses de coupe comprises entre 0.01 m/s et 0.94 m/s. L'auteur montre que le processus de coupe est ductile et que dans ce cadre assez spécifique, la vitesse de coupe n'a pas d'effet significatif sur les efforts de coupe.

### 3.4. Les phénomènes de frottement en coupe des roches

Jusque-là, ce chapitre a été consacré à la modélisation de la rupture dans les domaines minier et pétrolier. Mais les efforts qui s'exercent sur les taillants sont aussi le fruit de forces de frottement qui ont été suffisamment étudiées en forage pétrolier. On poursuit l'analyse bibliographique en se limitant à l'interaction PDC-roche, notre domaine d'application.

#### 3.4.1. Etudes expérimentales sur le frottement PDC-roche

##### 3.4.1.1. Essais de frottement sous contrainte normale faible

KURU & WOJTANOWICZ (1995) proposent une étude du frottement entre la face d'attaque de taillants PDC et quatre roches de porosité et de résistance variables : le grès de Béréa ( $R_c = 59$  MPa ;  $n = 24$  %), le grès de Nugget ( $R_c = 159$  MPa ;  $n = 10$  %), l'argilite de Mancos ( $R_c = 67$  MPa ;  $n = 1.4$  %) et le granite de Sierra-White ( $R_c = 194$  MPa ;  $n < 1$  %).

Le dispositif expérimental est semblable à une meule que deux taillants PDC identiques prennent en étau avec une contrainte normale imposée (**Fig. 3.23**,  $F_n$ ). Le contact génère un effort de frottement (**Fig. 3.23**,  $F_r$ ). Les efforts sont mesurés au niveau du portique instrumenté (**Fig. 3.23**, load frame). L'échantillon de roche (le disque de la meule) est mis en rotation de sorte que les vitesses de glissement au niveau de la paire de taillants sont comprises entre 0.33 m/s et 1.74 m/s. Les deux taillants sont arrosés en continu par un jet de fluide pour tester l'influence de la lubrification. Les surfaces de frottement sont rectifiées en continu par des limes en acier dur diamétralement opposées aux taillants.

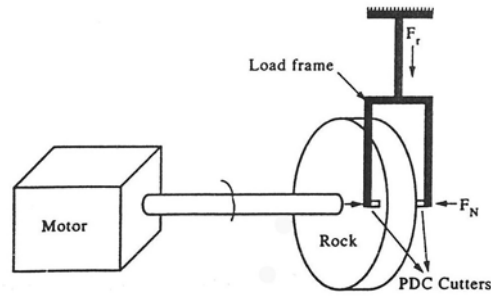


Fig. 3.23 : Schéma de principe de l'essai de frottement (KURU & WOJTANOWICZ, 1995)

Les auteurs étudient l'influence de la roche, de la vitesse de coupe, de la contrainte normale et du lubrifiant (air, eau, boue à base d'eau et boue à base d'huile) sur le coefficient de frottement. D'après l'article, on estime que la contrainte normale ne dépasse pas 5 MPa sur l'ensemble des essais.

Sur l'ensemble des essais, les auteurs montrent que le coefficient de frottement est indépendant de la contrainte normale et varie entre 0.06 et 0.12 (entre 3.4° et 6.8°). Ils ne mentionnent aucun traitement de surface particulier des taillants avant essai qui expliquent ces valeurs très faibles.

En revanche, le coefficient de frottement décroît avec la vitesse de coupe pour toutes les roches sauf le granite (Fig. 3.24). Cette décroissance s'accompagne de vibrations axiales du portique. Les auteurs attribuent cette décroissance au mouvement irrégulier des taillants, généré par des interactions granulaires entre aspérités de la roche et du taillant. Elles ne se produisent pas pour le granite de Sierra-White qui est une roche dure à grains fins. De telles interactions sont caractéristiques d'un phénomène tribologique courant : le stick-slip. Les vibrations font que dans ce cas, le coefficient de frottement effectif peut être vu comme une moyenne temporelle de ses valeurs statique et dynamique. Quand la vitesse augmente (resp. diminue), la durée de glissement augmente (resp. diminue) aux dépens de la durée d'adhérence et le coefficient de frottement effectif se rapproche de sa valeur dynamique (resp. statique).

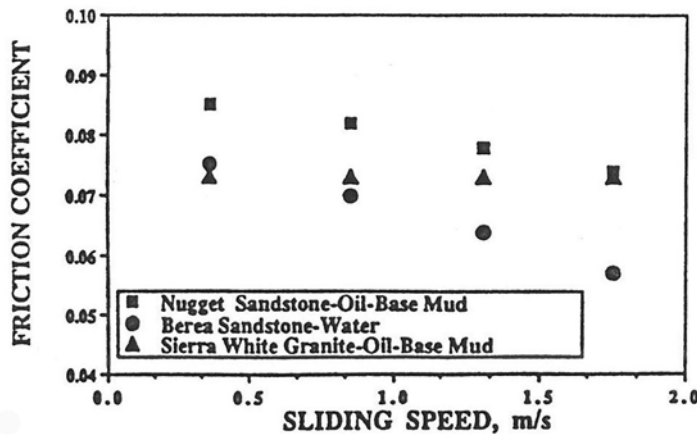


Fig. 3.24 : Frottement PDC-roche en fonction de la vitesse (KURU & WOJTANOWICZ, 1995)

Enfin, les auteurs constatent que les coefficients de frottement varient peu en fonction des roches, pourtant de caractéristiques mécaniques très différentes. Ils expliquent ce phénomène par le fait que les forces de frottement solide-solide entre les grains de roche et le métal et les forces de frottement inter-grains sont antagonistes : les unes sont prépondérantes lorsque les autres sont mineures. Implicitement, les auteurs suggèrent que ce mécanisme est lié à des phénomènes d'interface qui accommodent la transmission d'énergie d'une surface à l'autre. Ce phénomène est abordé explicitement dans l'étude présentée ci-après.

### 3.4.1.2. Essais de frottement sous contrainte normale élevée

SMITH ET AL. (2002) proposent une étude sur le frottement entre la face d'attaque de taillants PDC et deux roches à grains fins que sont l'argilite de Catoosa ( $R_c = 35 \text{ MPa}$  ;  $n = 12 \%$ ) et le silt quartzique de Twin Creek ( $R_c = 165 \text{ MPa}$  ;  $n = 4 \%$ ).

Le dispositif expérimental est dérivé d'une cellule d'essai de cisaillement (**Fig. 3.25**). L'essai de cisaillement consiste à encastrer un échantillon de roche cylindrique (**Fig. 3.25**, core plug) dans deux socles dont l'un est fixe (**Fig. 3.25**, lower retainer) et l'autre (**Fig. 3.25**, upper holder) animé d'un mouvement de translation à vitesse constante ( $V_c = 0.3 \text{ m/s}$ ), conduisant au cisaillement de la roche (**Fig. 3.25**, shear plane). Avant d'être utilisée dans les essais de frottement, les échantillons des deux roches sont cisailés suivant cette procédure. Puis, la partie supérieure de la carotte cisailée est maintenue en place tandis que la partie inférieure est remplacée par trois types de taillants : un PDC standard ; un PDC poli et un taillant en carbure de tungstène non diamanté. L'essai de frottement est semblable à l'essai de cisaillement si ce n'est que le plan de cisaillement devient un plan de frottement. La contrainte normale est imposée à l'aide d'une cellule de chargement (**Fig. 3.25**, load cell). Ce dispositif permet d'injecter un lubrifiant.

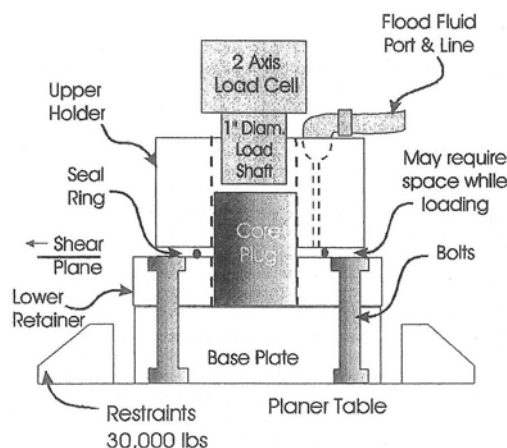


Fig. 3.25 : Schéma de principe de l'essai de cisaillement-frottement (SMITH ET AL., 2002)

Les auteurs étudient l'influence de la roche, de l'état de surface du taillant, de la contrainte normale et du lubrifiant (air, eau, boue à base d'eau et boue à base d'huile) sur le coefficient de frottement. Les contraintes normales testées sont comprises entre 1.4 MPa et 62 MPa.

Les coefficients de frottement, compris entre 0.1 et 1.5 (entre  $5^\circ$  et  $56^\circ$ ), sont très supérieurs à ceux de KURU & WOJTANOWICZ (1995). Par ailleurs, ils diminuent sensiblement avec la contrainte normale pour les différents lubrifiants et les PDC standards et polis (**Fig. 3.26**).

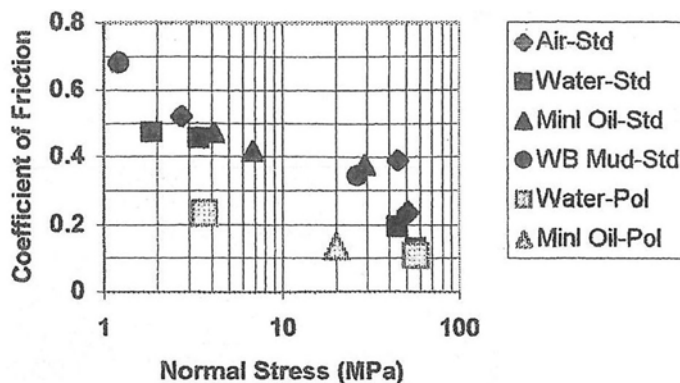


Fig. 3.26 : Frottement PDC-roche en fonction la contrainte normale (SMITH ET AL., 2002)

Les auteurs en déduisent une loi puissance de la forme :

$$\mu = \sigma_n^{-\alpha} \quad (\text{Eq. 3.13})$$

Où  $\mu, \sigma_n, \alpha$  désignent le coefficient de frottement, la contrainte normale et l'exposant empirique. La valeur de ce dernier est comprise entre 0.1 et 0.35 sur l'ensemble des essais.

En outre, le type de lubrifiant a peu d'influence sur le frottement (**Fig. 3.26**, points noirs). Ils ne valident donc pas, a priori, l'usage opérationnel classique des boues à base d'huile pour diminuer les forces de frottement en contexte de roches dures. A priori seulement, car leurs essais, comme ceux de KURU & WOJTANOWICZ (1995) sont conduits à pression atmosphérique. Sous pression de boue, des différences de comportement entre lubrifiants pourraient être observées. En effet, ZIJSLING (1987) relève que, dans le cas des argilites, les phénomènes d'invasion de fluide de forage dans les pores de la roche sont plus importants dans le cas des boues à base d'eau que dans celui des boues à base d'huile.

Enfin, les auteurs notent que les coefficients de frottement obtenus avec des taillants PDC standards sont sensiblement plus élevés (entre 0.2 et 0.5) que ceux obtenus avec des taillants PDC polis (entre 0.11 et 0.23). Mais ils ne notent aucune différence importante entre les PDC standards et les taillants en carbure de tungstène (entre 0.07 et 0.6).

Rappelant les conclusions de KURU & WOJTANOWICZ (1995), SMITH ET AL. (2002) rapportent les travaux de Kragelsky (1982) selon lequel les forces de frottement ont une nature ambivalente déterminée par l'action de forces intermoléculaires entre les deux surfaces solides ainsi que par les changements d'état de surface d'un des corps (ou des deux) du fait des interactions entre aspérités. Mais, contrairement à KURU & WOJTANOWICZ (1995), ces interactions ne sont pas nécessairement antagonistes et des paramètres opératoires comme la contrainte normale ou la vitesse d'application du contact peuvent modifier les propriétés de l'interface et donc du frottement. Il nomme cette interface la troisième phase. SMITH ET AL. (2002) considèrent la troisième phase comme un matériau granulaire dont le comportement se rapproche de celui des sols qui présentent aussi une diminution du coefficient de frottement avec la contrainte normale (Terzaghi et al., 1996).

Les auteurs concèdent qu'il existe autant de travaux qui justifient les faibles valeurs des coefficients de frottement obtenues par KURU & WOJTANOWICZ (1995) que les valeurs plus élevées qu'ils obtiennent. Ils concluent que ces différences peuvent provenir de nombreuses variations des conditions expérimentales comme la vitesse de glissement, l'occurrence de vibrations pendant l'essai, l'invasion du fluide dans les pores de la roche ou encore l'adhérence de débris sur la face du taillant. On peut aussi penser qu'à contrainte normale élevée, le taillant testé peut pénétrer dans la roche et ajouter une composante liée à la coupe aux efforts mesurés.

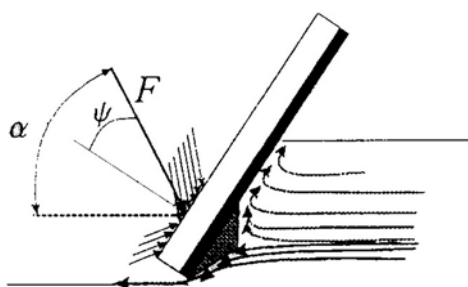
### 3.4.2. Écoulement des débris de coupe

Que ce soit dans le mode ductile, où l'essentiel des débris est constitué de roche broyée, que dans le mode fragile, où une quantité observable de roche broyée s'accumule à la pointe du taillant, plusieurs auteurs ont montré que ce matériel n'est pas simplement éjecté dans la direction d'avancement. Au contraire, il continue d'interagir avec le taillant. Ces interactions se déclinent en trois modes, décrits dans le cadre théorique défini par DETOURNAY & DRESCHER (1992).

S'appuyant sur les travaux de Merchant (1945) et Petryk (1987) (coupe des métaux), ces auteurs déterminent trois solutions analytiques du problème de la coupe en supposant que la roche rompt en plasticité parfaite sans perte de cohésion. Ces solutions représentent trois régimes d'écoulement :

- le régime d'écoulement vers l'avant : la zone plastique (les débris) est évacuée en continu vers l'avant comme dans le mode fragile. Ce régime est appelé "régime de coupe" ;
- le régime d'écoulement vers l'arrière : la zone plastique (les débris) s'écoule sous le taillant et en arrière. Ce régime est appelé "régime de contact glissant". En pratique, l'observation de ce régime semble peu probable, du moins dans le cas de la coupe de roches dont le comportement à la rupture est de type fragile. On propose donc de le considérer comme un pôle théorique du modèle ;
- le régime d'écoulement avec "built-up edge" : dans ce mode, la zone plastique s'écoule simultanément vers l'avant et vers l'arrière. Une zone plastique inerte (zone morte), située au voisinage de la pointe du taillant, marque la frontière entre ces deux flux.

Sous l'hypothèse de plasticité parfaite, le processus de coupe est, par principe, purement ductile. Le régime d'écoulement avec "built-up edge" a retenu l'attention de plusieurs auteurs car il rend compte de résultats expérimentaux observés dans le pôle fragile et dans le pôle ductile. La **Fig. 3.27**, empruntée à RICHARD (1998), représente un schéma conceptuel de ce régime d'écoulement.



*Fig. 3.27 : Régime d'écoulement avec zone morte (RICHARD, 1998)*

Bien que le modèle DETOURNAY & DRESCHER (1992) suppose que la roche est abattue sans perte de cohésion, la **Fig. 3.27** illustre bien les écoulements observés expérimentalement.

D'une part, l'évacuation brutale de copeaux et de roche broyée dans la direction d'avancement du taillant constitue l'essentiel du flux de débris. Certains essais de coupe de notre campagne d'essais ont été filmés et confirment clairement cette prépondérance.

D'autre part, la présence d'une zone morte au voisinage de l'arête de coupe est attestée par de nombreux auteurs, mais sous la forme d'un amalgame de roche broyée compactée. Dans le cas des pics miniers, NISHIMATSU (1972) observe et modélise ce phénomène (§ 3.2.1.1). Dans le domaine pétrolier, RICHARD (1998) le confirme dans le cas de taillants non chanfreinés et MENAND (2001) dans le cas de taillants usés. Nos essais de coupe confirment ce point dans le cas de taillants chanfreinés (**Fig. 3.28**).

En outre, la circulation de roche broyée sous le taillant est confirmée par de nombreux auteurs. Dans le domaine minier, NGUYEN (1974) relève que lorsque l'angle de coupe est positif (entre  $71^\circ$  et  $90^\circ$ ), de la roche broyée est compactée sur le fond de saignée au passage du taillant indiquant un écoulement vers l'arrière de celui-ci. Alors que lorsque l'angle de coupe est négatif ( $-20^\circ$ ) ou nul, la saignée est propre et toute la roche broyée s'écoule sur la face d'attaque. Plusieurs auteurs ont étudié ce phénomène dans le cas des taillants usés qui limitent fortement les performances du forage. Cet auteur s'est intéressé à la modélisation de l'interface méplat d'usure-roche. Il observe fréquemment de la roche broyée adhérant au méplat d'usure à la fin de ses essais de coupe. Parmi les roches qu'il a testées (craie, calcaire, grès, argile), il précise que ce phénomène se produit préférentiellement dans les roches carbonatées. Cette affirmation n'est pas contredite par nos essais, présentés au cours du chapitre suivant. Ceux-ci sont conduits exclusivement dans des roches carbonatées et montrent effectivement que de la roche broyée s'amalgame régulièrement sous le taillant, bien que les taillants utilisés soient neufs (**Fig. 3.28**).



Plus précisément, nos essais montrent que la zone de refoulement présente deux morphologies bien distinctes (**Fig. 3.28**). La première, au plus loin de l'arête de coupe, est chargée de roche broyée non compactée. La seconde, au plus près de l'arête de coupe, est parfaitement nettoyée. On attribue ce nettoyage préférentiel de la zone de refoulement au contact qui s'établit entre le taillant et la roche sur une distance de l'ordre du millimètre et aux forces de frottement résultantes, induisant son nettoyage.

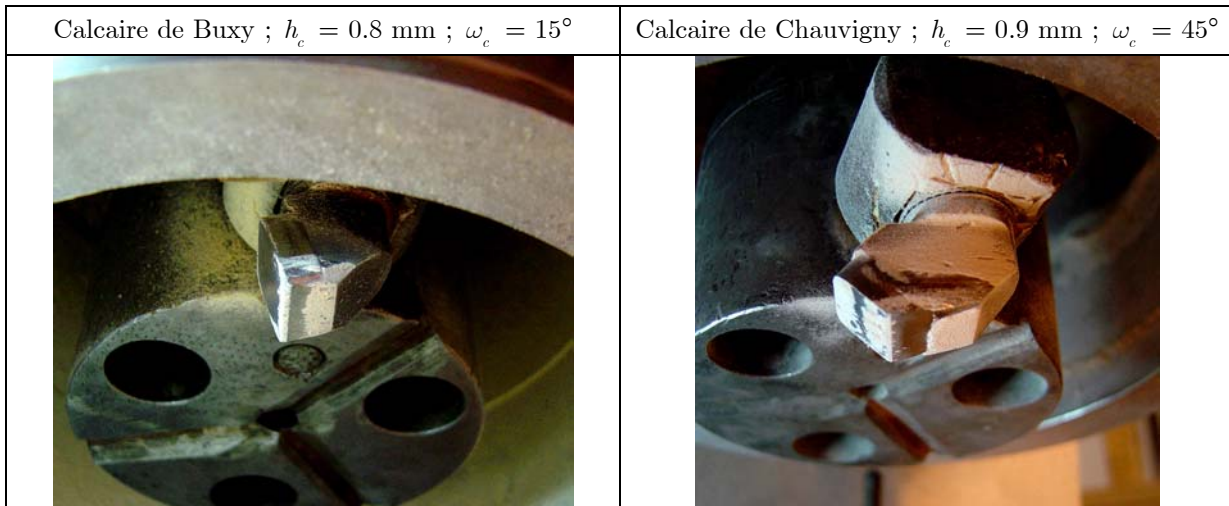


Fig. 3.28 : Indices phénoménologiques d'écoulements autour du taillant (clichés personnels)

Ce contact frottant peut donc être attribué à l'écoulement de débris de roche sous le taillant. Mais il peut aussi être attribué à un mécanisme de refoulement introduit par SELLAMI (1984) et approfondi par GERBAUD (1999). SELLAMI (1984) s'interroge sur l'origine de la composante normale des efforts de coupe dans le cas des pics miniers qui présentent pourtant un angle de coupe négatif. L'auteur démontre, par des calculs aux éléments finis sur un matériau élasto-fragile, que la contrainte normale sur la face d'attaque se propage sous le taillant et induit un champ de déformation en arrière du taillant, qui se traduit par la formation d'un bourrelet de roche et l'établissement d'une surface de contact entre la roche et la zone de refoulement. D'après ces calculs, la longueur du bourrelet est de l'ordre de la profondeur de passe (**Fig. 3.29**), ce qui est compatible avec nos observations (**Fig. 3.28**).

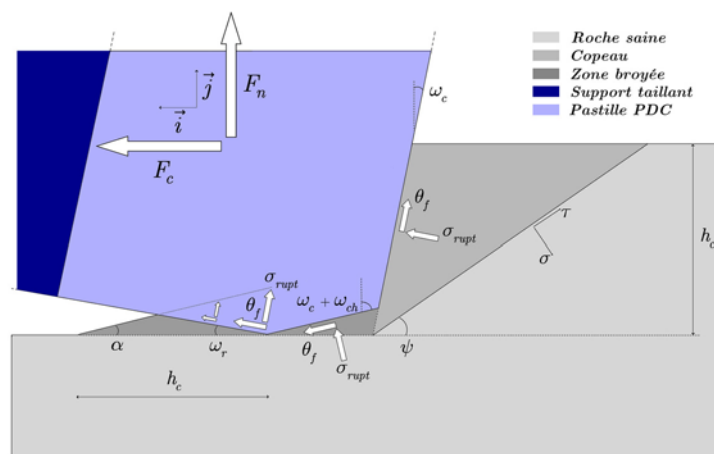


Fig. 3.29 : Schéma de principe du modèle GERBAUD (1999)

Dans le cas de la coupe par des taillants d'outils de forage pétrolier (angles de coupe positifs), GERBAUD (1999) suppose que le bourrelet, tout comme la zone située sous le chanfrein, est constitué de roche broyée (**Fig. 3.29**). Cette hypothèse ne modifie pas fondamentalement la distribution des contraintes autour du taillant par rapport au modèle de SELLAMI (1984). Il montre alors que l'angle de refoulement a une influence significative sur les efforts de coupe. Plus généralement, cela implique qu'il

n'est pas nécessaire que les taillants soient usés pour qu'apparaissent des forces de contact sous le taillant. Celles-ci peuvent être générées par un écoulement de débris de roche ou par des déformations du fond saignée, ces deux mécanismes n'étant pas incompatibles.

### 3.4.3. Modélisation du frottement en coupe des roches

Au cours du **Chapitre 1**, on a mis en évidence les fréquentes analogies qui sont faites dans la littérature du stick-slip entre le domaine du forage pétrolier et celui de la tribologie. Dans cette optique, on a présenté les principales formes de lois de frottement qui sont utilisées en forage pétrolier avec les arguments tribologiques qui les accompagnent. Les phénomènes présentés rappellent certains aspects du premier chapitre, mais le problème est maintenant abordé à l'échelle du taillant. Les phénomènes de frottement taillant-roche sont donc expérimentés directement et l'analogie tribologique n'a donc plus lieu d'être.

#### 3.4.3.1. Phénoménologie du frottement en coupe des roches

S'inspirant des travaux de Godet (1984), d'Adachi (1996) et de Berthier (1996), et rappelant les conclusions de SMITH ET AL. (2002), DAGRAIN (2006) étudie le comportement mécanique du troisième corps appliquée au problème de la coupe des roches par des taillants usés (**Fig. 3.30**).

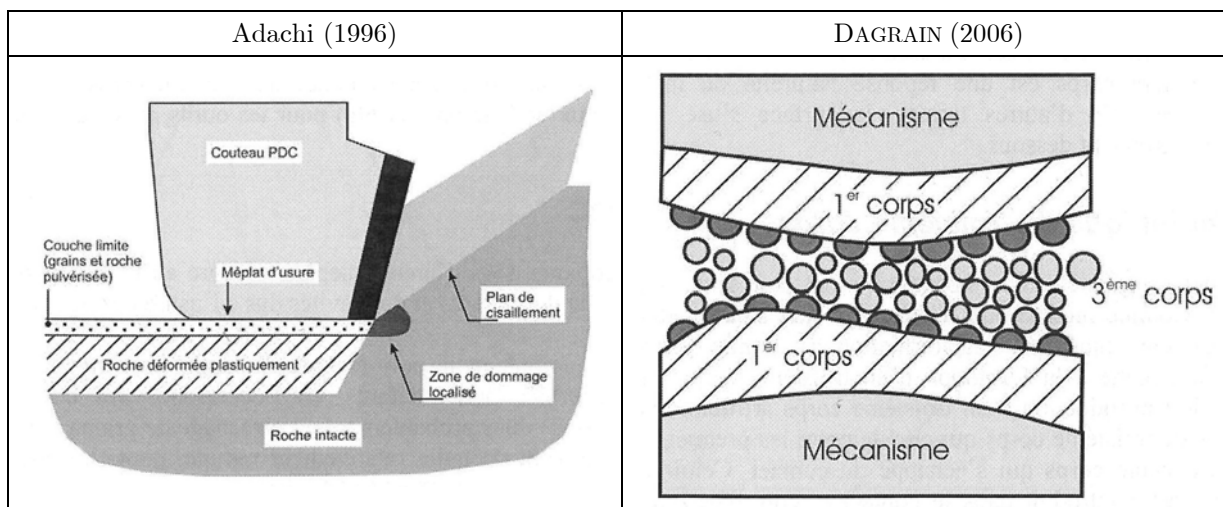


Fig. 3.30 : Le concept de troisième corps dans la coupe des roches (DAGRAIN, 2006)

Il propose deux définitions alternatives du troisième corps et s'attache à modéliser sa rhéologie :

- sens matériau : "zone possédant une composition différente des surfaces des premiers corps" ;
- sens cinématique : "zone au travers de laquelle la différence de vitesse entre les deux premiers corps est accommodée".

Selon DAGRAIN (2006), Adachi (1996) et Lhomme (1999) montrent qu'il existe une profondeur de passe critique en dessous de laquelle la contrainte normale de contact sous le méplat, calculée en faisant l'hypothèse que la surface de contact méplat-roche est connue avec précision, augmente et au-delà de laquelle elle se stabilise à sa valeur limite (**Fig. 3.31**). Selon ces auteurs, cette profondeur de passe est faible, parfois négligeable (<0.5 mm). Selon ALMENARA & DETOURNAY (1992), la contrainte normale limite est corrélée à la cohésion de la roche. Mais, selon DAGRAIN (2006), Richard (1996) montre qu'elle dépend de l'aire du méplat d'usure et DAGRAIN (2006) de l'état de surface du taillant. Pour ses

essais, DAGRAIN (2006) observe une faible dépendance à la surface du méplat d'usure et une faible, voire très faible, corrélation entre cette contrainte et la résistance à la compression simple.

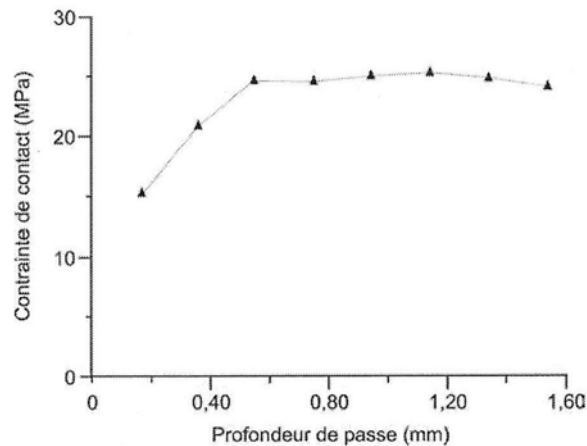


Fig. 3.31 : Contrainte normale de contact en fonction la profondeur de passe (Adachi, 1996)

L'objectif de DAGRAIN (2006) est d'établir le lien entre la contrainte normale limite et le coefficient de frottement sous le méplat. Il montre qu'au sein d'un même essai, à mesure que le taillant s'engage dans la roche, le coefficient de frottement augmente et la contrainte normale limite diminue. Pour décrypter ce phénomène, il pratique des essais de coupe avec des taillants usés de même géométrie mais dont les méplats ont subi différents traitements de surface (poli ; poli puis usé ; standard puis usé ; standard). La même tendance apparaît en comparant ces essais : plus le méplat est rugueux, plus le coefficient de frottement augmente et la contrainte normale limite diminue. Il associe cette évolution à l'adhésion croissante de particules de roche sous la surface du méplat. Ces phénomènes d'adhésion sont clairement observés pour les roches carbonatées et des roches contenant des minéraux plastiques (anhydrite, sel). En revanche, l'adhésion n'est pas observée pour les grès mais l'auteur montre que la même relation existe entre la contrainte normale limite et le coefficient de frottement. Il ressort de ces travaux que :

- le coefficient de frottement méplat-roche n'est pas unique ;
- pour un taillant dont l'état de surface est donné, le coefficient de frottement augmente à mesure que le troisième corps se met en place et que la roche broyée adhère au méplat. Simultanément, la contrainte normale limite diminue ;
- si l'état de surface du méplat se dégrade au cours de l'essai, le coefficient de frottement augmente car la roche broyée adhère plus facilement au méplat. A nouveau, la contrainte normale limite diminue.

Ces résultats sur la décroissance du coefficient de frottement avec la contrainte normale limite sont conformes à ceux de SMITH ET AL. (2002), obtenus dans d'autres roches (§ 3.4.1.2). Mais ils s'opposent à ceux de Lhomme (1999). A partir du frottement d'un patin en acier sur du grès des Vosges, ce dernier montre en effet que le coefficient de frottement augmente avec la contrainte normale. Hormis d'éventuelles différences entre les conditions opératoires des études citées, nous n'avons pas d'explication à cette contradiction dans les résultats, mais on souligne que dans les deux dernières études citées, pourtant contradictoires, la contrainte normale est un paramètre de contrôle de l'essai, alors que pour l'étude de DAGRAIN (2006), le paramètre de contrôle est la profondeur de passe et la contrainte normale est calculée, avec les incertitudes qu'implique l'estimation de la surface de contact.

### 3.4.3.2. Dimensionnement du frottement en coupe des roches

DAGRAIN (2006) a mis en évidence expérimentalement la complexité du processus de frottement sous le méplat des taillants usés, mais, en pratique, les modèles de coupe existants n'exigent que d'estimer des

coefficients de frottement, indépendants des conditions cinématiques de coupe. La plupart des auteurs cherchent alors à faire le lien entre les valeurs expérimentales de ces coefficients, obtenues par calage des modèles élémentaires de coupe, et des valeurs théoriques.

Le modèle élémentaire de coupe le plus emblématique de l'approche empirique est proposé par DETOURNAY & DEFOURNY (1992) (**Fig. 3.32**) :

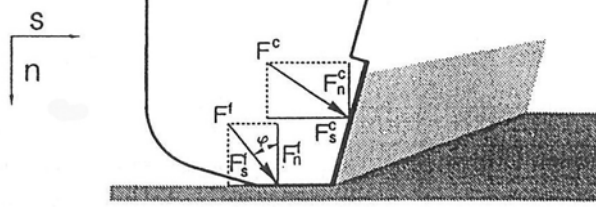


Fig. 3.32 : Schéma de principe du modèle DETOURNAY & DEFOURNY (1992)

Ce modèle s'appliquant aux taillants usés, les paramètres du problème sont l'angle de frottement sur la face d'attaque ( $\psi$ ), l'angle de frottement sur le méplat d'usure ( $\phi$ ), l'angle de coupe ( $\theta$ ), la section verticale de coupe ( $A$ ) et l'énergie spécifique de coupe "intrinsèque" ( $\varepsilon$ ). Le frottement sur les deux surfaces de contact est régi par la loi de Coulomb. Les efforts de coupe s'écrivent de la manière suivante :

$$\begin{cases} F_s^c = \varepsilon A ; F_n^c = \zeta \varepsilon A \\ F_s^f = \mu F_n^f \end{cases} \quad (\text{Eq. 3.14})$$

Avec  $\mu = \tan(\phi)$  et  $\zeta = \tan(\theta + \psi)$ . Le modèle compte quatre inconnues en effort et trois équations. Il reste donc une indéterminée. En fait, ce modèle n'est pas conçu pour prédire les efforts élémentaires de coupe mais plutôt pour suivre l'évolution du forage à l'aide des deux grandeurs génériques que sont l'énergie spécifique de coupe  $E$  et la résistance au forage  $S$  :

$$\begin{cases} E = F_s / A = (F_s^c + F_s^f) / A = \varepsilon + F_s^f / A \\ S = F_n / A = (F_n^c + F_n^f) / A \end{cases} \quad (\text{Eq. 3.15})$$

Ces deux grandeurs suivent la relation linéaire fondamentale suivante :

$$\begin{cases} E = E_0 + \mu S \\ E_0 = (1 - \mu) \varepsilon \end{cases} \quad (\text{Eq. 3.16})$$

Les auteurs ont validé cette modélisation sur une série d'essais de coupe à pression atmosphérique, conduits dans trois roches différentes (grès de Béréa, marbre du Tennessee, granite de Sierra-White), avec des taillants cylindriques usés ou non chanfreinés, de  $20^\circ$  d'angle de coupe, pour des profondeurs de passe comprises entre 0.25 et 2.5 mm et à une vitesse de coupe de 5.6 cm/s. Ils en déduisent les résultats suivants (**Fig. 3.33**).

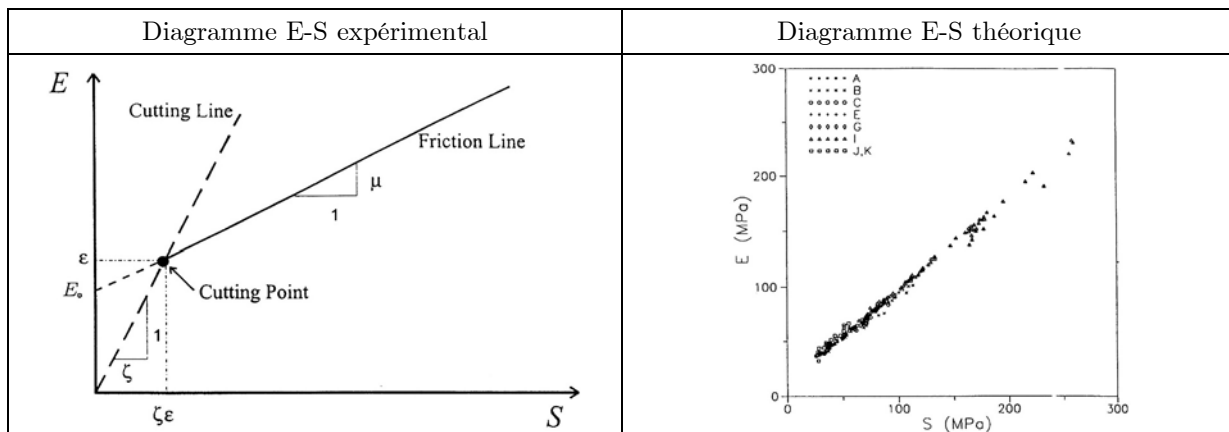


Fig. 3.33 : Le diagramme E-S, théorie et expérience (DETOURNAY & DEFOURNY, 1992)

Quels que soit le niveau d'usure et la profondeur de passe, les points expérimentaux (**Fig. 3.33**, gauche) s'alignent suivant une droite appelée "friction line" (**Fig. 3.33**, droite). L'évolution le long de cette droite traduit l'évolution de l'efficacité de la coupe, définie par  $\eta = \varepsilon / E$ . L'efficacité vaut 1 lorsque les efforts de frottements sont minimaux, c'est-à-dire lorsque le taillant est non chanfreiné (taillants J et K). Tandis qu'elle diminue et tend vers 0 lorsque la surface du méplat augmente (du taillant A vers le taillant I). L'équation (**Eq. 3.16**) établit que la pente de cette droite est égale au coefficient de frottement sur le méplat d'usure. Pour le grès de Béréa, les auteurs obtiennent  $\mu = 0.82$ , soit un angle de frottement de  $39^\circ$ . Ils mettent en relation cet angle avec l'angle de frottement interne de la roche. Ils justifient ce lien en avançant qu'une couche limite de roche broyée se forme à l'interface méplat-saignée et que, par adhérence, cette interface se transforme en interface roche-roche. Plusieurs études s'appuyant sur ce modèle aboutissent à la même conclusion (DAGRIN, 2006 ; ALMENARA & DETOURNAY, 1992 ; Lhomme, 1999).

Cependant, GERBAUD (1999), suivant la même méthode issue des diagrammes E-S, détermine le coefficient de frottement méplat-roche pour un ensemble d'essais d'usure (taillants usés in situ). Il conclut que l'angle de frottement sous le méplat est de l'ordre de  $10^\circ$  pour une variété de roches testées en laboratoire, c'est-à-dire bien inférieur aux angles de frottement internes des roches testées ( $\approx 30^\circ$ ). GERBAUD (1999) explique cette contradiction à partir du procédé par lequel les taillants ont été usés : pour les essais de GLOWKA (1987), dont sont issus les résultats expérimentaux de DETOURNAY & DEFOURNY (1992), les taillants ont été usés avant l'essai ; tandis que pour les essais de GERBAUD (1999), les taillants ont été usés au cours même de l'essai (essai d'usure). Cependant, dans les deux cas, l'usure est obtenue naturellement et le taillant ne subit aucun traitement de surface particulier.

En s'appuyant sur le modèle de SELAMI (1987) qui incorpore aussi l'angle de frottement méplat-roche, MENAND (2001) s'intéresse justement à étudier l'influence de l'état de surface. A partir d'essais sur banc linéaire, l'auteur compare le comportement d'un taillant tronqué, c'est-à-dire usiné avec un méplat, à celui d'un taillant usé naturellement (avant l'essai de coupe). Dans le premier cas, il obtient un angle de frottement méplat-roche de l'ordre de  $30^\circ$  tandis que, dans le second, il obtient un angle de frottement de l'ordre de  $12^\circ$ . La conformité des surfaces de contact n'est jamais assurée lorsque le taillant n'est pas usé in situ. Aussi, ces mesures sont toujours soumises à des incertitudes. Cependant, ces différences significatives confirment que le traitement de surface joue un rôle fondamental sur le frottement. Ces résultats, comme ceux de GERBAUD (1999), tendent à montrer que l'usure naturelle des taillants diminue le coefficient de frottement méplat-roche, ce qui semble en contradiction avec les résultats de DAGRAIN (2006). Toutes ces études ayant des bases expérimentales fortes, cela montre surtout à quel point estimer un coefficient de frottement de manière robuste est une tâche difficile.

En ce qui concerne le frottement sur la face d'attaque, les valeurs proposées par les différents auteurs sont tout aussi variables. Par exemple, DETOURNAY & DEFOURNY (1992) obtiennent une valeur de  $19^\circ$

pour des essais dans le grès de Béréa, SELLAMI (1987) et MENAND (2001) obtiennent des angles de frottement métal-roche compris entre 10 et 15° pour une variété de conditions expérimentales, KURU & WOJTANOWICZ (1995) obtiennent des valeurs comprises entre 4 et 7°.

De manière générale, une telle variabilité des coefficients de frottement n'a rien d'étonnant si l'on se rappelle les résultats des études expérimentales sur le frottement pur, présentées au § 3.4.1. Rajouter la dimension abattage au problème ne fait que le compliquer. GERBAUD (1999) a pointé le rôle fondamental du processus d'usure, c'est-à-dire de l'état de surface des taillants, dans ces différences. Cependant, DAGRAIN (2006) a abordé cette question en détail et n'a pourtant pas évoqué de différences aussi significatives que GERBAUD (1999). Comme on le verra au **Chapitre 4**, cette variabilité dans le dimensionnement du frottement en coupe des roches peut s'expliquer par l'influence d'un autre paramètre, la vitesse de coupe.

### 3.4.3.3. Influence du régime de coupe sur le frottement

La variabilité des estimations des coefficients de frottement étant déjà grande d'une étude à l'autre, COUDYZER & RICHARD (2005) mettent en évidence un niveau supérieur de complexité en abordant la question de l'unicité du coefficient de frottement sur une interface. En effet, si l'unicité du coefficient de frottement est une hypothèse valable au niveau du méplat d'usure, COUDYZER & RICHARD (2005) la remettent en question au niveau de la face d'attaque.

Les auteurs étudient l'influence de l'angle de coupe sur les efforts de coupe pour une série d'essais à pression atmosphérique conduits dans le calcaire de Lens ( $R_c = 30$  MPa,  $\phi = 38.4^\circ$ ) et dans le grès des Vosges ( $R_c = 16$  MPa,  $\phi = 34.3^\circ$ ), à des profondeurs de passe comprises entre 0.1 mm et 1 mm (pôle ductile) et des angles de coupe ( $\theta$ ) compris entre 5° et 90°. La vitesse de coupe imposée vaut 4 mm/s. A partir du modèle DETOURNAY & DEFOURNY (1992), ils estiment l'angle de frottement sur la face d'attaque ( $\psi_n$ , **Fig. 3.34**, gauche) et observent qu'il diminue pour les deux roches de + 30° à - 30° alors que l'angle que fait le vecteur force avec l'horizontale ( $\psi_n + \theta$ ) varie peu (**Fig. 3.34**, droite).

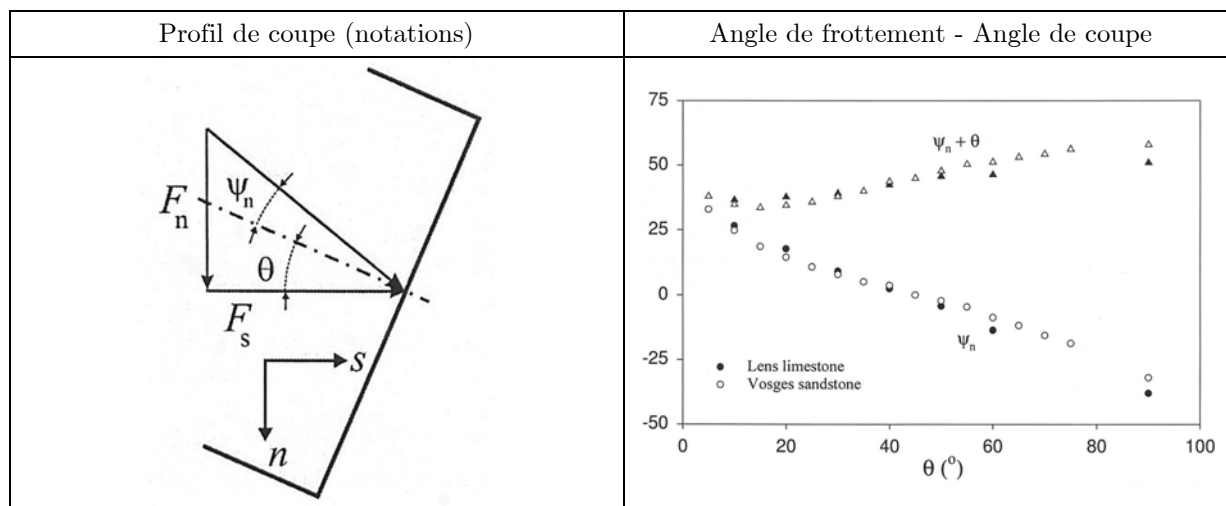


Fig. 3.34 : Angle de frottement et angle de coupe (COUDYZER & RICHARD, 2005)

Les auteurs attribuent ce changement de signe au fait que le régime de coupe change avec l'angle de coupe, comme proposé par DETOURNAY & DRESCHER (1992) (**Fig. 3.11**) : lorsque l'angle de coupe est faible, le flux plastique de débris est dirigé vers l'avant aboutissant à un angle de frottement positif. Lorsque l'angle de coupe est élevé, le flux est dirigé vers l'arrière aboutissant à un angle de frottement négatif. Au cours de leur démonstration, les auteurs associent les limites observées ( $\pm 30^\circ$ ) à l'angle de

frottement interne des deux roches testées. Selon eux, la transition d'une limite à l'autre est due à la constitution de la zone morte qui dirige progressivement le flux de débris vers l'arrière.

### 3.5. Conclusion

D'un point de vue historique, l'étude de la coupe des roches hérite de travaux conduits dans le domaine de la coupe des métaux et le domaine de l'abattage minier. Suivant les conditions opératoires, le processus de coupe des roches par les taillants PDC se trouve entre un pôle fragile et un pôle ductile. Des modèles élémentaires de coupe analytiques permettent d'aborder chacun de ces deux pôles mais il n'en existe pas qui décrive la transition entre ces deux extrêmes.

Pourtant, de nombreux paramètres opératoires favorisent la transition d'un pôle à l'autre et rendent un tel modèle unifié nécessaire. Par exemple, les forages pétroliers étant de plus en plus profonds, l'influence de la pression de boue est de plus en plus forte. Or, ce paramètre accentue la transition vers le pôle ductile. Dans les grandes profondeurs, on a aussi l'habitude de diminuer la profondeur de passe pour limiter l'usure des taillants. Or, la baisse de la profondeur de passe favorise la transition vers le pôle ductile. Et comme l'énergie spécifique de coupe décroît avec la profondeur de passe, le gain vis-à-vis de l'usure des taillants est une perte vis-à-vis de l'efficacité de la coupe. Par ailleurs, le chanfrein et le méplat d'usure sont des zones préférentielles d'interaction avec la roche broyée. Celles-ci peuvent avoir une influence sur le processus de rupture en avant du taillant et modifier le régime de coupe. Enfin, bien qu'il semble admis que la vitesse de coupe n'a pas d'effet sur le processus de coupe à pression atmosphérique, augmenter la vitesse de coupe, sous pression de boue, entraîne une augmentation de la résistance de la roche et donc, a priori, la transition vers le pôle fragile. A l'inverse, l'augmentation de la pression de boue semble favoriser la transition vers le pôle ductile.

Mais le paramètre dont l'influence est la plus difficile à analyser est certainement la roche. Cela est dû en grande partie au fait que l'on n'arrive pas à identifier de manière générale lesquels de ses paramètres physiques intrinsèques contrôlent le processus de coupe. En effet, on a montré que la seule résistance à la compression des roches n'est pas apte à décrire le processus de coupe de manière complète. Des mécanismes physiques de surface, comme la mise en place du troisième corps, ou volumiques, comme la diffusion du fluide de forage dans les pores de la roche, rendent le processus de coupe très sensible à la nature de la roche et non, seulement à sa "dureté".

Enfin, bien qu'en théorie, l'angle de coupe et la forme de la section de coupe affectent le processus de coupe, les outils PDC actuels sont, en grande majorité, constitués de taillants cylindriques dont les angles de coupe varient très peu (entre  $15^\circ$  et  $20^\circ$ ). Ces deux paramètres peuvent donc être relégués, de fait, à un second plan.

Si, d'un point de vue expérimental, la transition d'un pôle à l'autre a été investiguée en profondeur, le pôle ductile révèle aujourd'hui encore des phénomènes peu connus. En particulier, bien qu'il soit acquis qu'une fraction substantielle des débris de coupe soit constituée de roche broyée, la manière dont elle est produite ainsi que l'énergie que requiert sa production sont des questions pratiques et théoriques qui trouvent peu de réponses. Les travaux prometteurs de LEDGERWOOD (2007), JUDZIS ET AL. (2007) et DAGRAIN (2006) montrent qu'elle est non seulement susceptible d'affecter le processus de déformation de la roche mais aussi de s'écouler autour du taillant donnant naissance à des interactions supplémentaires.

La richesse rhéologique du problème de la coupe des roches par les taillants PDC est donc manifeste. Il révèle des phénomènes qui ont été étudiés dans un cadre élasto-fragile, élasto-plastique, avec une éventuelle prise en compte de mécanismes diffusifs auxquels s'ajoutent des mécanismes d'interface mal connus.

En outre, la modélisation du processus de coupe, dans un cadre général, reste fortement limitée par des difficultés expérimentales, en particulier en ce qui concerne l'effet de la vitesse de coupe et de la pression de boue. L'influence combinée de ces deux paramètres a déjà été étudiée et a conduit aux conclusions que la perméabilité des roches et par conséquent la vitesse de coupe à une influence notable sur les efforts de coupe (§ **3.3.4.1**). En revanche, à pression atmosphérique, aucun effet de la vitesse de coupe sur les efforts de coupe n'a jusque-là été relevé.

Le chapitre suivant est consacré à une étude expérimentale systématique de l'influence de ce paramètre sur le processus de coupe dans le cas de quatre roches carbonatées. Le fluide de forage étant absent, la perméabilité n'intervient pas dans le processus physique. Si, dans ce cadre, la vitesse de coupe devait avoir une influence sur les efforts de coupe, il faudrait prêter attention à l'ensemble des observables disponibles pour comprendre d'une part, pourquoi cet effet n'a jamais été observé, d'autre part, à quel mécanisme physique on peut l'attribuer et enfin, comment on peut modéliser ces efforts de coupe étant donné la complexité des phénomènes observés par ailleurs.





## Chapitre 4.

# L'effet de la vitesse de coupe sur le processus de coupe

### 4.1. Présentation des essais élémentaires de coupe

Un programme d'essais de coupe des roches par des taillants PDC de forme carrée a été réalisé sur la cellule de forabilité d'Armines dans la halle d'essais de Pau, avec pour objectifs principaux :

- mettre en évidence l'effet de la vitesse de coupe sur les efforts nécessaires au creusement d'une roche par taillant PDC et quantifier cet effet ;
- déterminer les paramètres géométriques du taillant et, si possible, les caractéristiques mécaniques de la roche qui le contrôlent ;
- systématiser ces essais de façon à construire un modèle élémentaire de coupe prenant en compte cet effet et permettant de prédire les efforts qui s'exercent sur un taillant de géométrie quelconque.

#### 4.1.1. Présentation de la cellule de forabilité

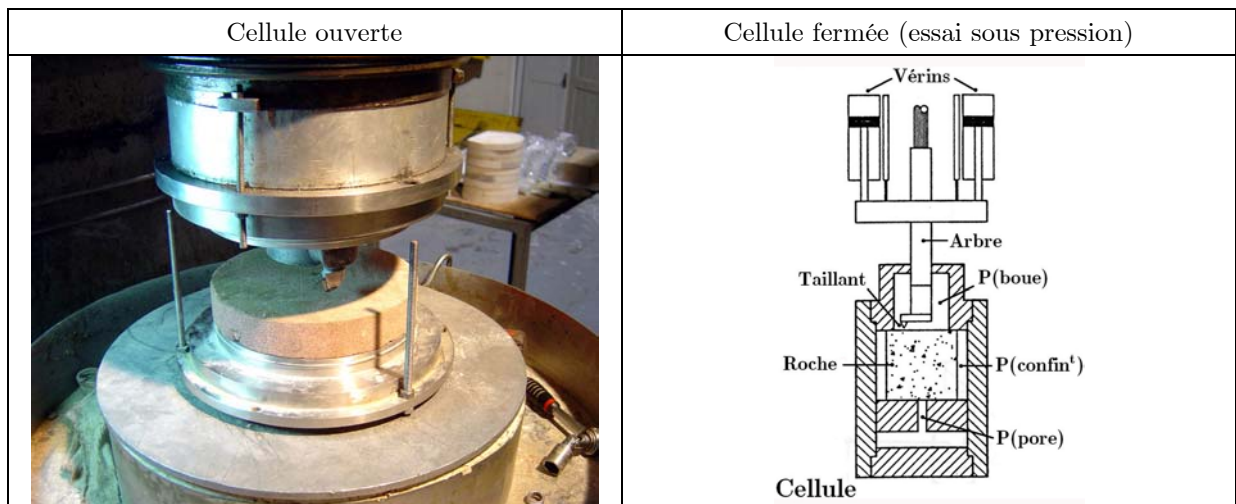


Fig. 4.1 : Cellule de forabilité (Géosciences)

La cellule de forabilité est un dispositif qui permet d'étudier l'interaction taillant/roche sous des conditions opératoires choisies de manière à s'approcher de conditions réelles de forage. Un essai pratiqué sur la cellule de forabilité (Fig. 4.1) consiste à mesurer les efforts encaissés par un taillant qui est entraîné en rotation et en translation suivant un axe vertical, par deux moteurs indépendants. Une fois mis en rotation stable, une vanne MOOG contrôle la descente de l'arbre qui se meut à vitesse constante. Un essai de coupe est donc un essai conduit à déplacement imposé. Le taillant pénètre alors

un échantillon de roche qui se présente sous la forme d'une galette cylindrique de quelques centimètres d'épaisseur et de 16 cm de diamètre. Un circuit hydraulique alimente une cellule de confinement (**Fig. 4.1**, droite) et permet de pratiquer des essais sous pression de fluide de forage. Cette pression peut atteindre 50 MPa.

#### 4.1.2. Présentation des taillants testés

Les taillants utilisés dans cette étude sont des pastilles de section carrée (12 mm), en carbure de tungstène, brasées sur un support en acier dur (**Fig. 4.2**, gauche).

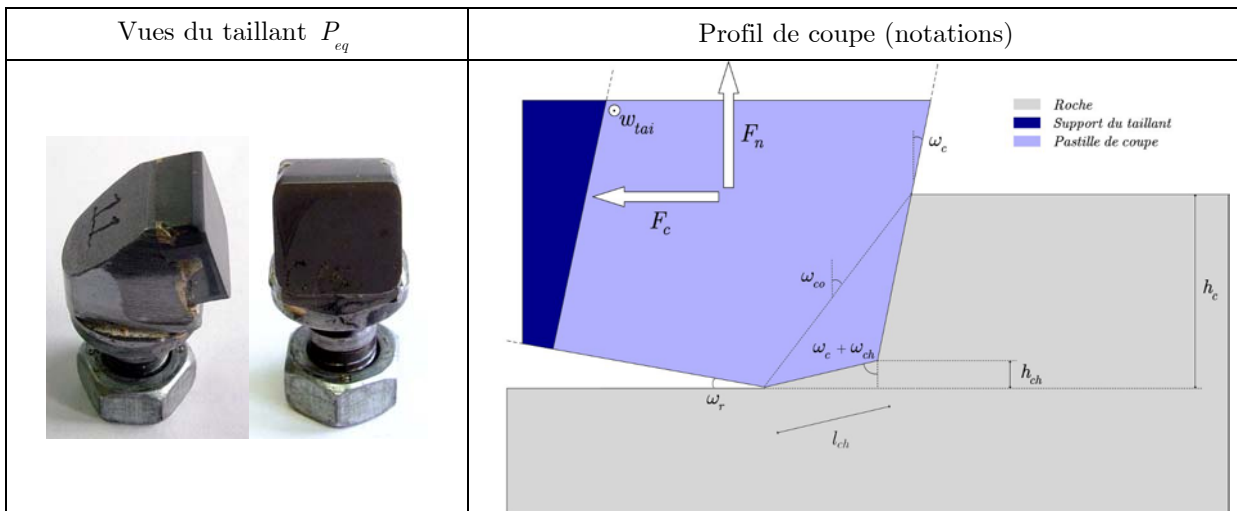


Fig. 4.2 : Taillants utilisés (clichés et notations)

Au cours des essais, l'arête de coupe est perpendiculaire à la direction du mouvement (angle latéral nul) et l'axe du taillant est perpendiculaire au fond de saignée (angle de dégagement nul). On a choisi d'utiliser des taillants carrés car, au-delà du premier tour, lorsque le taillant repasse dans la même saignée, la section de roche abattue reste constante. L'analyse des efforts de forage s'en trouve donc simplifiée. Toutefois, les résultats de cette étude seront appliqués à des taillants cylindriques (cas le plus courant) moyennant des hypothèses formulées au § 6.1.2.

Chaque essai étant conduit à profondeur de passe imposée, on lui associe un effort résultant dont les trois composantes sont : l'effort normal, noté  $F_n$  ; l'effort tangentiel, plus souvent appelé "effort de coupe", noté  $F_c$  (**Fig. 4.2**, droite) ; l'effort latéral, dont la moyenne est nulle au cours du creusement d'une saignée isolée.

Huit géométries de taillants ont été utilisées au cours de la campagne d'essais. Les taillants se distinguent par leur angle de coupe ( $\omega_c$ ), leur chanfrein (son angle,  $\omega_{ch}$  et son épaisseur,  $l_{ch}$ ) et leur angle de refoulement ( $\omega_r$ ). Tab. 4.1 résume les caractéristiques géométriques de ces taillants.

Principaux taillants utilisés						
Nom	$\omega_c$ (°)	$\omega_r$ (°)	$\omega_{ch}$ (°)	$l_{ch}$ (mm)	$h_{ch}$ (mm)	Utilisation
$P_{eq}$	15	10	60	0.6	0.16	Taillant de référence
$P_7$	15	10	-	-	-	
$P_{20}$	15	10	30	0.6	0.42	Influence des angles de coupe
$P_{30}$	30	10	45	0.6	0.16	
$P_{36}$	45	10	30	0.6	0.16	
$P_{13}$	15	2	60	0.6	0.16	Influence de l'angle de refoulement
$P_{16}$	15	5	60	0.6	0.16	
$P_1$	15	15	60	0.6	0.16	

Tab. 4.1 : Caractéristiques géométriques des taillants utilisés dans cette étude

### 4.1.3. Conditions opératoires

Les essais ont été effectués à pression atmosphérique, à cause des limites techniques des capteurs de force utilisés. En effet, à profondeur de passe donnée, les taillants carrés abattent une section de roche plus grande que les taillants cylindriques. Nous voulions, cependant, tirer profit de la variété de taillants carrés à notre disposition (**Tab. 4.1**). De plus, certaines roches testées, comme le calcaire de Buxy, sont particulièrement dures. Bien qu'il eût été possible d'effectuer des essais sous pression avec des taillants cylindriques, cela n'a pas été le cas pour les taillants carrés.

Par ailleurs, les essais ont été conduits en condition sèche afin de comparer leurs résultats à des essais effectués dans des conditions similaires, par exemple sur banc linéaire.

La pénétration du taillant dans l'échantillon étant limitée verticalement, les profondeurs de passe testées étaient comprises entre 0.1 mm et 1.6 mm. On peut donc supposer que ces essais ont été conduits principalement dans le pôle ductile (**Fig. 3.12**), avec, tout de même, quelques séries d'essais effectuées dans le pôle fragile.

L'arbre de la cellule peut tourner à une vitesse de rotation comprise entre 6 tr/min et 500 tr/min. Les mêmes limitations que précédemment font qu'on a testé des vitesses de rotation comprises entre 6 tr/min et 250 tr/min. Comme le rayon de la trajectoire décrite par le taillant vaut 45 mm, de telles vitesses correspondent à des vitesses linéaires de coupe de 0.03 à 1.18 m/s. A titre de comparaison, la vitesse linéaire de coupe d'un taillant extérieur d'un outil de forage réel de 20 cm de diamètre (8 ") opérant à une vitesse de rotation de 120 tr/min serait de 1.28 m/s. La gamme de vitesses testées ici est donc représentative du forage.

Les essais de coupe ont été effectués dans quatre roches carbonatées :

- deux calcaires tendres : le calcaire d'Anstrude ( $R_c = 30$  MPa) et de Chauvigny ( $R_c = 35$  MPa) ;
- un calcaire de dureté moyenne : le calcaire de Lacôme ( $R_c = 60$  MPa) ;
- un calcaire dur : le calcaire de Buxy ( $R_c = 100$  MPa).

L'une d'entre elles, le calcaire de Buxy, est hétérogène, mais à une échelle supérieure à celle de l'essai de coupe. Les quatre roches testées peuvent donc être considérées comme homogènes. Leurs propriétés mécaniques principales sont fournies en **annexe B.1**. Du fait de la provenance des roches, voire de leur hétérogénéité, il existe des disparités entre les propriétés de ces roches suivant la source d'information.

Toutefois, les caractéristiques fournies en **annexe B.1** n'ont été utilisées que pour tirer des conclusions qualitatives ou pour tester le comportement prédictif de modèles existants. En effet, les paramètres du modèle élémentaire de coupe auquel aboutit ce chapitre, sont ajustés sur les données expérimentales et ne sont donc pas affectés par ces disparités.

#### 4.1.4. Acquisition et traitement des données

Le système d'acquisition de la cellule de forabilité donne accès à la mesure de la vitesse de coupe, de la profondeur de passe, de la pression de boue ainsi que des efforts de forage. Les signaux ont été échantillonnés à une fréquence de 5 kHz. Pour une vitesse de coupe de 0.03 m/s, cela correspond à une distance d'échantillonnage de 0.006 mm, tandis que pour une vitesse de coupe de 1.18 m/s, cela correspond à une distance d'échantillonnage de 0.236 mm. La profondeur de passe minimale atteinte étant de 0.1 mm, on considère que le processus de coupe instantané, et par conséquent, les efforts instantanés, sont bien résolus dans la grande majorité des cas.

Durant chaque essai, on a cherché à maintenir la vitesse de coupe constante. Comme cette vitesse est mesurée, on a pu vérifier que cette consigne a été relativement bien respectée. En effet, la mesure de la vitesse de coupe présente une variabilité de  $\pm 0.005$  m/s lorsque la vitesse est de 0.03 m/s et  $\pm 0.025$  m/s lorsque la vitesse est de 1.18 m/s.

La profondeur de passe, bien qu'imposée, est recalculée après chaque essai à partir de la mesure du déplacement axial de l'arbre. Cette mesure est assurée par un LVDT dont le bruit à vide vaut  $\pm 0.05$  mm. En cours d'essai, la variabilité du signal enregistré par le LVDT vaut  $\pm 0.09$  mm. De telles variations sont comparables à la plus faible profondeur de passe testée et sont donc susceptibles de modifier sensiblement la profondeur de passe effective. Cependant, on montre que ces variations ne sont pas corrélées avec les variations des efforts instantanés (**annexe B.2**). Sans écarter la possibilité que les taillants subissent des vibrations en cours d'essai (un processus intermittent étant vibratoire, par nature), on conclut que celles-ci n'affectent pas l'application des conditions cinématiques nominales en profondeur de passe et en vitesse de coupe et, en aucun cas, ne conduisent à un décollement significatif du taillant. La structure qui maintient le taillant (arbre et support-taillant) peut donc être considérée comme rigide suivant tous ses modes de déformation.

Les efforts sont mesurés grâce à deux capteurs de force, d'une capacité respective de 10 kN et 50 kN, vissés à l'extrémité de l'arbre. Les différentes composantes d'effort sont enregistrées sur des voies séparées. A vide, le bruit du capteur de 10 kN est de  $\pm 0.15$  kN sur la composante normale et de  $\pm 0.10$  kN sur la composante tangentielle sur l'ensemble des essais. Le bruit à vide du capteur de 50 kN est de  $\pm 0.65$  kN sur la composante normale et de  $\pm 0.25$  kN sur la composante tangentielle.

Dans la **Fig. 4.3**, on montre l'évolution de l'effort tangentiel au cours d'un essai pratiqué avec le capteur à 10 kN, dans le calcaire de Buxy avec le taillant  $P_{20}$ , à une profondeur de passe de 0.2 mm et une vitesse de coupe de 0.28 m/s. L'axe des abscisses est gradué en millièmes de tour.

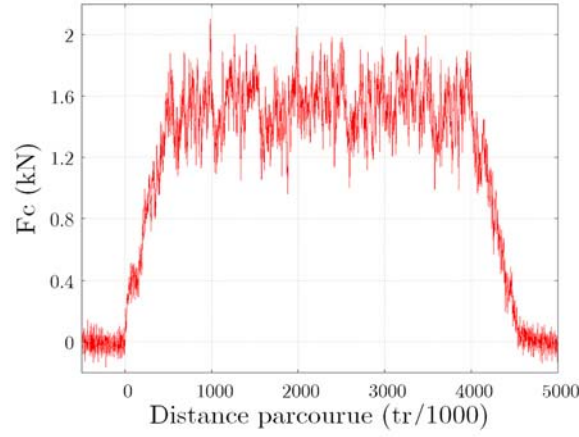


Fig. 4.3 : Exemple d'un signal d'effort en fonction du temps (signal brut)

A l'instant marqué comme origine des abscisses, l'effort augmente à mesure que le taillant s'engage dans la roche, puis se stabilise à la fin du premier tour lorsque la profondeur de passe nominale est atteinte. Pour chaque essai, on détermine, notamment, la valeur moyenne de  $F_n$  et  $F_c$ . Trois complications expérimentales affectent l'interprétation des efforts de forage.

Tout d'abord, bien que les faces latérales des taillants soient verticales, on a observé qu'au cours de certains essais (en particulier, aux profondeurs de passe élevées), les efforts (en particulier, l'effort tangentiel) augmentent à mesure que le taillant s'enfonce dans la galette de roche (l'enfoncement final moyen est de l'ordre de 6 mm). Ceci est accentué par le fait qu'on a, le plus souvent, pratiqué plusieurs essais de coupe à la suite dans une même galette de roche.

En outre, il arrive que les efforts varient sensiblement sur un tour. De telles variations sont dues, notamment, aux hétérogénéités de la roche (présence d'inclusions ou de joints).

Enfin, au cours de plusieurs essais, on a observé un écaillage substantiel des bords de saignée (en particulier, aux profondeurs de passe élevées). Ce phénomène est fréquent dans le cas du forage minier (§ 3.1.3), mais rare dans le cas du forage pétrolier. En particulier, comme on ne l'a jamais observé pour des taillants cylindriques, on attribue ce phénomène au fait que, à mesure que le taillant s'enfonce, les faces verticales des taillants carrés exercent sur les parois latérales de la saignée un effort (latéral et tangentiel) significatif qui conduit à abattre de la roche dans la direction latérale. Des procédures générales de traitement des signaux d'efforts (moyenne sur un tour, sélection des fenêtres de temps où l'enfoncement est minimal, etc.) ont été établies afin d'incorporer ces essais à l'analyse tout en minimisant l'impact de ces "accidents expérimentaux". En outre, on a vérifié que ces complications n'ont pas d'effet sur les résultats présentés dans ce chapitre.

Pour tenir compte de ces aléas ainsi que des incertitudes propres à la mesure, on a reproduit un certain nombre d'essais couvrant la gamme des conditions opératoires testées en termes de roche, vitesse de coupe, profondeur de passe, enfoncement, taillant et capteur. Quatorze essais de coupe ont été reproduits entre deux et sept fois. On a procédé au calcul des efforts moyens sur chacun d'entre eux. On définit l'incertitude sur ces efforts moyens, exprimée en pourcentages, par :

$$\%F = \left[ \frac{\sum_{i=1}^{14} \sum_{j=1}^{N_r^i} |F^{ij} - \bar{F}^i|}{\sum_{i=1}^{14} \sum_{j=1}^{N_r^i} F^{ij}} \right] \quad (\text{Eq. 4.1})$$

Où :  $F^{ij}$  désigne la composante normale ou la composante tangentielle, mesurée au cours de l'essai indexé  $j$ , du test de reproductibilité indexé  $i$  ;  $N_r^i$  désigne le nombre d'essais reproduits pour le test de reproductibilité  $i$  ;  $\bar{F}^i$  désigne la valeur moyenne de la composante mesurée sur le nombre d'essais reproduits du test de reproductibilité  $i$ . Les incertitudes sont limitées et valent, respectivement sur l'effort normal et l'effort tangentiel :

$$\%F_n = 7.28 \% \text{ et } \%F_c = 7.15 \% \quad (\text{Eq. 4.2})$$

On va, maintenant, s'intéresser non seulement à l'évolution des efforts moyens avec les paramètres opératoires mais aussi à deux autres grandeurs qui leur sont rattachées.

D'une part, on étudie la quantité  $\text{atan}(F_n / F_c)$ . Elle représente l'angle que fait le vecteur force avec l'horizontale. Les incertitudes qui affectent simultanément  $F_n$  et  $F_c$  sont minimisées par l'observation de ce rapport. On peut supposer que l'incertitude sur cette grandeur n'est pas supérieure à celle sur les efforts. En pratique, les courbes correspondantes sont plus lisses que les courbes d'efforts.

D'autre part, on étudie l'évolution de l'énergie spécifique ( $E$ ) et de la résistance au forage ( $S$ ). D'après les notations (**Fig. 4.2**), ces grandeurs s'écrivent :

$$E = F_c / (h_c w_{tai}) \quad ; \quad S = F_n / (h_c w_{tai}) \quad (\text{Eq. 4.3})$$

Où  $w_{tai}$  désigne la largeur commune à tous les taillants carrés de l'étude. Les profondeurs de passe effectives,  $h_c$ , calculées après chaque essai varient dans une plage de l'ordre de 5 % autour de la profondeur de passe nominale. Or, les incertitudes globales (**Eq. 4.2**) ont été estimées en reproduisant des essais conduits dans des conditions nominales identiques. Par conséquent, on suppose que l'incertitude sur la profondeur de passe est déjà, en partie, prise en compte dans l'incertitude sur les efforts. On considère donc que l'incertitude sur  $E$  et  $S$  est identique à l'incertitude sur les efforts, donc inférieure à 7.3 %.

L'analyse quantitative des résultats expérimentaux de la campagne d'essais élémentaires de coupe porte sur un total de 281 essais. Le nombre d'essais par roche est réparti de la manière suivante : calcaire d'Anstrude (77) ; calcaire de Chauvigny (64) ; calcaire de Lacôme (28) ; calcaire de Buxy (112). On a écarté de l'analyse 119 essais dont l'interprétation est trop incertaine. C'est notamment le cas des essais conduits sous pression de boue, au cours desquels les capteurs de force ont montré des signes d'instabilité ; des essais conduits avec des taillants usés, au cours desquels on a observé des variations intenses des efforts (>100 %) ; des essais conduits dans le grès des Vosges, au cours desquels on a observé une usure accélérée des taillants, ceux-ci n'étant pas diamantés.

## 4.2. Un phénomène dynamique complexe et généralisé

### 4.2.1. Influence de la vitesse de coupe sur les efforts moyens

Dans le domaine pétrolier, à pression atmosphérique, aucun effet significatif de la vitesse de coupe sur les efforts n'a été relevé par le passé (§ 3.3.4.2). Les essais de la présente campagne sont conduits essentiellement dans le pôle ductile et on illustre l'évolution des efforts de forage avec la vitesse de coupe pour une série d'essais conduits dans le calcaire de Chauvigny, avec le taillant  $P_{eq}$  et à différentes profondeurs de passe (**Fig. 4.4**).

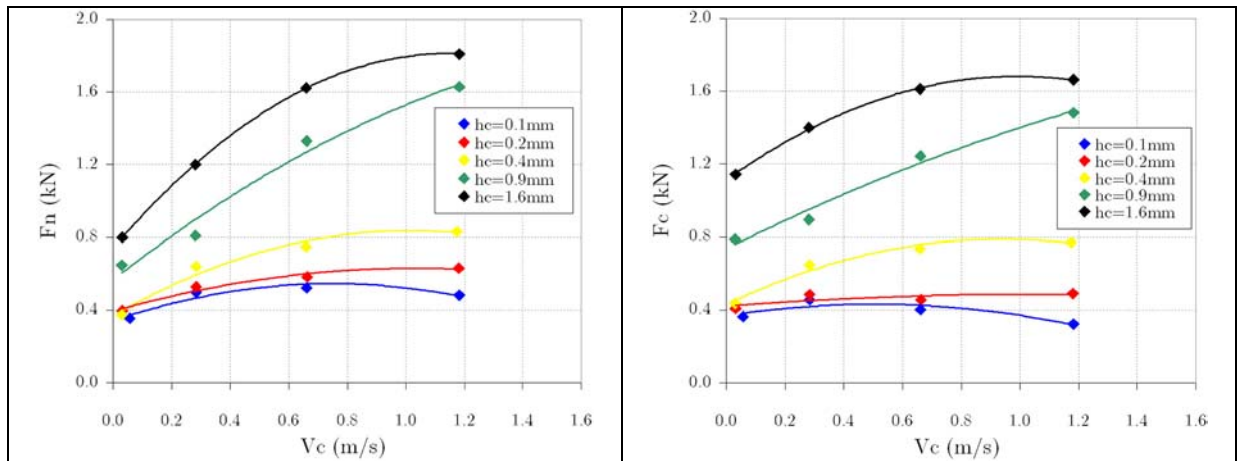


Fig. 4.4 : Efforts de forage en fonction de la vitesse de coupe (Chauwigny,  $P_{eq}$ )

Sur ces graphes, deux points expérimentaux de la même couleur correspondent à la même profondeur de passe nominale mais à des profondeurs de passe effectives éventuellement différentes (<5 %). C'est pourquoi, par convention, dans ce chapitre, les points d'une même couleur ne sont pas reliés entre eux. Toutefois, afin de faciliter la lecture des graphes, l'évolution des points expérimentaux est indiquée par des courbes de tendance (polynômes de degré deux).

Les courbes en vitesse suivent le profil caractéristique suivant : l'effort (normal ou tangentiel) a tendance à augmenter avec la vitesse de coupe. Cette augmentation ralentit à mesure que la vitesse de coupe augmente. Sur certains essais, on observe même une tendance à la diminution aux vitesses les plus élevées.

Ces différentes phases sont plus ou moins marquées suivant les conditions opératoires, mais cette évolution des efforts s'applique à l'ensemble des courbes en vitesse obtenues pour les différents taillants, roches et profondeurs de passe testés. Ceci nous permet de conclure que les efforts de forage dépendent significativement de la vitesse de coupe, contrairement à ce qui a été observé ou supposé par le passé et qui était fondé sur les résultats d'essais réalisés à faibles vitesses et dans une gamme étroite de variation de ce paramètre opératoire. L'analyse de la dépendance des efforts aux différents paramètres opératoires va permettre de caractériser ce phénomène dynamique.

#### 4.2.2. Un phénomène lié à la profondeur de passe

Les courbes précédentes (**Fig. 4.4**) montrent que le phénomène dynamique s'accroît avec la profondeur de passe. On met explicitement ce lien en évidence en représentant l'évolution des efforts de forage en fonction de la profondeur de passe pour les essais conduits dans le calcaire d'Anstrude, avec le taillant  $P_{eq}$ , à différentes vitesses de coupe (**Fig. 4.5**).



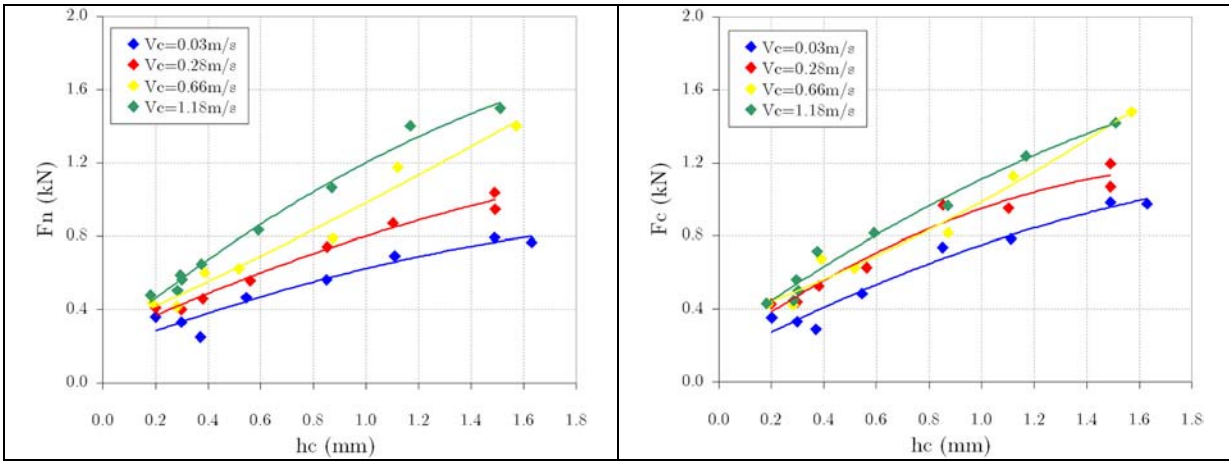


Fig. 4.5 : Efforts de forage en fonction de la profondeur de passe (Anstrude,  $P_{eq}$ )

Quelle que soit la vitesse de coupe, on peut considérer avec une bonne approximation que la relation entre les efforts de forage et la profondeur de passe est quasi linéaire. Le lien entre le phénomène dynamique et la profondeur de passe se manifeste par le fait que la pente de ces droites augmente avec la vitesse de coupe, en particulier sur la composante normale. L'évolution générale de ces courbes en profondeur de passe s'étend à toutes les roches, tous les taillants et toutes les vitesses de coupe.

La vitesse de coupe ne vient donc pas perturber une des hypothèses fondamentales des modèles de coupe existants selon laquelle les efforts de forage varient linéairement suivant la section de coupe, et donc, dans le cas des taillants carrés, à la profondeur de passe.

C'est d'autant plus étonnant que le taillant  $P_{eq}$ , dont l'angle de coupe vaut  $15^\circ$ , est chanfreiné avec un angle de  $60^\circ$ , ce qui correspond à une hauteur de chanfrein de 0.16 mm. La profondeur de passe diminuant, on pourrait donc s'attendre à ce que la coupe soit progressivement contrôlée par le chanfrein et que la linéarité des efforts de forage suivant la profondeur de passe soit perturbée par la variation de l'angle apparent de coupe, ce dernier augmentant alors de  $15^\circ$  à des valeurs proches de l'angle de coupe au niveau du chanfrein, soit  $75^\circ$ . GERBAUD (1999) résout ce problème en considérant que le coin formé par le chanfrein et le fond de saignée est continuellement approvisionné en roche broyée (Fig. 3.29). Le chanfrein ne participe qu'indirectement à la coupe et le copeau éjecté a toujours une forme triangulaire qui préserve la linéarité de la fonction qui relie les efforts à la profondeur de passe. Cette hypothèse est justifiée par les nombreuses observations témoignant de la présence de roche broyée au voisinage du chanfrein (§ 3.2).

#### 4.2.3. Un phénomène lié à l'angle de confinement

Dans son modèle de coupe élaboré pour des taillants usés, MENAND (2001) suppose que cette zone de roche broyée s'étend tout le long de la face d'attaque (Fig. 4.6, gauche) et suppose, en outre, que cette zone est inerte et la considère comme solidaire du taillant. En étendant ce modèle à des taillants chanfreinés suivant le modèle de GERBAUD ET AL. (2006) par exemple (Fig. 4.6, gauche), on constate que l'association taillant/zone broyée est en interaction avec la roche et le fond de saignée suivant une géométrie qui peut être naturellement décrite par un nouvel angle, appelé "angle de confinement" et noté  $\omega_{co}$ , qui s'écrit, pour le taillant chanfreiné :

$$\begin{cases} h_c \leq h_{ch}, & \omega_{co} = \omega_c + \omega_{ch} \\ h_c > h_{ch}, & \omega_{co} = \text{atan} \left( \tan \omega_c + \frac{h_{ch}}{h_c} (\tan(\omega_c + \omega_{ch}) - \tan \omega_c) \right) \end{cases} \quad (\text{Eq. 4.4})$$

A l'aide de ce seul paramètre, on peut comparer les taillants  $P_7$ ,  $P_{20}$ ,  $P_{eq}$ ,  $P_{30}$  et  $P_{36}$ , qui ont des formes de chanfrein différentes (**Fig. 4.6**).

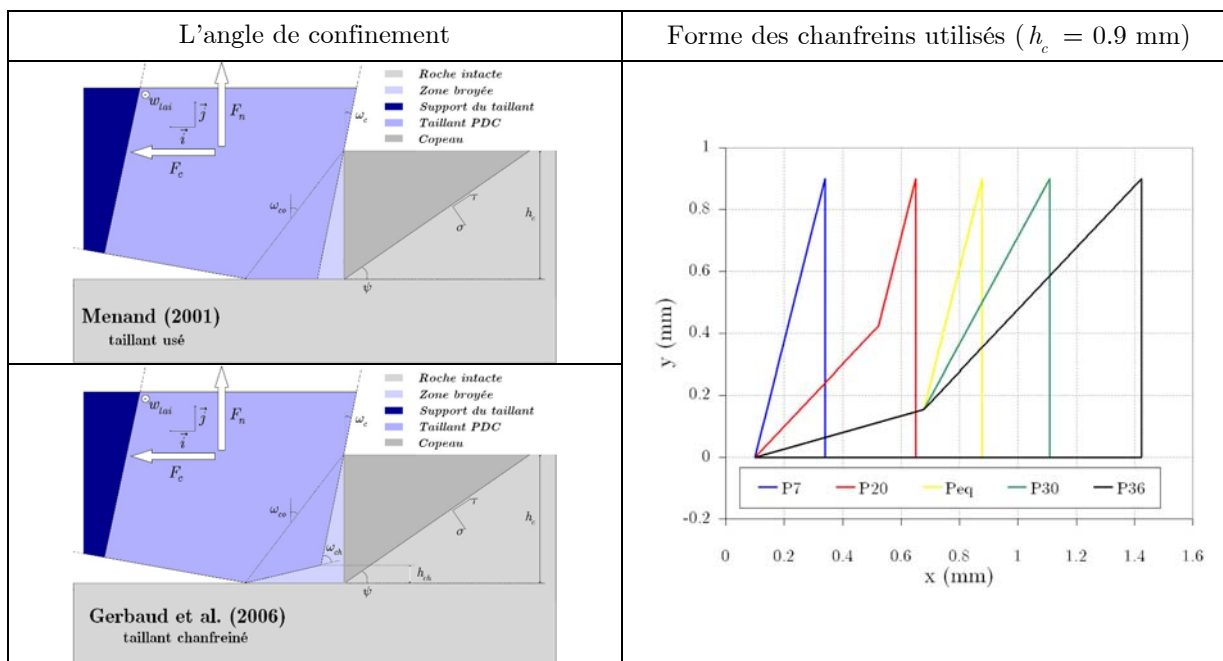


Fig. 4.6 : Les modèles MENAND (2001) et GERBAUD ET AL. (2006), l'angle de confinement

Comme la valeur de  $\omega_{co}$  dépend de la profondeur de passe, on ne peut pas comparer directement deux essais conduits à angle de confinement constant et à deux profondeurs de passe différentes. Dans la **Fig. 4.7**, on présente l'évolution des efforts de forage avec l'angle de confinement pour des essais conduits avec les cinq taillants précédents, dans le calcaire de Chauvigny, à une profondeur de passe de 0.9 mm et à différentes vitesses de coupe.

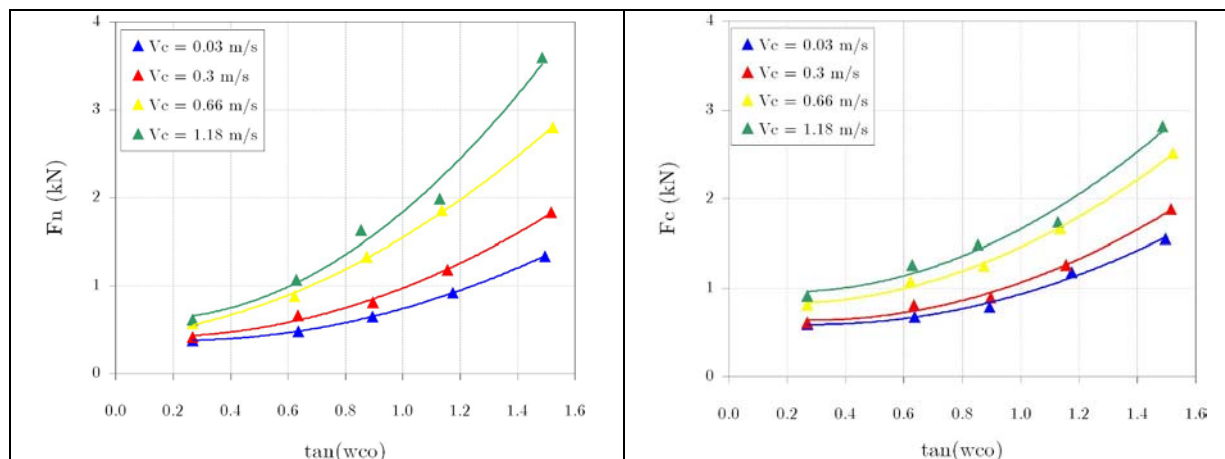


Fig. 4.7 : Efforts de forage en fonction de l'angle de confinement (Chauvigny,  $h_c = 0.9 \text{ mm}$ )

On constate que les efforts de forage augmentent avec l'angle de confinement suivant une loi qu'on peut considérer, en première approximation, comme linéaire suivant  $h_c \tan(\omega_{co})$ . Cela s'explique par le fait que lorsque le taillant est incliné vers l'avant, il faut exercer sur la roche un surcroît d'effort normal pour maintenir le taillant contre la roche qui, par frottement, induit un surcroît d'effort tangentiel.

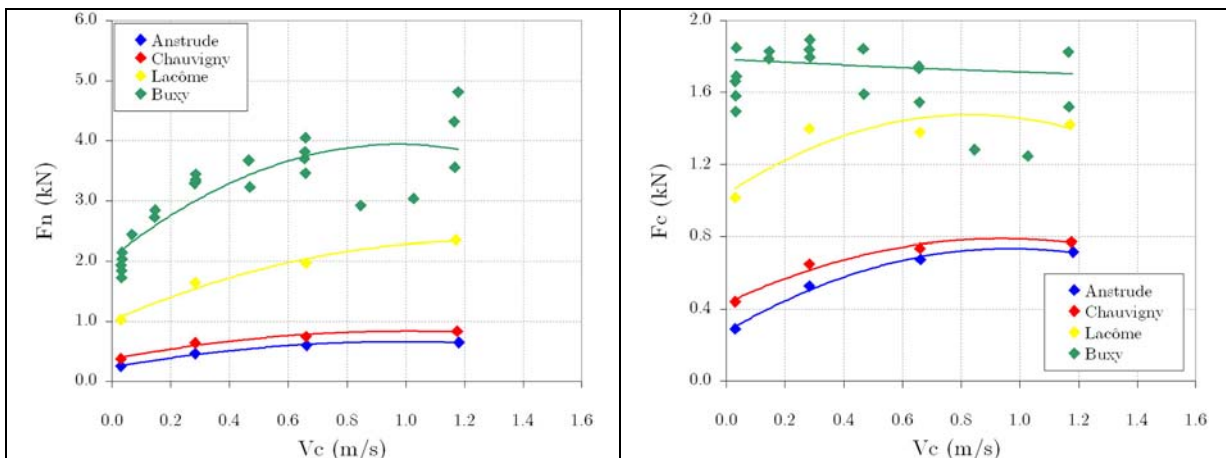
On observe aussi que l'augmentation des efforts de forage avec l'angle de confinement est plus marquée à vitesse de coupe élevée, et préférentiellement sur la composante normale. Cette observation s'étend assez bien à d'autres essais conduits dans le calcaire de Chauvigny à une profondeur de passe de

1.6 mm et dans le calcaire de Buxy à 0.1 mm et 0.2 mm, essais pour lesquels on dispose toutefois de moins de points expérimentaux. Ceci montre que le phénomène dynamique est aussi lié à l'angle de confinement.

Ce type d'évolutions des efforts de forage en fonction des angles de coupe n'a rien d'étonnant. On les retrouve explicitement dans des modèles existants (SELLAMI ET AL., 1989 ; DETOURNAY & DRESCHER, 1992 ; MENAND, 2001), ainsi que dans des données expérimentales (**Fig. 3.15**). Mais ces évolutions concernent généralement des angles physiques et non des angles apparents, comme  $\omega_{co}$ . C'est pourquoi, la régularité des courbes de la **Fig. 4.7** est un indice fort que la représentation du processus de coupe proposée par MENAND (2001) est pertinente. Bien que dans ce modèle de coupe représentant le processus de coupe moyen, la zone de roche broyée soit considérée comme inerte, elle joue en fait un rôle tampon entre le taillant et les débris roche et permet d'accommoder les variations temporelles de la surface de contact entre ces deux corps. Ces résultats montrent donc à la fois que l'angle de confinement a un impact significatif sur les efforts, mais que la forme du chanfrein joue un rôle secondaire.

#### 4.2.4. Un phénomène lié à la roche

On représente l'évolution des efforts de forage avec la vitesse de coupe pour des essais conduits dans les quatre roches testées, avec le taillant  $P_{eq}$ , à une profondeur de passe de 0.4 mm (**Fig. 4.8**).



*Fig. 4.8 : Efforts de forage en fonction de la vitesse de coupe (toutes roches,  $h_c = 0.4$  mm)*

En conformité avec les modèles de coupe existants, on constate que, quelle que soit la vitesse de coupe, les efforts de forage augmentent avec la résistance à la compression simple de la roche (Anstrude,  $R_c = 30$  MPa ; Chauvigny,  $R_c = 35$  MPa ; Lacôme,  $R_c = 60$  MPa ; Buxy,  $R_c = 100$  MPa). Deux points expérimentaux font toutefois exception. Ceci s'explique par le fait que les profondeurs de passe effectives correspondantes sont plus faibles que celles des autres points expérimentaux.

On observe aussi que la pente des courbes d'effort normal (**Fig. 4.8**, gauche) augmente avec cette résistance. Ceci indique que le phénomène dynamique est lié à la roche, probablement par sa résistance. Au § 3.3.4.2, on a cité l'étude de BESSELINK (2008) qui montre que la vitesse de coupe n'a pas d'effet significatif sur les efforts de forage. Les résultats de la **Fig. 4.8** montrent que l'absence d'effet dynamique significatif au cours de son étude s'explique, du moins en partie, par la très faible résistance à la compression simple de la roche testée par l'auteur (grès de Castlegate,  $R_c = 15$  MPa).

RICHARD ET AL. (1998) montrent que, sous des conditions de coupe particulières, l'énergie spécifique et la résistance à la compression simple de la roche sont égales (§ 3.3.1.4). On cherche à estimer la portée

de ces résultats en représentant l'évolution de l'énergie spécifique en fonction de la résistance à la compression simple, pour des essais conduits avec le taillant  $P_{eq}$ , à différentes profondeurs de passe et vitesses de coupe (**Fig. 4.9**). Les essais à 0.66 m/s et 1.18 m/s donnent des résultats similaires.

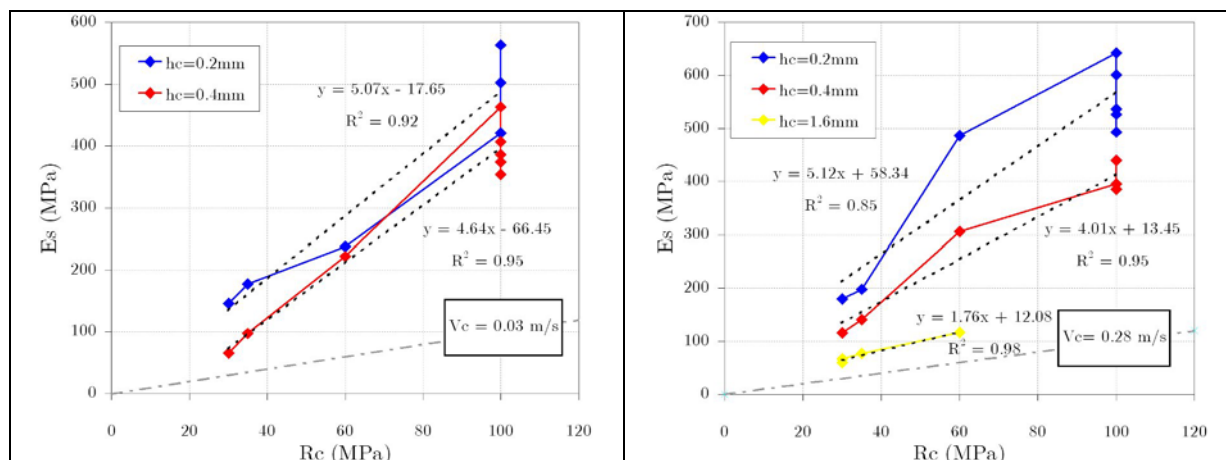


Fig. 4.9 : Energie spécifique en fonction de la résistance à la compression simple

Compte tenu des incertitudes sur l'énergie spécifique (§ 4.1.4), on peut conclure que les énergies spécifiques calculées sont sensiblement supérieures aux résistances à la compression simple, sur l'ensemble des conditions opératoires testées en termes de roches, de vitesses de coupe et de profondeurs de passe (la bissectrice du graphe est indiquée en pointillés gris). En outre, cet écart est accentué par le fait que la résistance à la compression caractérise la roche à la limite de la rupture, alors que l'énergie spécifique caractérise un processus mécanique moyen (§ 3.3.1.4).

Les résultats précédents concernent le taillant  $P_{eq}$ , qui est chanfreiné, contrairement aux taillants utilisés par RICHARD ET AL. (1998) (§ 3.3.1.4). Or, comme il a été montré par d'autres auteurs (§ 3.3.2.3), l'énergie spécifique dépend fortement des angles de coupe. Nos essais le confirment. Les niveaux d'énergie spécifique obtenus lors des essais conduits avec le taillant non chanfreiné  $P_7$ , dans les calcaires d'Anstrude et de Chauvigny, entre 0.2 et 1.6 mm de profondeur de passe sont plus faibles que dans le cas du taillant  $P_{eq}$ . Cependant, ils restent supérieurs à la résistance à la compression simple puisque pour le calcaire d'Anstrude ( $R_c = 30$  MPa), l'énergie spécifique est comprise entre 40 et 85 MPa et pour le calcaire de Chauvigny ( $R_c = 35$  MPa), l'énergie spécifique est comprise entre 60 et 140 MPa.

De manière plus générale, nos résultats indiquent que l'énergie spécifique tend vers la résistance à la compression simple lorsque la surface du chanfrein diminue, la vitesse de coupe diminue et la profondeur de passe augmente. Ce dernier point est compatible avec l'idée qu'à profondeur de passe élevée, on génère des macro-copeaux et que l'analogie entre l'expérience de coupe et l'expérience de compression simple soit d'autant plus justifiée.

Le cadre dans lequel l'équivalence énergie spécifique-résistance à la compression simple est valable est donc très restreint, comme souligné d'ailleurs par RICHARD ET AL. (1998) eux-mêmes. Nos résultats permettent de préciser que ce cadre se limite aux essais réalisés à très faible vitesse de coupe (quelques millimètres par seconde), avec des taillants non chanfreinés et, par conséquent, non usés, ainsi qu'aux profondeurs de passe suffisantes pour générer des copeaux macroscopiques.

A ce stade de notre travail, on a caractérisé le phénomène dynamique en montrant : qu'il se produit en l'absence de vibrations aptes à modifier la trajectoire du taillant ; qu'il est lié à la profondeur de passe, à l'angle de confinement ainsi qu'à la roche et qu'il se manifeste de manière systématique sur l'ensemble des essais. La conjonction de ces dépendances permet de conclure que le phénomène dynamique est

intrinsèque au processus de coupe et on cherche maintenant à identifier les mécanismes physiques qui en sont responsables.

### 4.3. Indices de la présence systématique d'une zone morte

#### 4.3.1. Cas du taillant non chanfreiné

Les essais conduits avec des taillants chanfreinés ont révélé la présence régulière d'une zone de roche broyée compactée sur le chanfrein (**Fig. 3.8**) permettant d'expliquer la linéarité de la relation entre les efforts de forage et la profondeur de passe, en particulier aux faibles profondeurs de passe (§ 4.2.2). Afin de comprendre comment ce phénomène est lié à la présence d'un chanfrein, on étudie le comportement du taillant non chanfreiné  $P_7$ . On présente sur la **Fig. 4.10**, l'évolution des efforts de forage avec la profondeur de passe pour des essais conduits dans le calcaire de Chauvigny, à différentes vitesses de coupe.

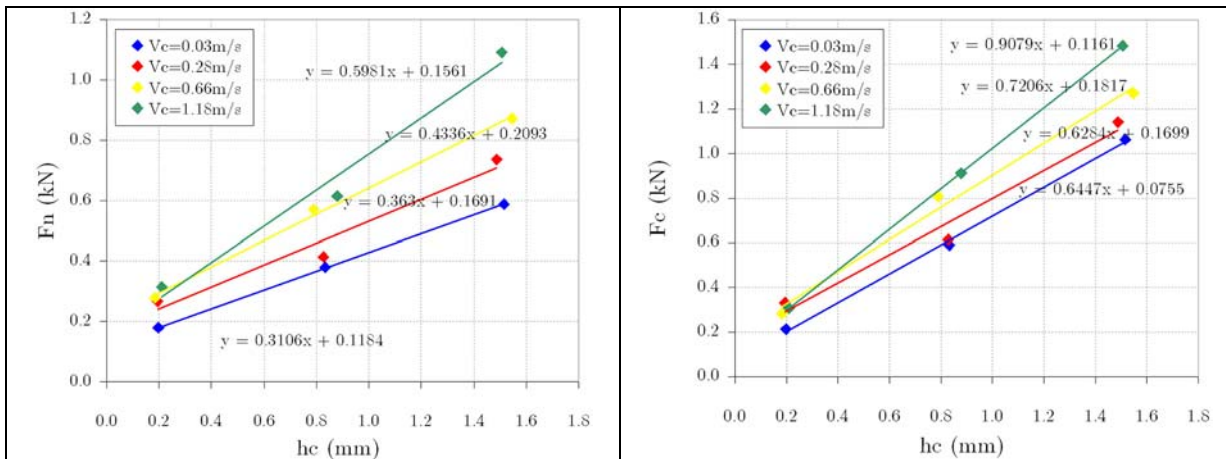


Fig. 4.10 : Efforts de forage en fonction de la profondeur de passe (calcaire de Chauvigny,  $P_7$ )

On constate tout d'abord que les efforts de forage augmentent linéairement avec la profondeur de passe et que la pente de ces droites augmentent avec la vitesse de coupe. Cela montre que le phénomène dynamique n'est pas nécessairement lié à la présence d'un chanfrein.

Cependant, les équations des droites de tendance montrent que l'ordonnée à l'origine de l'effort normal vaut en moyenne 20 % de la valeur maximale atteinte sur la plage de vitesses et 10 % dans le cas de l'effort tangentiel. Ces valeurs sont supérieures à l'incertitude, en particulier pour l'effort normal. Ce résultat contredit l'idée classique selon laquelle les efforts de forage sont proportionnels à la section de coupe. En outre, il s'étend à une série d'essais conduits dans la même roche, dans le chanfrein du taillant  $P_{20}$  (dont la hauteur vaut 0.42 mm) et à différentes vitesses de coupe ainsi qu'à une série d'essais dans le calcaire d'Anstrude avec le taillant  $P_7$ , à différentes vitesses de coupe. L'observation de l'évolution de l'angle du vecteur force ( $\text{atan}(F_n / F_c)$ ) suivant la vitesse de coupe, à différentes profondeurs de passe, révèle encore mieux ce phénomène (**Fig. 4.11**).

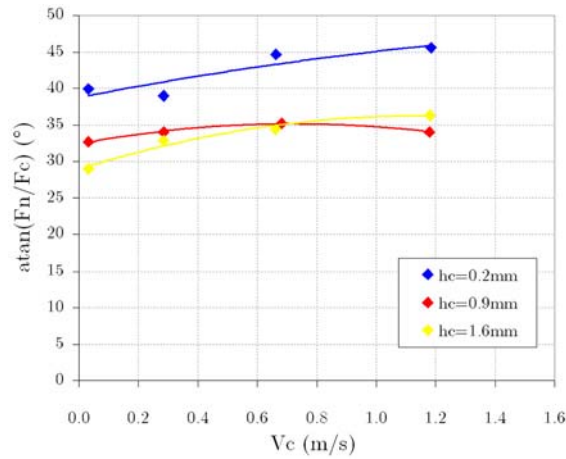


Fig. 4.11 : Angle du vecteur force en fonction de la vitesse de coupe (calcaire de Chauvigny,  $P_7$ )

En effet, quelle que soit la vitesse de coupe, on constate que cet angle vaut 30-35° aux profondeurs de passe élevées alors qu'il vaut 40-45° à 0.2 mm de profondeur de passe. Le vecteur force a donc tendance à se redresser aux faibles profondeurs de passe. Etrangement, on observe ce même phénomène pour les essais conduits avec le taillant chanfreiné  $P_{eq}$  (Fig. 4.15, Chauvigny).

Etant donné que, dans le cas du taillant  $P_7$ , les courbes représentant les efforts de forage suivant la profondeur ont une ordonnée à l'origine non nulle, cela implique que l'énergie spécifique  $E$  et la résistance au forage  $S$  (qui sont obtenues en divisant les efforts par la profondeur de passe), suivent une loi quasi hyperbolique suivant la profondeur de passe. La Fig. 4.12 illustre ce phénomène pour des essais conduits dans deux roches différentes, avec le taillant  $P_7$ , à différentes vitesses de coupe et différentes profondeurs de passe.

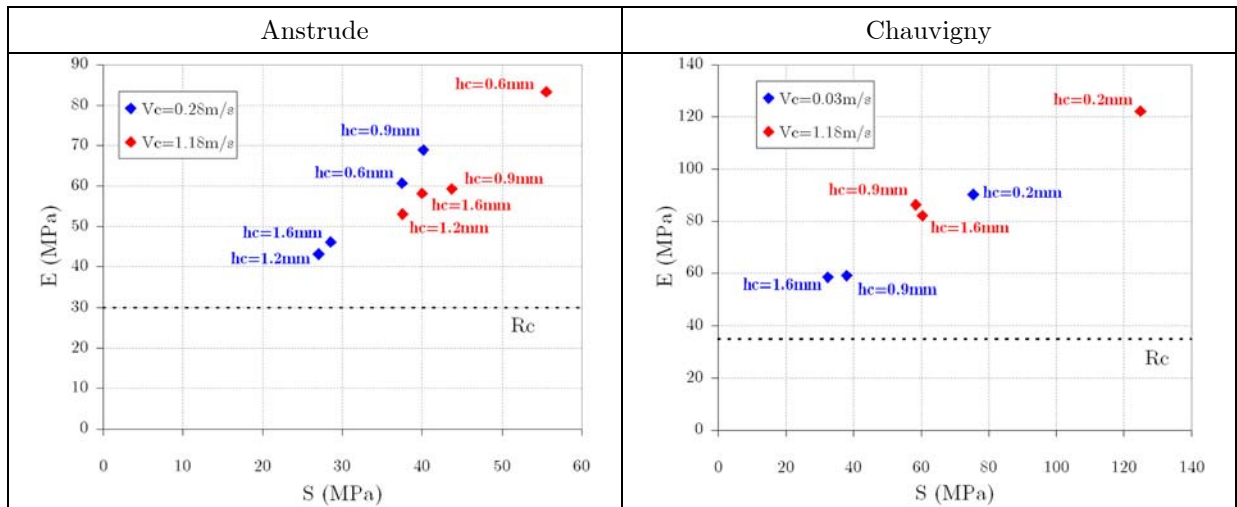


Fig. 4.12 : Trajets en profondeur de passe dans le diagramme E-S ( $P_7$ )

On constate que l'énergie spécifique ainsi que la résistance au forage diminuent significativement avec la profondeur de passe. C'est particulièrement clair avec le calcaire de Chauvigny pour lequel on fait varier la profondeur de passe de 1.6 mm à 0.2 mm, l'énergie spécifique étant multipliée par 1.5 et la résistance au forage par 2. C'est moins clair pour le calcaire d'Anstrude car les profondeurs de passe testées sont assez élevées. Par conséquent, les points expérimentaux sont assez groupés.

Le résultat important qui ressort des deux graphes précédents est que les variations de niveaux énergétiques observées avec ce taillant non chanfreiné  $P_7$ , sont comparables à celles obtenues dans les différentes roches avec le taillant chanfreiné  $P_{eq}$ . SELAMI (1987) a émis l'hypothèse qu'un taillant non chanfreiné puisse présenter une petite surface d'usure rendant son comportement similaire à celui d'un

taillant usé. Cette hypothèse a été confirmée expérimentalement par DETOURNAY & DEFOURNY (1992) qui montrent une évolution de l'énergie spécifique avec la profondeur de passe similaire à celle de la figure précédente.

Supposons donc que le taillant  $P_7$  présente un micro-méplat (invisible à l'œil nu dans nos essais). Ce méplat doit alors être responsable d'une variation d'environ  $10^\circ$  de l'angle du vecteur force lorsque l'on fait varier la profondeur de passe de 0.2 mm à 1.6 mm dans le calcaire de Chauvigny (**Fig. 4.11**). Dans notre cas, le chanfrein du taillant  $P_{eq}$  mesure 0.6 mm et sa projection sur le fond de saignée mesure 0.58 mm. Or, pour ce taillant, la variation de l'angle du vecteur force lorsque l'on fait varier la profondeur de passe de 0.2 mm à 1.6 mm vaut, à toutes les vitesses de coupe, environ  $10^\circ$  (**Fig. 4.15**). Selon nous, il est improbable qu'un micro-méplat d'usure dans un taillant non chanfreiné soit la cause d'effets similaires à ceux observés avec un taillant présentant un chanfrein important.

On aboutit donc à la conclusion qu'il se produit au voisinage de l'arête de coupe du taillant  $P_7$  un phénomène similaire à celui qui se produit sur les taillants chanfreinés, à savoir, la constitution d'une zone de roche broyée compactée, solidaire du taillant et qui entre en interaction avec les débris de coupe en avant du taillant ainsi qu'avec le fond de saignée. On appelle "méplat artificiel", l'interface qui délimite cette zone de roche broyée et le fond de saignée.

Cette conclusion n'a pas été validée phénoménologiquement. Cependant, on a vu que nombre d'auteurs rendent compte de la présence de roche broyée au voisinage de l'arête de coupe (§ 3.2), y compris dans le pôle fragile. La réelle nouveauté ne porte donc, en fait, que sur la généralisation de l'existence de cette zone à des conditions de coupe relatives aux taillants non chanfreinés, conditions considérées habituellement comme idéales.

Le redressement du vecteur force à faible profondeur de passe indique que les interactions mécaniques entre cette zone et son environnement se concentrent vraisemblablement sur une interface horizontale, apte à générer préférentiellement un surplus d'effort normal. En ce sens, l'interface entre la zone broyée et le fond de saignée joue vraisemblablement un rôle fondamental, déjà identifié par le passé par MENAND (2001) (**Fig. 4.6**). On propose de donner à cette interface le nom de méplat artificiel pour la raison présentée ci-après.

### 4.3.2. L'équivalence chanfrein-méplat

Tout d'abord, on présente l'évolution de l'orientation du vecteur force avec l'angle de confinement pour les essais conduits dans le calcaire de Chauvigny à une profondeur de passe de 0.9 mm (**Fig. 4.13**).

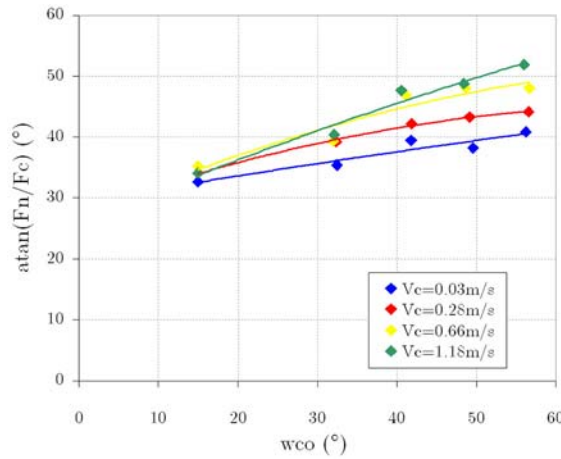


Fig. 4.13 : Angle du vecteur force en fonction de l'angle de confinement (Chauvigny,  $h_c = 0.9$  mm)

Quelle que soit la vitesse de coupe, on observe que l'angle du vecteur force augmente de manière quasiment linéaire avec l'angle de confinement. Cette similitude entre les comportements de ces taillants de formes différentes, renforce l'idée selon laquelle l'angle de confinement peut être vu comme un angle de coupe équivalent. Cette conclusion s'étend aux essais conduits dans la même roche à 1.6 mm de profondeur de passe. Ces mêmes essais sont maintenant représentés dans le diagramme E-S (Fig. 4.14), le sens des angles de confinement croissants étant indiqué.

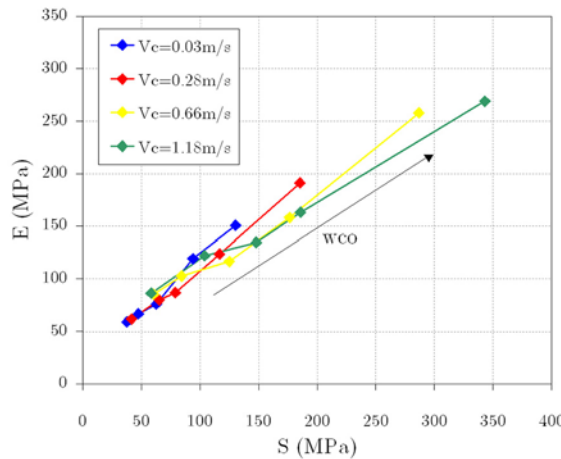


Fig. 4.14 : Trajets en angle de confinement dans le diagramme E-S (Chauvigny,  $h_c = 0.9$  mm)

A toutes les vitesses de coupe, on observe que le trajet en angle de confinement des points expérimentaux suit une courbe quasi linéaire. Pour chaque courbe, l'angle de confinement minimum vaut  $15^\circ$  (taillant  $P_7$ ) et l'angle de confinement maximal vaut  $56^\circ$  (taillant  $P_{36}$ ). Les courbes à 1.6 mm de profondeur de passe ont la même allure.

Ces droites semblent confirmer l'hypothèse émise au § 4.2.3 selon laquelle la forme de coupe n'a qu'une influence mineure sur les efforts de forage et par conséquent sur  $E$  et  $S$ . Hormis le taillant non chanfreiné, tous les autres taillants ont un chanfrein d'une épaisseur de 0.6 mm. Considérons un nouveau taillant présentant un angle de coupe de  $15^\circ$  et un méplat d'usure de 0.6 mm. A 0.9 mm de profondeur de passe, un tel taillant a un angle de confinement de  $43^\circ$ .

DAGRAIN (2006) montre que l'interaction entre le méplat de taillants usés et le fond de saignée est contrôlée par la présence d'un troisième corps constitué de roche broyée (Fig. 3.30). Il met en évidence le fait que les forces de contact résultant de cette interaction sont caractéristiques d'une interaction roche-roche, ceci étant corroboré par la présence de roche broyée compactée sous le méplat, en particulier, dans le cas des roches carbonatées.



Ceci laisse penser que la différence entre un taillant chanfreiné et un taillant usé se réduit à une différence de forme, la nature du contact avec le fond de saignée étant similaire. La forme du chanfrein n'ayant qu'une influence mineure sur  $E$  et  $S$ , on avance donc l'idée suivante : à tout taillant chanfreiné, on peut associer un taillant usé équivalent, celui dont l'angle de confinement est identique. Le point du diagramme E-S représentatif du taillant usé mentionné plus haut devrait donc se situer à l'intérieur de chacun des segments de droite précédents (**Fig. 4.14**). Cette hypothèse a besoin d'être validée par l'expérience mais justifie, par anticipation, l'appellation de méplat artificiel d'un taillant chanfreiné (§ **4.3.1**).

Notons que si l'on souhaite vérifier expérimentalement cette hypothèse, on peut se contenter de tester n'importe quel taillant usé pourvu qu'il soit constitué du même matériau. En effet, DETOURNAY & DEFOURNY (1992) ont montré que, dans le diagramme E-S, les points expérimentaux correspondants à des taillants de niveaux d'usure différents s'alignent suivant une droite ("friction line") dont le point d'énergie minimale est le taillant non chanfreiné. Cette hypothèse sera donc invalidée si et seulement si le point correspondant à ce taillant ne s'aligne pas sur les segments de droite de la **Fig. 4.14**.

L'observation des efforts de forage ne donne pas les informations suffisantes pour estimer le volume de la zone morte et l'épaisseur correspondante du méplat artificiel. Dans le cas des taillants chanfreinés, il est probable que ce volume est du même ordre que le volume délimité par le chanfrein et le fond de saignée. Dans le cas du taillant non chanfreiné, il est certainement plus petit sinon des efforts semblables seraient observés. Dans tous les cas, ce volume a vraisemblablement une valeur minimale non nulle permettant d'expliquer l'ordonnée à l'origine des courbes d'efforts suivant la profondeur de passe. Autrement dit, même aux très faibles profondeurs de passe où l'abattage se déroule suivant un mode abrasif, la zone morte reste constituée et continue de générer des efforts significatifs même si le confinement est alors vraisemblablement plus faible qu'en mode coupe.

## 4.4. Action dynamique du méplat artificiel

Tant qu'elle ne sera pas vérifiée par d'autres moyens que l'observation des efforts de forage, l'hypothèse de l'existence d'une zone morte généralisée ne sera pas validée. Sous cette hypothèse, on peut considérer que son existence est fondamentalement liée à un problème d'écoulement de roche broyée. C'est en ce sens que l'on considère que son comportement mécanique est susceptible d'expliquer l'occurrence d'un phénomène dynamique généralisé (§ **4.2**).

### 4.4.1. Influence de la vitesse de coupe sur l'orientation du vecteur force

On présente l'évolution de l'orientation du vecteur force en fonction de la vitesse de coupe pour des essais conduits avec le taillant  $P_{eq}$ , dans les quatre roches testées et à différentes profondeurs de passe (**Fig. 4.15**).

On constate que lorsque la vitesse de coupe tend vers zéro, l'angle du vecteur force tend vers une valeur comprise entre  $35^\circ$  et  $50^\circ$  pour l'ensemble des roches et des profondeurs de passe. Avec le taillant  $P_{eq}$ , l'ensemble de ces essais couvre une plage d'angle de confinement de  $15^\circ$  à  $75^\circ$ . Ces résultats sont donc conformes à ceux observés par COUDYZER & RICHARD (2005) pour des taillants non chanfreinés dont les angles de coupe varient dans la même plage et sont entraînés à une vitesse faible de 4 mm/s (**Fig. 3.34**).

Mais l'information cruciale qu'apporte la **Fig. 4.15** est la suivante : toutes les courbes ont une tendance plutôt croissante ce qui, ajouté au fait que  $F_n$  et  $F_c$  augmentent quasiment systématiquement avec la

vitesse de coupe, confirme que le phénomène dynamique agit préférentiellement sur l'effort normal. Cette observation s'étend aux essais conduits avec les autres taillants. Ces derniers étant, de manière générale, faiblement inclinés vers l'avant, un phénomène dynamique agissant au devant du taillant aurait tendance à affecter préférentiellement l'effort tangentiel ou du moins, de manière équivalente les deux composantes. C'est pourquoi, on associe ce phénomène dynamique au méplat artificiel identifié précédemment (§ 4.3.1).

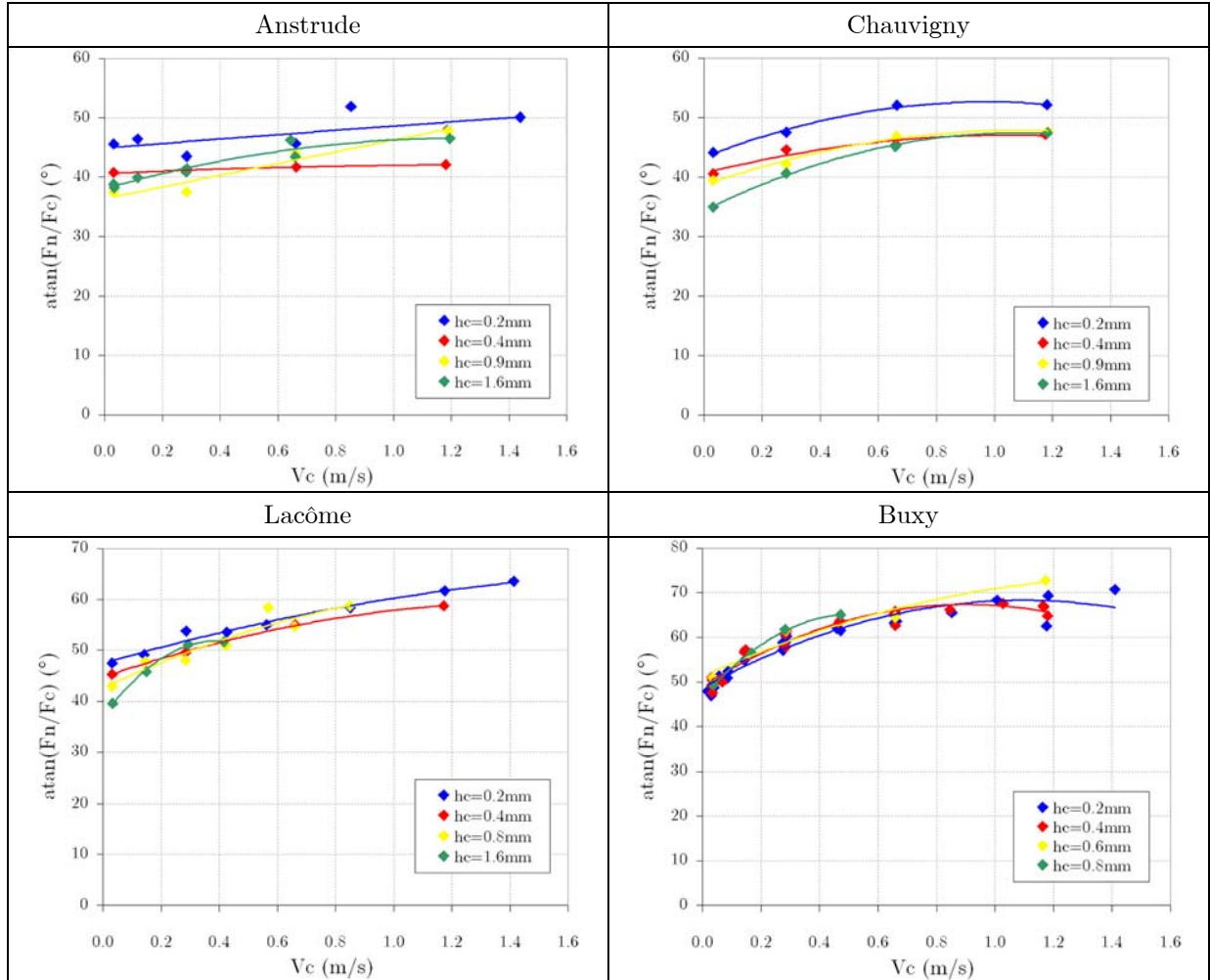


Fig. 4.15 : Angle du vecteur force en fonction de la vitesse de coupe (toutes roches,  $P_{eq}$ )

#### 4.4.2. Dynamique des écoulements granulaires denses

La zone morte étant constituée de roche broyée, compactée sur la face du taillant et emmenée avec lui dans son mouvement, l'interface mécanique que constitue le méplat artificiel est vraisemblablement le siège de contraintes cisailantes importantes. Au sein de cette interface, la vitesse de cisaillement varie comme la vitesse de coupe, soit, d'un facteur 40, de 0.03 m/s à 1.18 m/s.

On propose un mécanisme physique, issu du domaine de la dynamique des écoulements granulaires denses, qui permet d'expliquer qualitativement l'évolution des efforts de forage avec la vitesse. A défaut d'aboutir à une modélisation théorique du phénomène dynamique, cette approche par analogie permet d'établir un formalisme mathématique qui sera mis à profit au chapitre suivant au cours de la construction d'un modèle élémentaire de coupe semi-empirique.

La physique des milieux granulaires est une discipline extrêmement vaste et complexe et il n'est question ici que de l'effleurer en présentant les résultats d'une expérience originale proposée par (HARTLEY & BEHRINGER, 2003), qui contient des analogies intéressantes avec ce qui se produit au voisinage de l'arête de coupe des taillants PDC. On la décrit ci-dessous avec la conviction que cette expérience peut constituer la base de futures recherches dans le domaine de l'influence de la vitesse sur le processus de coupe des roches par des taillants PDC non chanfreinés, chanfreinés ou usés.

L'expérience repose sur l'utilisation d'un dispositif 2D de Couette constitué d'un rotor (interne) et d'un stator (externe) (**Fig. 4.16**, schéma). L'espace annulaire est rempli d'un réseau de particules photo-élastiques (disques de diamètre 0.7-0.9 cm et d'épaisseur 6 mm). Il est contenu verticalement par deux plateaux lisses, conçus pour induire très peu de frottement et radialement, par les parois cylindriques verticales de l'espace annulaire, dont la rugosité est élevée de façon à générer un cisaillement horizontal.

Un matériau photo-élastique devient biréfringent lorsqu'il est soumis à un champ de contrainte-déformation. Ainsi, la mesure des forces de contact à l'intérieur du réseau de disques est obtenue à l'aide d'un système constitué d'une source de lumière, de deux polariseurs et d'une caméra. A chaque instant, on en déduit une "contrainte" moyenne,  $\sigma$ , homogène à une force par unité de longueur qu'on peut, avec une bonne approximation, considérée comme proportionnelle à la pression dans le réseau. La procédure de calcul de cette contrainte est décrite dans Behringer et al. (1999).

Les auteurs se sont intéressés à l'évolution de la contrainte moyenne,  $\sigma$ , en fonction de la vitesse de cisaillement,  $\Omega$ , variant dans la plage [ $1.9 \cdot 10^{-4}$  rad/s ;  $3.8 \cdot 10^{-1}$  rad/s]. Le rotor ayant un rayon de 13.8 cm, cela correspond à une plage de vitesses linéaires de cisaillement valant [ $26 \mu\text{m/s}$  ;  $5.2 \text{ cm/s}$ ]. Dans la **Fig. 4.16**, on présente les résultats de plusieurs expériences conduites pour différentes densités surfaciques de grains,  $\gamma$ . La densité surfacique de grains est définie comme la fraction de surface occupée par les grains. Dans la **Fig. 4.16**, elles sont exprimées relativement à une densité surfacique critique,  $\gamma_c$ , en dessous de laquelle la contrainte moyenne dans le réseau chute à zéro.

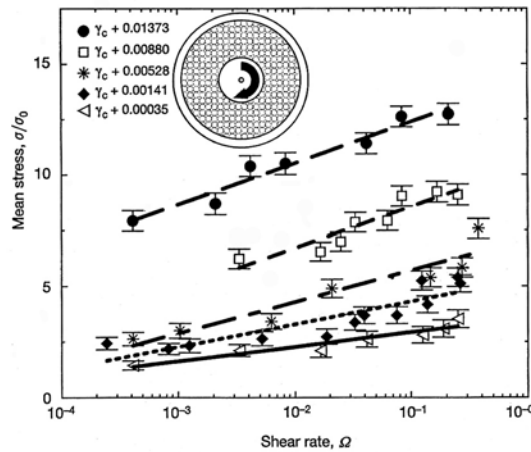


Fig. 4.16 : Relation contrainte-vitesse (HARTLEY & BEHRINGER, 2003)

On observe que la contrainte moyenne (normalisée par  $\sigma_0 = 4.11 \text{ N/m}$ ) augmente logarithmiquement avec la vitesse de cisaillement,  $\Omega$ , d'autant plus que la densité surfacique est élevée. Les auteurs attribuent cet effet au confinement dynamique du matériau granulaire, dû aux réarrangements 2D irréversibles du réseau de disques. Les matériaux granulaires présentent en effet cette propriété fondamentale, mise en évidence par Reynolds (1885), de se dilater sous l'effet d'une déformation imposée (EVESQUE, 2000).

On propose l'analogie suivante entre cette expérience et le mécanisme proposé au § 4.4.1 : dans les deux cas, il s'agit d'un matériau granulaire cisailé, qui, lorsqu'on augmente la vitesse de cisaillement,

présente une augmentation logarithmique de la contrainte moyenne dans la direction perpendiculaire à l'écoulement.

Toutefois, cette analogie est fortement limitée par la nature du matériau granulaire ; la géométrie des particules et celle du réseau ; l'hypothèse selon laquelle la roche broyée est non-cohésive bien que compactée ainsi que l'existence d'une précontrainte normale très importante dans le cas des essais de coupe. Là encore, des expériences supplémentaires seraient nécessaires pour confirmer les conclusions expérimentales de HARTLEY & BEHRINGER (2003), au cas spécifique des roches carbonatées testées dans la présente thèse.

Par conséquent, ces travaux constituent un premier pas théorique vers la compréhension des mécanismes qui régissent l'évolution des efforts de forage avec la vitesse de coupe. HARTLEY & BEHRINGER (2003) ont proposé un formalisme empirique rendant compte des évolutions qu'ils observent. Au chapitre suivant, les efforts de forage seront modélisés sur la base de ce formalisme, de même, de manière empirique.

## 4.5. Conclusion

La campagne d'essais a révélé la dépendance significative des efforts de forage à la vitesse de coupe. On attribue cette dépendance à l'occurrence d'un phénomène dynamique intrinsèque à la coupe et se produisant à des degrés divers, mais de manière systématique. Des arguments provenant de l'analyse bibliographique et de l'analyse des efforts moyens suggèrent l'existence d'une zone de roche broyée compactée au voisinage de l'arête de coupe. Le comportement mécanique de cette zone peut être mis en relation avec le phénomène dynamique par le fait que ce dernier se manifeste préférentiellement sur la composante normale de l'effort de forage. En supposant que la zone de roche broyée compactée est inerte, on attribue au méplat artificiel qu'elle forme avec le fond de saignée l'ensemble des manifestations dynamiques de cette étude. Dans le même temps, on propose une piste de recherche dans le domaine de la dynamique des milieux granulaires denses permettant d'entrevoir une modélisation théorique de ces phénomènes. Considérer la zone de roche broyée comme inerte est une hypothèse forte destinée à simplifier la modélisation proposée dans le chapitre suivant.

L'objectif principal de cette modélisation, de type semi-empirique, est de reproduire au mieux les variations des efforts de forage observées au cours de cette campagne d'essais élémentaires de coupe puis d'expliquer le comportement mécanique des outils de forage mis en évidence au **Chapitre 2**. Car, la variation préférentielle de l'effort normal avec la vitesse de coupe mis en évidence au cours de ce chapitre laisse entrevoir une explication au fait que le couple à l'outil (lié à la composante tangentielle des efforts élémentaires) dépende de la vitesse de rotation alors que le poids sur l'outil (lié à leur composante normale) reste constant. On montre, cependant, que la croissance systématique de la fonction  $\text{atan}(F_n / F_c) = f(V_c)$  n'est pas une condition suffisante pour expliquer les résultats obtenus sur le banc de forage (**annexe B.3**).

Une telle modélisation est rendue possible par l'une des caractéristiques les plus étonnantes de toute cette étude qui est la suivante : le problème mécanique étudié présente une grande complexité, que ce soit en termes de corps en présence (corps solides, corps granulaire) ou en termes d'interactions (fractures en cisaillement, abrasion, compactage, écoulements simples ou confinés et mécanismes de frottements associés). Pourtant, cette complexité est balancée par ce que l'on pense être un mécanisme physique filtrant, qui préserve la linéarité des efforts de forage avec la profondeur de passe et qui, plus généralement, conduit à une évolution régulière des efforts moyens suivant les différents paramètres opératoires : la présence de roche broyée à l'interface entre le taillant, la roche en cours d'abattage et le fond de saignée.



## Chapitre 5.

# Modèle d'interaction taillant-roche

### 5.1. Présentation du modèle d'interaction taillant-roche

Le modèle élémentaire de coupe proposé dans ce chapitre permet de calculer les efforts de coupe moyens qui s'exercent sur un taillant PDC, la profondeur de passe et la vitesse de coupe étant données. Comme les modèles de coupe existants, il repose sur l'hypothèse fondamentale que le processus de coupe des roches, cyclique par nature, peut être ramené à un processus de coupe moyen interprétable : en cela, ce modèle est déterministe.

Comme on a montré que l'identification des paramètres physiques représentatifs de la coupe ne fait pas consensus (§ 3.2.3), on a opté pour la construction d'un modèle semi-empirique. La partie théorique consiste à définir la nature des corps en présence et les interactions élémentaires mises en jeu. La partie empirique consiste à quantifier ces interactions à l'aide de coefficients ajustés sur les données expérimentales.

On a vu que les efforts élémentaires de coupe dépendent significativement de la vitesse de coupe et on a mis en évidence certaines tendances expérimentales spécifiques qui nous ont permis de proposer un mécanisme physique responsable de l'effet dynamique observé (§ 4.4.2).

Cependant, avant de s'engager dans la voie de la construction d'un modèle élémentaire de coupe dynamique, on a testé un modèle de coupe statique, élaboré à partir des travaux de SELLAMI (1987), GERBAUD (1999), MENAND (2001) et GERBAUD ET AL. (2006). Afin de représenter les données expérimentales le plus précisément possible, on a choisi d'ajuster l'ensemble des paramètres physiques du modèle. Comme attendu, ce modèle s'est avéré imprécis. C'est la raison qui nous a poussé à développer un modèle de coupe dynamique.

### 5.1.1. Hypothèses principales

Hormis son contenu dynamique, le modèle dynamique de coupe proposé s'inspire fortement des travaux de SELLAMI (1987), GERBAUD (1999), MENAND (2001) et GERBAUD ET AL. (2006), et reprend une partie de leurs hypothèses. Le schéma de coupe est présenté sur la **Fig. 5.1** et les notations utilisées sont décrites dans le **Tab. 5.1**. La géométrie d'un taillant est décrite par son angle de coupe  $\omega_c$ , son angle de chanfrein  $\omega_{ch}$ , l'épaisseur de son chanfrein  $l_{ch}$  et la hauteur correspondante dans le plan de coupe  $h_{ch}$  (**Fig. 5.1**).

- La largeur des taillants étant grande devant la profondeur de passe, le modèle est construit sous l'hypothèse des déformations planes. Le problème mécanique est bi-dimensionnel.
- D'après SELLAMI ET AL. (1989), dans le processus de coupe, les contraintes in situ restent des contraintes intermédiaires et sont supposées ne pas avoir d'influence sur les efforts de coupe (§ 3.3.3.1).
- A ce stade, le modèle n'incorpore pas l'effet de la pression de boue.
- Trois corps sont en interaction : le taillant, supposé rigide et d'état de surface uniforme ; la zone de roche broyée, supposée rigide et solidaire du taillant ; la roche en cours d'abattage, dont les caractéristiques ne sont pas supposées connues.
- La zone broyée est schématisée suivant MENAND (2001). Elle constitue l'interface mécanique entre le futur copeau de roche et le taillant. Sa hauteur est égale à la profondeur de passe moyenne  $h_c$  et sa base est égale à  $h_c \tan \omega_{co}$ .
- La relation entre les efforts mesurés et la profondeur de passe étant linéaire, on suppose que la roche en cours d'abattage présente une résistance à l'avancement réduite à l'action d'une contrainte normale uniforme à l'interface avec la zone broyée  $\sigma_{stat}$ . Puisque l'on raisonne en termes d'efforts moyens, cette contrainte représente la contrainte normale moyenne de coupe et est une inconnue du problème. A cette interface, le mécanisme de frottement est de type frottement de Coulomb et l'angle de frottement correspondant est noté  $\phi_c$ .
- En s'appuyant sur les résultats numériques de SELLAMI (1987), obtenus dans un cadre élastoplastique, on considère que, dans un cadre statique, la contrainte sous le taillant est, en première approximation, égale à la contrainte devant le taillant,  $\sigma_{stat}$ .
- On suppose que le méplat artificiel s'identifie à l'interface zone broyée / fond de saignée. A vitesse de coupe nulle, cette interface est soumise à la contrainte  $\sigma_{stat}$ . A vitesse de coupe non nulle, la contrainte normale dynamique  $\sigma_{gran}$ , sur cette interface, est modélisée suivant la loi empirique présentée au § 4.4.2. Cette loi est issue de la dynamique des milieux granulaires cisailés et fait intervenir deux coefficients de calage  $A_{gran}$  et  $V_{gran}$ . Cette modélisation induisant la présence d'un troisième corps, on modélise le frottement sur cette interface par une loi inspirée de DAGRAIN (2006), reliant le coefficient de frottement  $\mu_{gran}$  à la contrainte normale  $\sigma_{gran}$ . On fait ainsi appel à l'hypothèse énoncée au § 4.3.1, selon laquelle l'interface zone broyée / fond de saignée est analogue à l'interface métal / roche du modèle DAGRAIN (2006). On suppose en outre que lorsque la vitesse de coupe tend vers zéro, le coefficient de frottement sur le méplat artificiel tend vers le coefficient de frottement sur la face d'attaque :  $\mu_{gran}(V_c = 0) = \tan \phi_c$ .
- Ce dimensionnement de la zone broyée et du méplat artificiel n'est pas compatible avec les résultats du paragraphe (§ 4.3.1) selon lesquels les courbes représentant les efforts en fonction de la profondeur de passe ont une ordonnée non nulle à l'origine. On introduit donc des efforts additionnels ( $F_n^0$  et  $F_c^0$ ), destinés à compenser, de manière empirique, cette insuffisance du modèle théorique. On interprète ces efforts à profondeur de passe nulle comme étant liés à l'arrachement de grains de roche au passage du taillant.

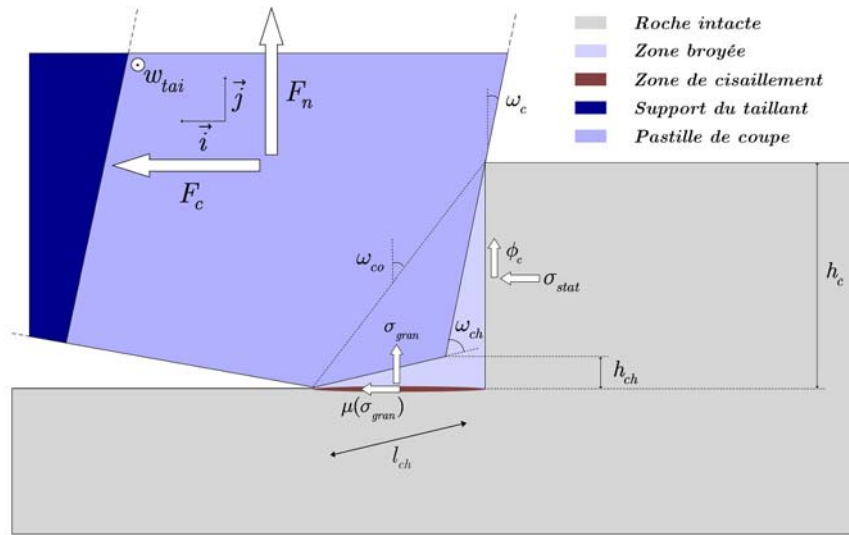


Fig. 5.1 : Schéma de coupe moyen

Notation	Unité	Description
GEOMETRIE		
$w_{tai}$	m	Largeur du taillant
$h_c$	m	Profondeur de passe
$l_{ch}$	m	Epaisseur du chanfrein
$h_{ch}$	m	Hauteur du chanfrein
$\omega_c$	rad	Angle de coupe
$\omega_{ch}$	rad	Angle de chanfrein
$\omega_{co}$	rad	Angle de confinement
ETAT DE CONTRAINTE AUX INTERFACES		
$\sigma_{stat}$	Pa	Contrainte normale moyenne de coupe
$\sigma_{gran}$	Pa	Contrainte normale due au cisaillement granulaire
$\phi_c$	rad	Angle de frottement de Coulomb sur la face d'attaque
$\mu_{gran}$	1	Coefficient de frottement sur le méplat artificiel
$f_c^0$	N	Effort tangentiel à $h_c = 0$ par unité de largeur de PDC
$f_n^0$	N	Effort normal à $h_c = 0$ par unité de largeur de PDC
PARAMETRES RHEOLOGIQUES DE L'INTERFACE ZONE BROYEE / SAIGNEE		
$A_{gran}$	1	Coefficient de variation de la composante dynamique de $\sigma_{gran}$
$V_{gran}$	m/s	Vitesse de coupe de calage de la composante dynamique de $\sigma_{gran}$
$\mu^+$	1	Valeur de $\mu_{gran}$ à $\sigma_{gran}$ nulle
$\mu^-$	1	Valeur de $\mu_{gran}$ à $\sigma_{gran}$ infinie
$K_\mu$	1/Pa	Coefficient de variation de $\mu_{gran}$

Tab. 5.1 : Paramètres du modèle à 3 corps



### 5.1.2. Mise en équation

La zone broyée étant supposée rigide, les efforts  $F_n$  et  $F_c$  désignent les composantes normale et tangentielle de l'effort exercé sur le système "taillant + roche broyée" par la roche intacte (**Fig. 5.1**).

A l'interface zone broyée / roche, s'exercent de manière uniforme une contrainte normale  $\sigma_{stat}$  et une contrainte tangentielle  $\sigma_{stat} \tan \phi_c$ . Les efforts projetés correspondants,  $F_c^c$  et  $F_n^c$ , sont donnés par :

$$\begin{cases} F_c^c = \sigma_{stat} w_{tai} h_c \\ F_n^c = \sigma_{stat} w_{tai} h_c \tan \phi_c \end{cases} \quad (\text{Eq. 5.1})$$

A l'interface zone broyée / fond de saignée, autrement dit sur le méplat artificiel, s'exercent, de manière uniforme, une contrainte normale  $\sigma_{gran}$  et une contrainte tangentielle  $\sigma_{gran} \cdot \mu_{gran}$ . Les efforts projetés correspondants,  $F_c^b$  et  $F_n^b$ , sont donnés par :

$$\begin{cases} F_c^b = \mu_{gran} \sigma_{gran} w_{tai} h_c \tan \omega_{co} \\ F_n^b = \sigma_{gran} w_{tai} h_c \tan \omega_{co} \end{cases} \quad (\text{Eq. 5.2})$$

Le calcul de l'angle de confinement (§ 4.2.3) dépend de la valeur de la profondeur de passe :

$$\begin{cases} si h_c > h_{ch}, h_c \tan \omega_{co} = h_c \tan \omega_c + h_{ch} (\tan(\omega_c + \omega_{ch}) - \tan(\omega_c)) \\ si h_c \leq h_{ch}, \omega_{co} = \omega_c + \omega_{ch} \end{cases} \quad (\text{Eq. 5.3})$$

On modélise le comportement du troisième corps, au niveau du méplat artificiel, à partir de deux modèles existants. Le premier de ces deux modèles donne accès à l'évolution de la contrainte granulaire  $\sigma_{gran}$  en fonction de la vitesse de coupe,  $V_c$ , suivant les travaux de HARTLEY & BEHRINGER (2003) présentés au § 4.4.2.

En outre, étant donné que les tendances expérimentales autres que les tendances en vitesse de coupe (§ 4.2) sont semblables aux tendances révélées par les modèles statiques existants, on suppose que la contrainte granulaire est proportionnelle à  $\sigma_{stat}$  et que ces deux quantités sont égales lorsque la vitesse de coupe tend vers 0.  $\sigma_{stat}$  est donc considérée comme une pré-contrainte statique :

$$\sigma_{gran} = \sigma_{stat} \cdot \left[ 1 + A_{gran} \cdot \log \left( 1 + V_c / V_{gran} \right) \right] \quad (\text{Eq. 5.4})$$

Le modèle de frottement sur le méplat artificiel est issu du modèle de comportement du troisième corps sur méplat d'usure de DAGRAIN (2006). Par ajustement de deux paramètres ( $\alpha$  et  $\beta$ ) sur des essais de coupe, l'auteur montre que la relation entre la contrainte normale limite ( $\sigma^*$ ) et le coefficient de frottement ( $\mu$ ) peut s'écrire (notations de l'auteur) :

$$\frac{\sigma^*(\mu) - R_t}{R_c - R_t} = \alpha e^{-\beta \mu} \quad (\text{Eq. 5.5})$$

Où  $R_c$  ( $>0$ ) désigne la résistance à la compression simple de la roche et  $R_t$  ( $<0$ ), sa résistance à la traction. Afin de rester cohérent avec l'empirisme du modèle développé, on doit se passer de la connaissance a priori de ces résistances. Par conséquent, la transposition de ce modèle de comportement sur un méplat d'usure à un modèle de comportement sur un méplat artificiel conduit à une relation à trois paramètres ajustés strictement positifs ( $\mu_0, \Sigma_1$  et  $\Sigma_2$ ), entre la contrainte granulaire ( $\sigma_{gran}$ ) et le frottement granulaire ( $\mu_{gran}$ ) sur le méplat artificiel. Cette relation s'écrit :

$$\mu_{gran} = \mu_0 \cdot \ln \frac{\Sigma_1}{\sigma_{gran} + \Sigma_2} \quad (\text{Eq. 5.6})$$

La forme mathématique (**Eq. 5.5**) a été proposée par DAGRAIN (2006), de manière empirique, par souci de simplicité. Dans le cas présent, elle n'est pas appropriée, puisque l'équation (**Eq. 5.6**) montre que  $\mu_{gran}$  peut être négatif si l'on augmente  $\sigma_{gran}$  de manière importante. Or, un de nos objectifs est justement d'aller dans ce sens, en extrapolant le modèle élémentaire de coupe sous pression de boue. On préfère donc utiliser la forme mathématique suivante, à trois paramètres ajustés ( $\mu^+$ ,  $\mu^-$  et  $K_\mu$ ):

$$\mu_{gran} = \mu_{gran}(\sigma_{gran}) = (\mu^+ - \mu^-)e^{-K_\mu \sigma_{gran}} + \mu^- \quad (\text{Eq. 5.7})$$

On suppose que le coefficient de frottement sur le méplat tend vers le coefficient de frottement sur la face d'attaque lorsque la vitesse de coupe tend vers zéro. Cette hypothèse a principalement pour but de réduire le nombre de coefficients d'ajustement et elle est justifiée par le fait qu'à vitesse de coupe presque nulle, la face d'attaque et le méplat artificiel jouent le même rôle vis-à-vis des efforts de frottement. Ainsi, avec  $\mu_{gran}(V_c = 0) = \tan\phi_c$ , l'équation précédente devient donc :

$$\mu^+ = (\tan\phi_c - \mu^-)e^{K_\mu \sigma_{stat}} + \mu^- \quad (\text{Eq. 5.8})$$

Par conséquent, seuls deux paramètres ajustés sont requis pour modéliser le frottement sur le méplat artificiel,  $\mu^-$  et  $K_\mu$ .

Dans le cadre de nos essais, les efforts à profondeur de passe nulle,  $F_c^0$  et  $F_n^0$ , sont supposés constants. Mais les taillants utilisés ayant une largeur constante ( $w_{tai} = 12$  mm), on doit émettre une hypothèse concernant l'évolution de ces efforts suivant la largeur de coupe. Par souci de simplicité, on suppose qu'ils sont proportionnels à la largeur de coupe et on leur associe deux efforts à profondeur de passe nulle par unité de largeur de PDC, notés  $f_n^0$  et  $f_c^0$ , supposés constants suivant l'ensemble des variables d'état du modèle, et définis par  $F_c^0 = w_{tai} f_c^0$  et  $F_n^0 = w_{tai} f_n^0$ .

Ainsi, les efforts complets s'écrivent :

$$\begin{cases} F_c = F_c^0 + F_c^c + F_c^b \\ F_n = F_n^0 + F_n^c + F_n^b \end{cases} \quad (\text{Eq. 5.9})$$

Comme, d'une part, la modélisation des efforts de coupe a pour but d'incorporer l'effet du paramètre mal connu qu'est la vitesse de coupe et que, d'autre part, on a mis en évidence, au **Chapitre 3**, la difficulté de quantifier tant le frottement que les paramètres de rupture, on a choisi d'ajuster l'ensemble des paramètres physiques du modèle, soit, huit coefficients :

$$\sigma_{stat}, \phi_c, A_{gran}, V_{gran}, \mu^-, K_\mu, F_n^0, F_c^0$$

## 5.2. Ajustement du modèle dynamique de coupe

### 5.2.1. Méthode d'ajustement

L'influence de la roche sur les efforts de coupe étant naturellement prépondérante, on propose un modèle ajusté pour chaque roche. En outre, au travers de l'analyse de l'évolution du rapport  $F_n / F_c$  notamment, on a montré que  $F_n$  et  $F_c$  sont influencés par la vitesse de coupe de manière différente (§ 4.4.1). Ces deux grandeurs étant mesurées par le capteur de force sur des voies indépendantes, on les ajuste séparément. Ainsi, dans le tableau suivant, apparaît le nombre de valeurs expérimentales utilisées pour l'ajustement du modèle dans chaque roche :

Ajustements du modèle à 3 corps			
Anstrude	Chauvigny	Lacôme	Buxy
154	128	56	224

Tab. 5.2 : Nombre de points expérimentaux ajustés par roche.

$F_n$  et  $F_c$  ont été ajustés suivant la méthode des moindres carrés. Dans un premier temps, ces ajustements ont été effectués automatiquement, à l'aide du logiciel de calcul scientifique Scilab. Ceci n'a permis de déterminer que des solutions optimisées intermédiaires puisque elles se sont avérées fortement dépendantes des conditions initiales de l'ajustement. On a donc, dans un second temps, procédé à un ajustement manuel des modèles pour chaque roche. Pour cela, on a limité les plages de variations de certains paramètres, de façon à respecter les tendances expérimentales décrites au § 4.2.

### 5.2.2. Résultats des ajustements

On visualise les résultats des ajustements dans le diagramme représentant les efforts théoriques ajustés en fonction des efforts mesurés (Fig. 5.2).

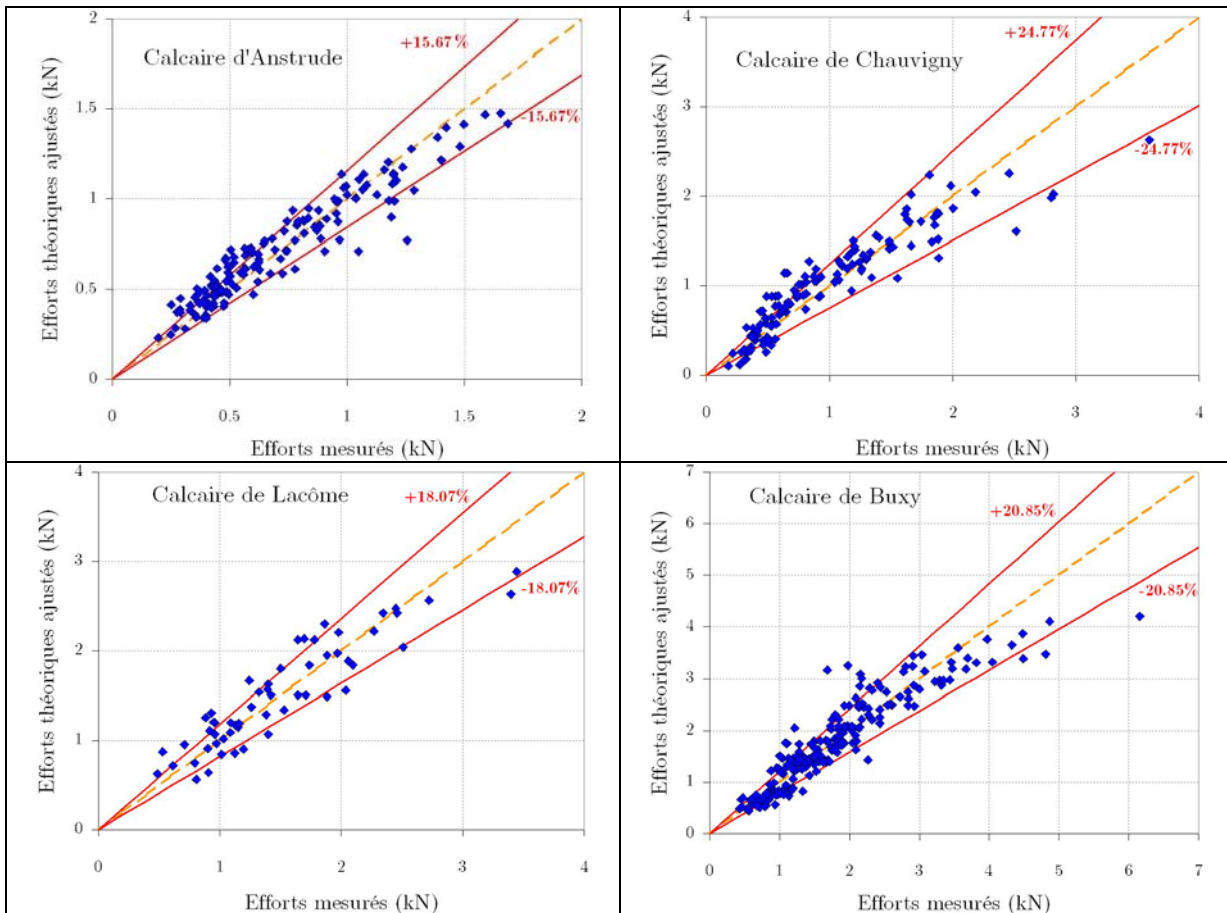


Fig. 5.2 : Efforts mesurés / efforts théoriques

Les points de ces diagrammes représentent  $F_n$  et  $F_c$ , pour l'ensemble des conditions opératoires testées. Le nombre de points sur chaque diagramme correspond donc aux valeurs indiquées dans le Tab. 5.2.

De part et d'autre de la bissectrice du diagramme, on représente deux droites d'erreur relative. La valeur annotée sur chacune de ces droites représente l'écart quadratique relatif moyen, défini par :

$$\langle F \rangle = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{2N} (F_i^{mes} - F_i^{theo})^2 / 2N}}{\sum_{i=1}^{2N} F_i^{mes} / 2N} \quad (\text{Eq. 5.10})$$

On constate que l'erreur théorique est de l'ordre de 20 %, ce qui peut être considéré comme satisfaisant dans le domaine de la coupe des roches, même dans les roches les plus homogènes (SELLAMI, 1987). La qualité des ajustements peut être mieux appréhendée en calculant la population effective de points expérimentaux compris entre les deux droites d'erreur exprimée en pourcentage de la population totale : 67.5 % (Anstrude) ; 70.3 % (Chauvigny) ; 60.7 % (Lacôme) ; 78.6 % (Buxy). Ainsi, on constate que les écarts quadratiques relatifs moyens assez élevés obtenus dans le calcaire de Buxy et le calcaire de Chauvigny sont compensés par une population relative significativement plus élevée que dans les autres roches.

On a cherché à repérer parmi les essais, ceux pour lesquels l'écart à la valeur mesurée est le plus grand. Il ne ressort aucune tendance claire permettant de dire que le modèle à 3 corps est moins bien résolu dans certaines conditions opératoires, en termes de profondeur de passe, de vitesse de coupe ou de taillant utilisés. A des fins d'extrapolation, ce modèle peut donc être utilisé avec la même confiance quels que soient les paramètres opératoires extrapolés.

### 5.2.3. Interprétation des résultats

Le modèle étant semi-empirique, on s'attend à ce que les coefficients soient représentatifs d'une certaine réalité physique. Les valeurs de ces coefficients ainsi que les écarts quadratiques relatifs moyens  $\langle F \rangle$  pour chaque roche sont fournis dans le **Tab. 5.3**.

	$R_c^{(\times)}$ (MPa)	$\phi^{(\times)}$ (°)	$\sigma_{stat}$ (MPa)	$x^{(+)}$ (1)	$\phi_c$ (°)	$A_{gran}$ (1)	$V_{gran}$ (m/s)	$K_\mu$ (1/MPa)	$\mu^-$ (1)	$F_n^{0(+)}$ (kN)	$F_c^{0(+)}$ (kN)	$\langle F \rangle$
<b>Anstrude</b>	30	35	38.8 (3.25%)	1.3	31.5 (0.85%)	14.10 (0.33%)	5.31 (0.24%)	0.0 (-)	0.61 (-)	0.00 (-)	0.09 (0.04%)	<b>15.67%</b>
<b>Chauvigny</b>	35	35	47.7 (2.73%)	1.4	31.3 (0.65%)	6.19 (0.46%)	0.97 (0.23%)	0.0 (-)	0.61 (-)	0.00 (-)	0.11 (0.02%)	<b>24.77%</b>
<b>Lacôme</b>	60	35	73.5 (2.52%)	1.2	24.8 (0.48%)	4.39 (0.80%)	0.41 (0.43%)	0.0 (-)	0.46 (-)	0.22 (0.07%)	0.21 (0.07%)	<b>18.07%</b>
<b>Buxy</b>	100	35	130.8 (1.86%)	1.3	43.1 (0.70%)	1.30 (0.40%)	0.05 (0.07%)	0.0057 (0.15%)	0.00 (-)	0.31 (0.05%)	0.28 (0.04%)	<b>20.85%</b>

(+)  $x = \sigma_{stat} / R_c$   
(\*) Les valeurs fournies correspondent à  $w_{tai} = 12$  mm  
(×) cf. **annexe B.1**

Tab. 5.3 : Coefficients d'ajustement par roche pour le modèle à 3 corps

Sous chaque valeur des coefficients d'ajustement, on a indiqué un pourcentage qui représente la sensibilité du modèle à ce coefficient. On mesure cette sensibilité à partir de l'effet d'une variation de  $\pm 10$  % de chaque coefficient sur la valeur de l'écart quadratique relatif moyen.

A titre d'exemple, dans le calcaire d'Anstrude, on fixe dans un premier temps  $\sigma_{stat} = 34.9$  MPa et l'on calcule l'écart quadratique relatif moyen qui devient  $\langle F \rangle^{-10\%} = \langle F \rangle + 3.25$  %. Puis, le même calcul est effectué pour 42.7 MPa. La valeur indiquée dans le tableau est celle qui réalise le maximum de

$\langle F \rangle^{-10\%}$  et de  $\langle F \rangle^{+10\%}$ . La valeur d'un paramètre très influent, comme  $\sigma_{stat}$  par exemple, peut être interprétée avec plus de confiance que celle d'un paramètre peu influent, comme  $F_c^0$ . Ainsi, si le modèle physique est bien décrit, l'incertitude sur le paramètre influent est plus faible.

En l'occurrence, le paramètre le plus influent est la contrainte moyenne de coupe  $\sigma_{stat}$ . On fournit les valeurs de la résistance à la compression simple  $R_c$  et du rapport  $x = \sigma_{stat} / R_c$ . Il est remarquable de noter que ce rapport est à peu près constant pour les quatre roches testées. On retrouve le lien qui unit la résistance à la coupe et la résistance à la compression simple (RICHARD ET AL., 1998). Cependant, on montre aussi que, de manière générale, l'énergie spécifique de coupe est très différente de la résistance à la compression simple, par le calcul suivant, portant sur l'énergie spécifique de coupe  $E_s = F_c / S_c$  :

$$E_s > E_s(V_c = 0; l_{ch} = 0) = \frac{F_c^0}{S_c} + \sigma_{stat} (1 + \tan\phi_c \tan\omega_c) > \sigma_{stat} \approx 1.3 \cdot R_c \quad (\text{Eq. 5.11})$$

La première inégalité peut être déduite des résultats expérimentaux présentés au § 4.3.2, selon lesquels l'énergie spécifique augmente à la fois avec la vitesse de coupe et la taille du chanfrein. L'égalité de l'équation précédente provient de l'écriture des efforts élémentaires (**Eq. 5.9**). On déduit la dernière inégalité du fait que tous les termes de l'égalité sont positifs. Ces résultats confirment les conclusions de l'étude bibliographique, selon lesquels la résistance à la compression simple est un indicateur de la résistance à la coupe mais n'est pas une mesure de l'énergie spécifique de coupe.

Comme la résistance à la compression simple, l'angle de frottement interne des roches peut varier sensiblement d'une campagne de mesure à l'autre, en fonction, par exemple, de la provenance de la roche (**annexe B.1**). D'après le **Tab. 5.3**, on constate alors que les valeurs ajustées des angles de frottement  $\phi_c$ , qui est pourtant un paramètre bien contraint, sont grossièrement égales à l'angle de frottement interne de la roche. Bien que ce résultat numérique ne fasse qu'accentuer la variabilité des angles de frottement sur la face d'attaque recensés dans la littérature (§ 3.4), il est cohérent avec la modélisation proposée. En effet, le modèle présuppose la présence systématique de roche broyée à l'interface entre le taillant et la roche en train d'être abattue. Cela favorise donc l'établissement de mécanismes de frottement de type roche/roche broyée sur la face d'attaque (et bien sûr sur le méplat artificiel). Or, dans ces circonstances, en se référant à DAGRAIN (2006), l'angle de frottement est censé se rapprocher de l'angle de frottement interne de la roche.

On ne peut pas commenter les valeurs ajustées des paramètres de l'interface zone broyée/saignée,  $A_{gran}$  et  $V_{gran}$ , car le mécanisme associé a été emprunté à un autre champ de la physique. En revanche, on constate qu'ils sont sensiblement monotones en fonction de la "dureté" de la roche, de sorte que la fonction  $A_{gran} \cdot \log(1 + V_c / V_{gran})$  est d'autant plus concave que la roche est dure. Le modèle ajusté est donc compatible avec ce qu'on observe sur la **Fig. 4.8**.

En outre, on constate que le paramètre ajusté  $K_\mu$  est nul pour les trois roches les plus tendres. En fait, on a contraint ce paramètre à être positif ou nul, du fait de l'absence de phénomènes explosifs dans le domaine de la coupe des roches. Dans ces trois roches, le frottement sur le méplat artificiel est de type frottement de Coulomb.

En revanche, dans le calcaire de Buxy,  $K_\mu > 0$  signifie que le coefficient de frottement sur le méplat artificiel diminue avec la vitesse de coupe. Ce paramètre permet ainsi de renforcer théoriquement l'observation expérimentale selon laquelle, pour certains essais de coupe, l'effort tangentiel diminue avec la vitesse de coupe (**Fig. 4.4**). Ce coefficient de frottement décroît jusqu'à sa valeur à l'infini  $\mu^-$ , qui est nulle (**Tab. 5.3**). Ainsi, dans le calcaire de Buxy, la contrainte normale sur le méplat artificiel augmente avec la vitesse de coupe et la contrainte tangentielle diminue à partir d'une certaine valeur de la vitesse de coupe (**Eq. 5.2**), phénomène qui s'apparente à de l'hydro-planning. Cependant, aucune mention n'est faite de l'occurrence d'un tel phénomène dans les expériences de HARTLEY & BEHRINGER

(2003), les auteurs ne présentant pas l'évolution du couple moteur suivant la vitesse de rotation des plateaux.

Enfin, en ce qui concerne les efforts à profondeur de passe nulle,  $F_c^0$  et  $F_n^0$ , on considère qu'ils sont associés à l'arrachement de grains de roche à profondeur de passe "nulle", cette notion de nullité restant floue dans le cas d'un matériau granulaire cohésif, comme une roche. Cependant, le modèle ajusté est peu sensible à ces paramètres (**Tab. 5.3**) et leur valeur, nécessairement positive ou nulle, reste faible, même dans les roches les plus dures, si bien que ces paramètres sont mal contraints. Remarquons que ces deux grandeurs représentent l'ordonnée à l'origine de courbe d'efforts suivant la profondeur de passe uniquement dans les cas où le taillant est aiguisé ou lorsque  $h_c < h_{ch}$ .

Au cours de cette section, on a présenté les résultats des ajustements et on a proposé une interprétation physique des paramètres du modèle, excepté  $A_{gran}$  et  $V_{gran}$ . Cependant, ces paramètres n'étant pas tous bien contraints, ce point de vue quantitatif est insuffisant. C'est pourquoi on étudie maintenant comment le modèle à 3 corps rend compte des tendances expérimentales détaillées au **Chapitre 4**.

### 5.3. Représentativité du modèle

Le modèle à 3 corps est construit de sorte que les efforts augmentent avec la dureté de la roche (celle-ci étant représentée par un unique paramètre  $\sigma_{stat}$ ), avec la profondeur de passe (sous l'hypothèse que  $\sigma_{stat}$  est uniforme sur la face d'attaque), avec l'angle de confinement (grâce à la géométrie triangulaire de la zone broyée) et de manière logarithmique avec la vitesse de coupe (par introduction d'un mécanisme physique allant dans ce sens). L'évolution générale des efforts de coupe en fonction des différents paramètres opératoires est donc bien résolue, par construction. On s'attache dans ce paragraphe à décrire comment sont résolues certaines tendances spécifiques, décrites au **Chapitre 4**.

#### 5.3.1. Dépendance à la vitesse de coupe

Il est impératif que le modèle ajusté rende bien compte des variations du rapport  $F_n / F_c$ , puisqu'à l'échelle d'un outil complet, celui-ci contrôle les variations du couple à l'outil. Sur la **Fig. 5.3**, on représente l'évolution de ce rapport en fonction de la vitesse de coupe, en considérant l'angle entre la résultante des efforts et le fond de la saignée, qui s'écrit  $atan(F_n / F_c)$ . On compare les valeurs théoriques et expérimentales de cet angle pour des essais conduits dans le calcaire de Buxy, avec le taillant  $P_{eq}$ , à différentes profondeurs de passe. Notons qu'à la différence des graphes du **Chapitre 4**, on relie dorénavant les points expérimentaux entre eux pour faciliter la lecture des résultats.

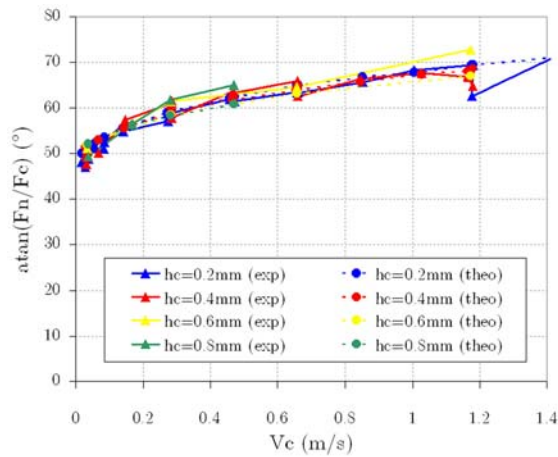


Fig. 5.3 : Angle du vecteur force en fonction de la vitesse de coupe (théo/expé, Buxy,  $P_{eq}$ )

On constate que les courbes théoriques ajustées se superposent aux courbes expérimentales, ce qui légitime le modèle à 3 corps. Ces résultats s'étendent aux essais de coupe conduits dans les trois autres roches.

### 5.3.2. Dépendance à l'angle de confinement

Etant donné le dimensionnement simpliste de la zone de roche broyée et du méplat artificiel (**Fig. 5.1**), on pourrait s'attendre à des différences significatives entre la théorie et l'expérience en ce qui concerne l'évolution de l'effort normal avec l'angle de confinement. A cette fin, on représente cette évolution pour des essais conduits dans le calcaire de Chauvigny, à une profondeur de passe de 0.9 mm et différentes vitesses de coupe (**Fig. 5.4**). Le calcaire de Chauvigny est, en effet, la seule roche où l'on a testé une variété de taillants afin de couvrir une large gamme d'angles de confinement.

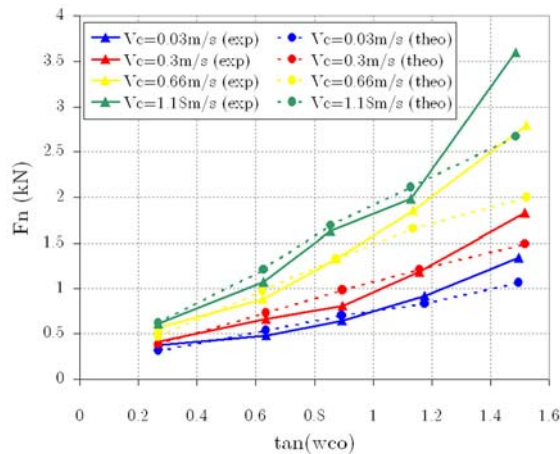


Fig. 5.4 : Effort normal en fonction l'angle de confinement (théo/expé, Chauvigny,  $h_c = 0.9$  mm)

On observe, en fait, que la dépendance à l'angle de confinement est particulièrement bien résolue par le modèle à 3 corps. On observe aussi clairement le fait que le phénomène dynamique est intimement lié à l'angle de confinement par le fait que la pente de ces courbes augmentent avec la vitesse de coupe.

Remarquons cependant que les courbes théoriques sont des droites alors que les courbes expérimentales augmentent plus vite que des droites. On sous-estime donc vraisemblablement l'épaisseur du méplat artificiel à mesure que l'angle de confinement augmente. Ceci corrobore l'idée que la forme attribuée à la zone broyée n'est pas réaliste. Toutefois, ces différences restent faibles au regard de l'excellente résolution de cette tendance expérimentale.

### 5.3.3. Discussion

L'analyse qualitative des tendances expérimentales est un outil important pour juger de la cohérence physique d'un modèle de coupe, une fois que celui-ci est ajusté. Le modèle à 3 corps a été sélectionné parmi plusieurs modèles testés combinant des mécanismes dynamiques tels :

- l'augmentation de la résistance à la compression simple avec la vitesse de déformation (par analogie avec la fragmentation dynamique des roches);
- l'augmentation linéaire de l'effort tangentiel avec la vitesse de coupe suite à la prise en compte des forces d'inertie dans une roche supposée élastique;
- la déformation visco-élasto-plastique de la roche dans la zone de refoulement;
- le frottement dynamique entre surfaces rugueuses (par analogie à DAGRAIN (2006) et au frottement radoucissant sur des plans de failles sismiques);
- l'évolution dynamique du champ de contraintes granulaires (par analogie à la dynamique des milieux granulaires cisailés).

Les deux premiers mécanismes présentent l'inconvénient de s'exercer principalement sur la face d'attaque et de ne pas rendre compte, pris isolément, de l'augmentation préférentielle de l'effort normal avec la vitesse de coupe (**Fig. 5.3**). On doit alors incorporer l'un des trois autres mécanismes, ce qui multiplie le nombre de coefficients d'ajustement et réduit la représentativité physique de la modélisation. Le troisième mécanisme ne peut pas non plus être pris isolément, puisque l'ajustement du modèle correspondant conduit à des longueurs de contact irréalistes ( $>1\text{cm}$ ). Or, on a vu (§ **3.4.2**) que les longueurs de contact au niveau de la zone de refoulement restent faibles ( $< 3\text{ mm}$ ). Le quatrième mécanisme n'est aussi envisageable que combiné à un autre puisqu'il conduit à une diminution de l'effort de frottement avec la vitesse de coupe. Par conséquent, quelle que soit la surface d'interaction sur laquelle on le modélise, il n'est pas apte à représenter l'augmentation des efforts de coupe avec la vitesse de coupe.

Le modèle à 3 corps est le seul, parmi les modèles testés qui rende compte, au moins partiellement, de l'ensemble des tendances observées. Lorsque la tendance n'est que partiellement résolue, on a montré que le modèle dispose de suffisamment de degrés de liberté pour améliorer la représentation de cette tendance. De telles modifications sont relatives au dimensionnement du modèle et non à son principe.

## 5.4. Utilisation et extension du modèle

### 5.4.1. Domaines d'application

Le modèle déterministe à 3 corps a été développé par ajustement sur des données d'essais élémentaires de coupe conduits à pression atmosphérique, avec des taillants rectangulaires, dans quatre roches carbonatées tendres à dures.

D'une part, bien que le processus d'ajustement ait montré qu'il n'y a pas unicité de la solution optimisée et que d'autres modèles conduisent à des écarts aux données expérimentales comparables, ce modèle donne une image assez fidèle des tendances expérimentales de la campagne d'essais. D'autre part, ce modèle est compatible avec la phénoménologie de la coupe dans la mesure où il accorde une large part à la roche broyée et à son comportement mécanique.

Au cours de la campagne d'essais, on a testé quelques taillants cylindriques pour vérifier la persistance du phénomène dynamique dans cette autre géométrie de coupe, la plus courante dans le forage. Ces



essais ont été conduits dans un calcaire dur différent des quatre roches testées dans la présente thèse. Les conclusions sont donc limitées au fait que le phénomène dynamique se produit aussi avec des taillants cylindriques. De la même manière que les modèles de coupe existants validés sur taillants cylindriques, le modèle à 3 corps est construit sur l'hypothèse fondamentale des déformations planes. Au cours du chapitre suivant, on extrapolera avec les mêmes hypothèses, les résultats de cette campagne d'essais à des taillants cylindriques, moyennant les corrections géométriques spécifiées par GERBAUD (1999).

Toutefois, les bases du modèle à 3 corps ayant été jetées, ce modèle pourrait être affiné en concentrant la partie expérimentale sur des taillants cylindriques. En effet, on a constaté que le phénomène d'écaillage des bords de saignée ne se produit qu'avec les taillants rectangulaires. On a attribué ce phénomène d'abattage latéral au piégeage de débris de coupe entre les faces latérales du taillant et les bords de saignée (§ 3.3.2.1). Par conséquent, l'écoulement des débris de coupe pour des taillants rectangulaires diffère sensiblement de l'écoulement pour des taillants cylindriques (surtout aux profondeurs de passe élevées). Or, le modèle à 3 corps fait appel à un mécanisme dynamique lié à l'écoulement de roche broyée. Le modèle gagnerait donc en précision à être ajusté sur des essais avec des taillants cylindriques, l'objectif étant de l'utiliser pour déterminer la réponse mécanique d'outils de forage courants.

Les améliorations futures du modèle poseront de nouveaux problèmes, liés notamment à l'influence de la boue de forage sur les frottements (§ 3.4), sur la phénoménologie et la mécanique de la coupe (§ 3.3.3). De ce point de vue, la présente étude expérimentale conduite à pression atmosphérique a permis d'isoler un mécanisme physique qui aurait peut-être été masqué sous pression de boue. A l'inverse, rien n'atteste avec certitudes que ce phénomène jouerait un rôle significatif sous pression de boue.

Les essais sur le banc de forage ont été conduits dans du calcaire de Buxy. Au cours du chapitre suivant, on va donc pouvoir utiliser le modèle à 3 corps ajusté dans cette roche. Mais, l'extrapolation de ce modèle semi-empirique à d'autres roches est limitée par deux facteurs. D'une part, suite aux ajustements, on n'est pas en mesure de donner un sens physique à tous les coefficients d'ajustement. D'autre part, les travaux de BESSELINK (2008) semblent montrer que le phénomène dynamique ne se produit pas dans toutes les roches. La généralisation de ce modèle de coupe à d'autres roches passe donc par des essais de coupe supplémentaires.

Au paragraphe suivant, on met à profit la représentation des essais dans le diagramme E-S afin d'expliquer les tendances expérimentales principales et de proposer une stratégie simplifiée d'extrapolation à d'autres roches.

#### 5.4.2. Extension à d'autres roches

Avec les notations du modèle présenté au § 5.1.2, l'énergie spécifique de coupe s'écrit  $E = F_c / (h_c w_{tai})$  et la "résistance au forage" s'écrit  $S = F_n / (h_c w_{tai})$ . On représente sur la **Fig. 5.5**, dans le diagramme E-S, les limites des domaines par roche correspondant aux essais de coupe conduits avec le taillant  $P_{eq}$ . Les plages des paramètres opératoires testés sont identiques dans toutes les roches, à l'exception du calcaire de Buxy pour lequel la profondeur de passe maximale testée vaut 0.8 mm alors qu'elle vaut 1.6 mm pour les autres roches. Le domaine correspondant au calcaire de Buxy est donc légèrement plus étendu que ne le montre cette figure. En haut à gauche du diagramme, on a superposé un zoom de ce diagramme sur les faibles valeurs de  $E$  et  $S$  et on a indiqué les valeurs des résistances à la compression simple pour chaque roche.

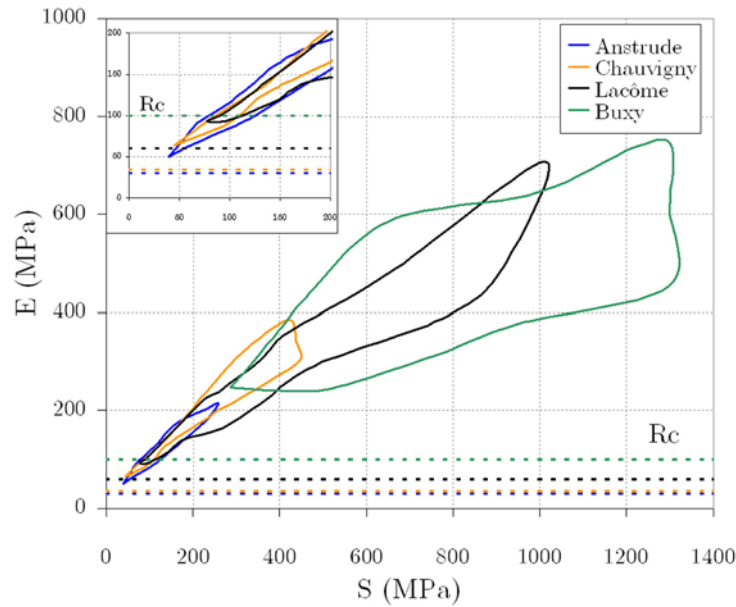


Fig. 5.5 : Extension limite des points expérimentaux dans le diagramme  $E-S (P_{eq})$

On a vu que l'énergie spécifique suit une loi approximativement affine suivant la résistance à la compression simple (Fig. 4.9). Il en va en fait de même de la résistance au forage, si bien que  $E$  et  $S$  s'agencent approximativement suivant une droite lorsque l'on change de roche. Sur la Fig. 5.5, cela se traduit par le fait que les nuages de points se déduisent approximativement les uns des autres par une transformation géométrique, de type similitude composée avec une translation. En première approximation, on peut considérer que le rapport de similitude d'un nuage à l'autre est proche du ratio des résistances à la compression simple. Ainsi, bien que la résistance à la compression simple ne constitue pas une mesure exacte et générale de l'énergie spécifique de coupe (§ 3.3.1.4), elle reste un indicateur pertinent de la résistance à la coupe, que ce soit en termes d'énergie spécifique ou de résistance au forage.

### 5.4.3. Diagramme énergétique : trajets suivant la vitesse de coupe

D'après la Fig. 5.5, les limites des domaines d'essais par roche sont assez irrégulières. Il en va de même des trajets expérimentaux suivant les différents paramètres opératoires puisque d'un essai à l'autre, les conditions effectives de coupe varient sensiblement. On préfère appuyer l'interprétation sur les trajets théoriques qui sont plus lisibles (Fig. 5.6).

Chaque courbe de ce diagramme correspond à une série d'essais théoriques conduits à profondeur de passe constante, pour des vitesses de coupe valant 0.03, 0.28, 0.66, 1.18 m/s. Comme indiqué, le sens des vitesses croissantes correspond au sens des résistances au forage croissantes. A vitesse de coupe constante, le sens des profondeurs de passe croissantes correspond au sens des résistances au forage décroissantes. Pour chacune des roches, on a fait varier la profondeur de passe dans la plage [0.2, 0.4, 0.9, 1.6 mm]. Pour montrer que le modèle rend bien compte des évolutions énergétiques expérimentales, on a représenté les limites des domaines d'essais par roche décrits précédemment (Fig. 5.5). Remarquons que les conditions opératoires théoriques couvrent parfois une gamme plus large que les conditions opératoires expérimentales (par exemple, la profondeur de passe maximale testée dans le calcaire de Buxy est de 0.8 mm). En outre, un zoom du diagramme énergétique sur les faibles valeurs de  $E$  et  $S$  est superposé.

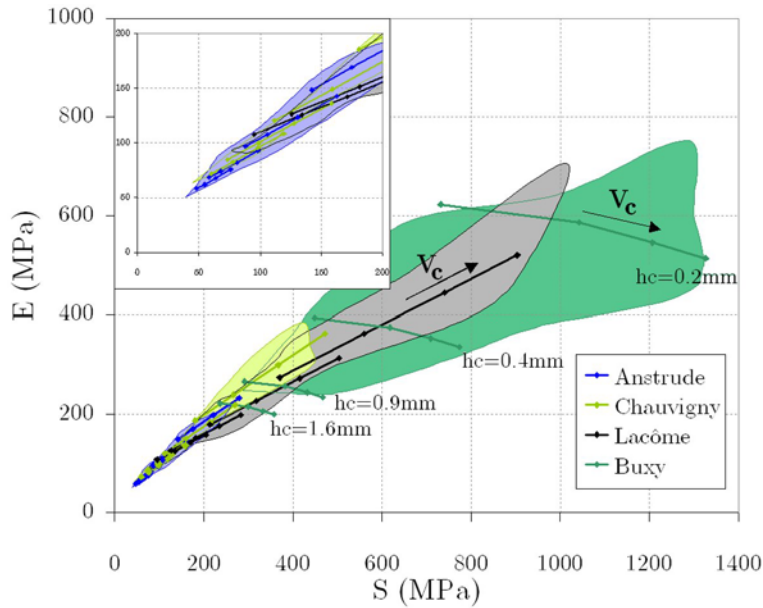


Fig. 5.6 : Trajets en vitesse de coupe dans le diagramme E-S (toutes roches,  $P_{eq}$ )

On constate que les trajets théoriques en vitesse de coupe sont des droites croissantes, sauf dans le calcaire de Buxy, pour lequel ce sont des courbes légèrement concaves et décroissantes. Ceci est une conséquence du fait que  $K_{\mu}$  est nul pour toutes les roches sauf le calcaire de Buxy.

Pour le calcaire de Buxy, le modèle rend assez bien compte des tendances expérimentales. Mais la concavité des courbes expérimentales est encore plus prononcée. Pour le calcaire de Lacôme, le modèle prédit des droites, alors que les courbes expérimentales sont légèrement concaves. Dans ce cas,  $K_{\mu} = 0$  est probablement le fruit d'un ajustement imprécis. Un nombre plus élevé d'essais pour l'ajustement serait requis. En revanche, le modèle rend très bien compte des tendances expérimentales pour les calcaires d'Anstrude et de Chauvigny, pour lesquels les courbes expérimentales et théoriques sont des droites.

La Fig. 5.6 montre clairement que, pour toutes les roches, la résistance au forage augmente sensiblement avec la vitesse de coupe.

En sur-interprétant légèrement les résultats théoriques, on propose de considérer que, de manière générale, l'énergie spécifique de coupe augmente avec la vitesse de coupe, mais que plus la dureté de la roche augmente, plus l'énergie spécifique a tendance à diminuer aux vitesses de coupe élevées. Une telle évolution de l'énergie spécifique pour les roches les plus dures remet en question la définition de l'efficacité de la coupe proposée par DETOURNAY & DEFOURNY (1992) (§ 3.4.3.2). En effet, celle-ci repose sur le fait que les trajets dans le diagramme E-S sont des droites.

Si le frottement sur le méplat artificiel est de type frottement de Coulomb, alors l'efficacité de la coupe diminue aussi du fait de l'augmentation de l'énergie spécifique avec la vitesse de coupe. Si le frottement sur le méplat artificiel est de type radoucissant, il se peut alors que l'énergie spécifique diminue avec la vitesse de coupe, mais pas suffisamment pour inverser la tendance à la diminution de l'efficacité de la coupe.

#### 5.4.4. Diagramme énergétique : trajets suivant la profondeur de passe

Aussi bien théoriquement qu'expérimentalement, les trajets en profondeur de passe sont systématiquement des droites et les grandeurs  $E$  et  $S$  sont des fonctions fortement décroissantes de la profondeur de passe, comme souligné par RICHARD ET AL. (1998).

Le modèle rend bien compte de ces variations. Elles sont dues aux termes  $F_c^0 / h_c w_{tai}$  et  $F_n^0 / h_c w_{tai}$ , qui sont hyperboliques suivant la profondeur de passe  $h_c$ . On a proposé d'interpréter les efforts  $F_c^0$  et  $F_n^0$  comme des efforts d'abrasion, c'est-à-dire liés à l'arrachement de grains de roche au passage du taillant. Vu leur impact sur les grandeurs  $E$  et  $S$  à faible profondeur de passe, on peut envisager de les interpréter grâce à d'autres mécanismes consommateurs d'énergie et ne participant pas à la coupe. On suggère par exemple comme mécanisme : l'entretien de la zone de roche broyée et le maintien du confinement sur le méplat artificiel.

#### 5.4.5. Diagramme énergétique : trajets suivant l'angle de confinement

On s'intéresse maintenant à l'influence de l'angle de confinement sur  $E$  et  $S$ . C'est pourquoi, on représente sur la **Fig. 5.7**, dans le diagramme E-S, les trajets théoriques suivant l'angle de confinement dans le cas du calcaire de Buxy. Pour la comparaison, on représente aussi les trajets suivant la vitesse de coupe ainsi que la profondeur de passe.

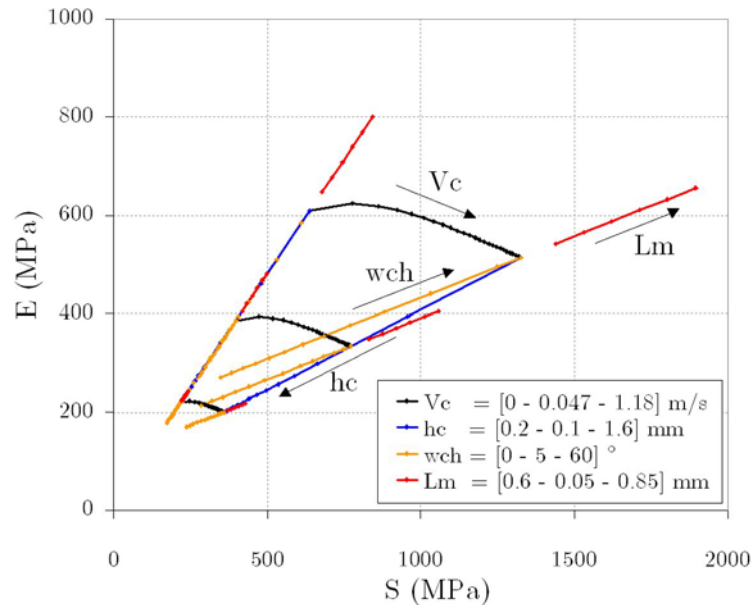


Fig. 5.7 : Trajets théoriques dans le diagramme E-S (calcaire de Buxy)

Ainsi :

- Les courbes noires représentent trois trajets suivant la vitesse de coupe ( $V_c$ ), celle-ci variant de 0 m/s à 1.18 m/s par incréments de 0.047 m/s
- Les courbes bleues représentent deux trajets suivant la profondeur de passe ( $h_c$ ), celle-ci variant de 0.2 mm à 1.6 mm par incréments de 0.1 mm
- Les courbes oranges représentent six trajets suivant l'angle du chanfrein ( $\omega_{ch}$ ), celui-ci variant de  $0^\circ$  à  $60^\circ$  par incréments de  $5^\circ$
- Enfin, par application de l'équivalence chanfrein-méplat, on a extrapolé le modèle à 3 corps à des taillants usés, en supposant qu'il se produit sous le méplat d'usure le même phénomène que sous le méplat artificiel. Ainsi, les courbes rouges représentent six trajets suivant l'épaisseur d'un méplat d'usure, celle-ci variant de 0.6 mm à 0.85 mm par incréments de 0.05 mm

L'angle de chanfrein et l'épaisseur du méplat d'usure favorisent un même phénomène qui conduit à la variation de l'angle de confinement. La relation entre les efforts de forage et la tangente à l'angle de confinement étant linéaire (**Eq. 5.2**), les courbes oranges et rouges sont des droites, dans le

prolongement les unes des autres. Cette évolution simple des trajets théoriques suivant l'angle de confinement reproduit assez fidèlement la tendance expérimentale décrite sur la **Fig. 4.14**. On en conclut que l'efficacité de la coupe diminue significativement avec l'angle de confinement. Ce résultat n'est pas surprenant. D'un point de vue opérationnel, on dit qu'un outil de forage est agressif lorsque l'angle de confinement de ses taillants est faible. Et les outils agressifs sont connus pour abattre la roche plus efficacement que les outils dont les taillants ont des angles de coupe élevés, ou, a fortiori, que les outils dont les taillants sont usés.

## 5.5. Conclusion

Dans ce chapitre, on a construit un modèle élémentaire de coupe, dynamique et semi-empirique rendant compte de manière satisfaisante de l'évolution quantitative des efforts de coupe avec les paramètres opératoires. Bien qu'il existe d'autres solutions satisfaisantes à ce problème d'ajustement, on a montré que le modèle à 3 corps est compatible, non seulement, avec les observations phénoménologiques des pôles fragile et ductile (§ **3.2**), mais aussi, avec l'ensemble des tendances expérimentales décrites au **Chapitre 4**.

On s'est attaché à montrer que le modèle à 3 corps rend bien compte de tendances expérimentales plus spécifiques. A ce titre, le diagramme E-S fournit un cadre interprétatif qui permet d'envisager une stratégie d'extrapolation du modèle de coupe.

Dans ce diagramme, on a vu que la transformation géométrique qui permet de passer d'une roche à l'autre, peut être considérée, en première approximation, comme une similitude composée avec une translation et que les paramètres de cette transformation peuvent être déterminés semi-empiriquement à partir de la résistance à la compression simple, qui reste un indicateur relatif assez fiable de la résistance à la coupe. Une telle démarche visant à extrapoler le modèle à 3 corps à d'autres roches, est appuyée par le fait que les coefficients d'ajustement des modèles par roche évoluent de manière assez régulière d'une roche à l'autre.

Ainsi, les résultats quantitatifs autant que les résultats qualitatifs présentés au cours de ce chapitre permettraient de réduire le nombre d'essais élémentaires de coupe requis pour caler le modèle à 3 corps dans une nouvelle roche. Reste que le mécanisme théorique sous-jacent au modèle à 3 corps et qui repose sur l'existence de la zone de roche broyée compactée et sur l'action du méplat artificiel devrait être validé par d'autres méthodes.

Parmi celles-ci, l'analyse de la distribution des contraintes sur les différentes faces du taillant, l'analyse granulométrique des débris de coupe ou encore l'analyse de l'état de surface du taillant avant et après essai permettrait d'approfondir la connaissance des mécanismes physiques en jeu.

## Chapitre 6.

# Validation à l'échelle de l'outil de forage

A partir du modèle élémentaire de coupe construit au chapitre précédent, on peut maintenant calculer la réponse dynamique d'un outil de forage en sommant la réponse dynamique de chacun de ses taillants. Au cours de ce chapitre, on décrit, tout d'abord, cette procédure d'intégration des efforts élémentaires. Puis, on l'applique aux combinaisons outil-roche qui ont été testées sur banc de forage et on compare les réponses dynamiques théoriques calculées de cette manière aux réponses dynamiques expérimentales. Enfin, on corrige empiriquement le modèle élémentaire de coupe en tenant compte des écarts observés pour disposer d'un modèle précis, utilisable pour prédire le risque de stick-slip associé à une combinaison outil-roche donnée.

### 6.1. Procédure d'intégration des efforts élémentaires

Afin de calculer la réponse mécanique des outils de forage présentés au **Chapitre 2**, on a effectué l'intégration des efforts élémentaires grâce au logiciel DRILSIM (SELLAMI & CORDELIER, 1991). Ce logiciel de conception d'outil PDC permet de calculer, dans des conditions nominales de forage, la réponse en couple (TOB) et en poids (WOB) d'un outil de forage quelconque soumis à une vitesse d'avance donnée (ROP) et une vitesse de rotation donnée. Cette procédure se déroule en deux étapes : on calcule d'abord les sections de roche abattues par chacun des taillants. Puis, on détermine les efforts élémentaires correspondants, par application du modèle élémentaire de coupe. La réponse mécanique de l'outil complet est alors obtenue par sommation de l'ensemble des efforts sur chaque taillant.

#### 6.1.1. Calcul de la géométrie de coupe

Par hypothèse, l'axe de l'outil est fixe et ses vitesses d'avance et de rotation sont constantes. Ainsi, chacun des taillants de l'outil de forage abat, au cours du temps, une section de roche de géométrie constante. On définit le profil de coupe de l'outil par l'intersection entre la trajectoire de ses taillants et un plan de roche choisi arbitrairement et passant par l'axe de l'outil (**Fig. 6.1**).

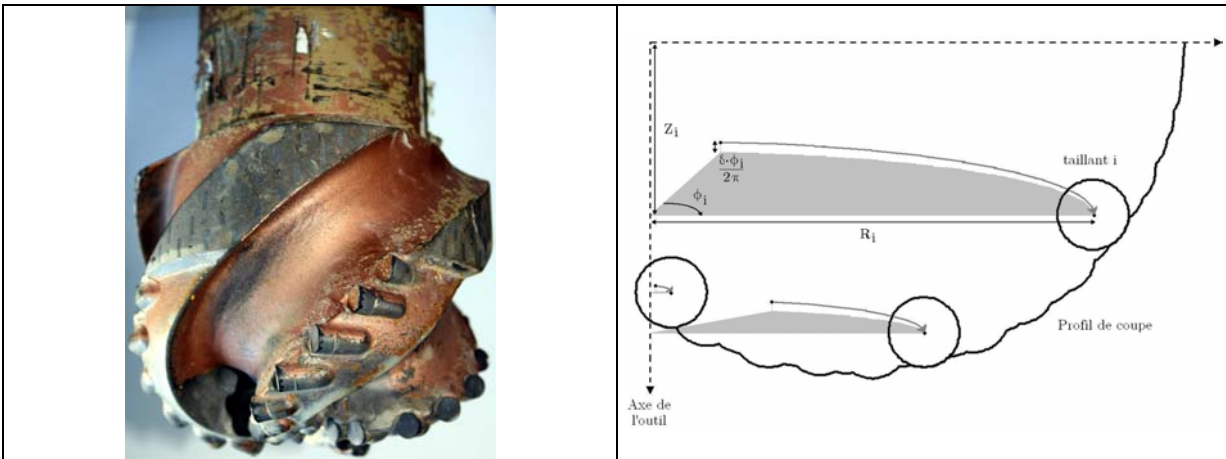


Fig. 6.1 : Profil de coupe d'un outil de forage

Un taillant, dont la position sur l'outil est repérée par  $(R_i, Z_i, \phi_i)$ , suit une trajectoire hélicoïdale de rayon  $R_i$  et de pas  $\delta$ , égal à l'avancement de l'outil exprimé en mm/tr, soit  $\delta \cdot \phi_i / 2\pi$ . On construit le profil de coupe dans le demi-plan de roche choisi en calculant l'intersection entre le contour du taillant et la roche. On répète l'opération pour chaque taillant, en le faisant passer à travers le profil de coupe courant par ordre croissant des  $\phi_i$  (**Fig. 6.1**).

Les outils PDC sont généralement dimensionnés de sorte que la saignée creusée par un taillant intercepte les saignées creusées par d'autres taillants. Etant donné la complexité géométrique qui en résulte, les concepteurs d'outils abordent cette étape de calcul de manière numérique.

L'algorithme géométrique utilisé dans DRILSIM est de type énumération spatiale. De manière générale, cette méthode de représentation des volumes dans l'espace consiste à discrétiser les objets en interaction en volumes élémentaires. On calcule le résultat de ces interactions (intersection, réunion, etc....) par ajout, conservation ou suppression de volumes élémentaires. Le problème géométrique qui consiste à déterminer la géométrie de coupe d'un outil PDC dans des conditions nominales de coupe (vitesse de rotation et vitesse d'avance constantes) est un problème bi-dimensionnel. On peut alors raisonner sur des surfaces élémentaires plutôt que sur des volumes. Afin de déterminer les surfaces de roche abattues par chaque taillant, on calcule le profil de coupe tel que décrit précédemment. Une fois ce profil obtenu, on effectue un second tour d'outil afin de faire apparaître les surfaces élémentaires (**Fig. 6.2**).

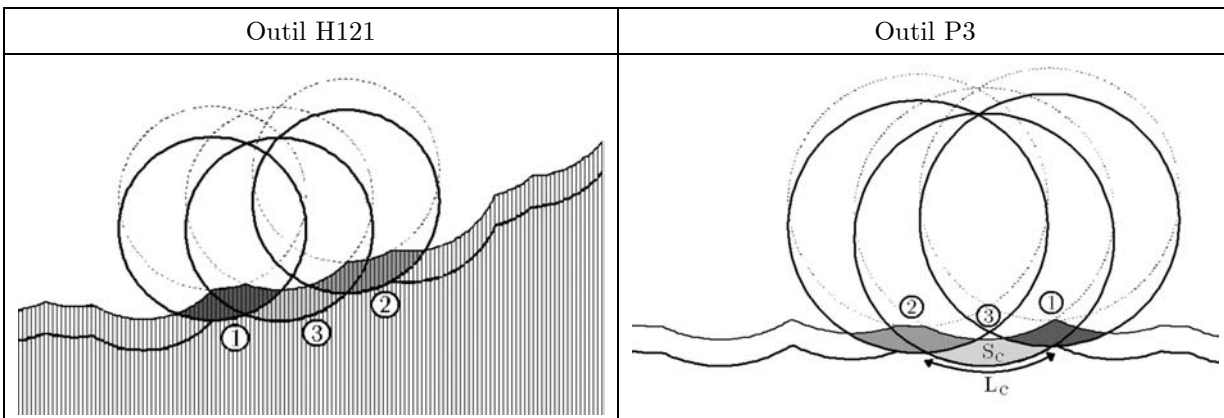


Fig. 6.2 : Calcul des surfaces de coupe

Sur cette figure, on a représenté les passages successifs de trois taillants non chanfreinés particuliers. Dans l'exemple de gauche, on a représenté le fond de trou discrétisé. Les taillants de cet outil étant cylindriques avec un angle de coupe de  $15^\circ$ , leur contour, projeté dans le plan de roche, est une ellipse

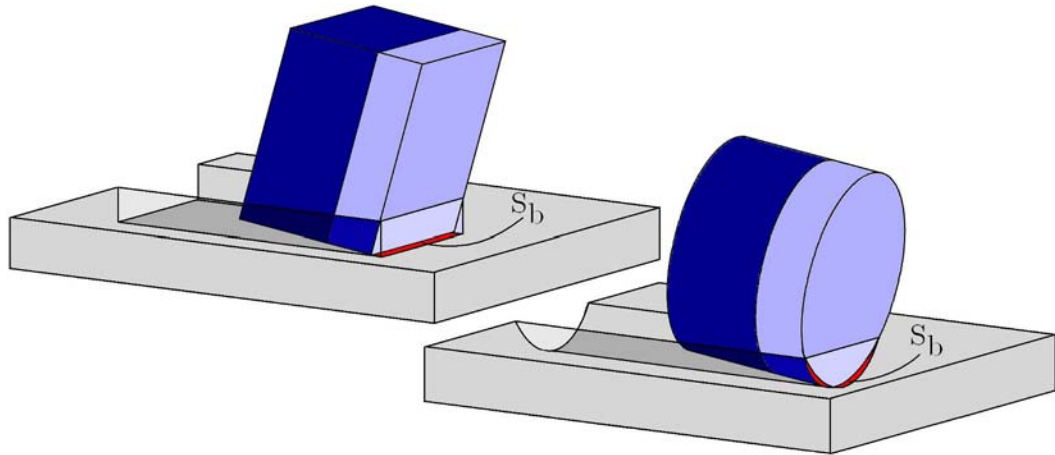
dont l'équation est connue. Dans ce cas simple, on n'a pas besoin de discrétiser les taillants. En revanche, si les taillants sont usés, il est plus commode de discrétiser aussi le taillant. Le profil de coupe est ensuite mis à jour en comparant l'ordonnée des points du fond de trou courant à celles du contour du taillant. En faisant passer les taillants dans ce plan les uns après les autres (suivant l'ordre indiqué, **Fig. 6.2**), on détermine, pour chacun d'entre eux, les paramètres de coupe comme la surface de coupe  $S_c$  ou la longueur de contact  $L_c$  (**Fig. 6.2**, droite).

### 6.1.2. Transposition rectangulaire/cylindrique

Une fois la géométrie de coupe connue pour chaque taillant, on détermine les efforts individuels par application du modèle élémentaire de coupe. Celui-ci a été validé expérimentalement sur des taillants rectangulaires, c'est-à-dire, dans un cas particulier où les surfaces d'interaction  $S_c$  et  $S_b$  s'expriment simplement par :

$$\begin{cases} S_c = h_c w_{tai} \\ S_b = S_c \tan \omega_{co} \end{cases} \quad (\text{Eq. 6.1})$$

Pour des taillants cylindriques, les surfaces d'interaction ont des géométries plus complexes, en particulier le méplat artificiel (voir **Fig. 6.3**).



*Fig. 6.3 : Méplat artificiel en géométries rectangulaire et cylindrique*

Dans ce cas, les équations (**Eq. 6.1**) ne sont plus valables. DRILSIM permet de calculer  $S_c$ , mais la surface  $S_b$  est orthogonale au profil de coupe (**Fig. 6.1**, droite). Elle doit donc être déterminée analytiquement. Cependant, dans le cas général, les taillants des outils PDC sont chanfreinés et les saignées sont interactives, ce qui rend l'expression de cette surface d'interaction très complexe.

En outre, en géométrie rectangulaire,  $S_b$  est enfouie sous une hauteur de roche  $h_c$  tandis que dans le cas cylindrique,  $S_b$  s'étend jusqu'à la surface libre (**Fig. 6.3**). Les conditions de confinement et, par conséquent, les contraintes qui s'exercent sur la surface  $S_b$  sont donc, a priori, très différentes. Expérimentalement, cela est confirmé dans les essais élémentaires de coupe, par le fait qu'on a noté l'absence systématique de destruction latérale des bords de saignées en géométrie cylindrique, tandis qu'elle a été régulièrement observée en géométrie rectangulaire (§ 4.1.4).

Enfin, dans le cas cylindrique, l'orientation de l'effort normal comporte une grande part d'arbitraire. On représente ci-dessous différentes conventions d'orientation de l'effort normal (**Fig. 6.4**).



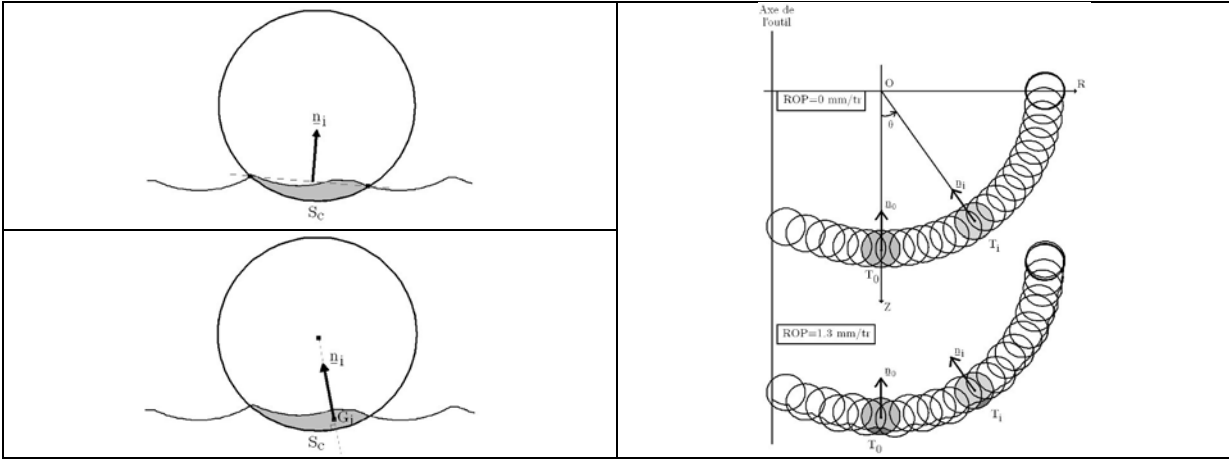


Fig. 6.4 : Trois conventions d'orientation de l'effort normal

En haut à gauche, on définit la normale à la saignée  $\underline{n}_i$  comme étant la perpendiculaire à la corde joignant les extrémités de l'intersection entre la roche et le taillant. Cette convention, assez simple à mettre en œuvre, présente l'inconvénient majeur de ne pas tenir compte de la distribution de masse au devant de la face d'attaque. On pallie ce manque en définissant la normale à la saignée comme le vecteur unitaire porté par la droite joignant le barycentre de la surface de coupe ( $G_i$ ) et le centre du taillant (en bas à gauche). Cette convention tient compte de la distribution de masse mais est lourde à mettre en œuvre puisqu'elle requiert un calcul de barycentre pour chaque section de coupe.

A droite, on présente un deuxième type de convention : on définit la normale à la saignée, non comme les deux précédentes (c'est-à-dire localement par rapport à la section de coupe abattue,  $S_c$ ), mais par rapport au positionnement du taillant sur l'outil. A partir du profil de coupe calculé pour un avancement nul ( $ROP = 0$  mm/tr), on définit l'angle  $\theta$  du taillant  $T_i$  par rapport au taillant qui est le plus à la pointe de l'outil ( $T_0$ ) ainsi que le vecteur normal qui porte l'effort normal,  $\underline{n}_i$ . Bien que pour un avancement non nul (1.3 mm/tr, **Fig. 6.4**) le profil de coupe soit différent, on conserve la même orientation de l'effort normal. Cette convention a l'inconvénient de ne pas tenir compte de la géométrie effective de coupe. En revanche, elle requiert un minimum de calculs.

On en conclut que ni l'expression analytique de  $S_b$ , ni l'état de contrainte sur cette même surface, ni encore l'orientation de l'effort normal, ne peuvent être déterminés avec précision. C'est pourquoi, on se satisfait d'une expression approchée de la surface  $S_b$ , qui est, d'après GERBAUD (1999) :

$$S_b = h_{eq} L_c \cdot \tan \omega_{co} \quad (\text{Eq. 6.2})$$

où  $L_c$  désigne la longueur de contact (**Fig. 6.2**) et  $h_{eq}$  désigne une profondeur de passe équivalente liée à l'une des conventions présentées ci-dessus. Pour les calculs présentés par la suite, on respecte la troisième convention en posant,  $h_{eq} = ROP \cdot \cos(\theta)$ , où ROP est en mm/tr.

De même, les efforts à profondeur de passe nulle,  $F_c^0$  et  $F_n^0$ , ayant été définis au § 5.1.1, à partir de la largeur de coupe des taillants carrés  $w_{tai}$ , on utilise la même convention que précédemment sur la surface  $S_b$  et on obtient  $F_c^0 = L_c f_c^0$  et  $F_n^0 = L_c f_n^0$ .

## 6.2. Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux

### 6.2.1. Résultats bruts

DRILSIM permet de calculer la réponse en couple (TOB) et en poids (WOB) d'un outil, pour des conditions données de forage, en termes de vitesse de rotation et de vitesse d'avance (ROP). Les expériences sur banc de forage ayant été conduites à poids-outil imposé, on obtient les réponses théoriques à poids fixé en lançant DRILSIM en boucle pour différentes vitesses de rotation et différentes vitesses d'avance (ROP), puis en sélectionnant les simulations pour lesquelles le poids calculé se trouve dans une plage donnée.

Dans la **Fig. 6.5**, pour laquelle la plage de poids-outil est [0.9-1.0 t], on compare les réponses dynamiques expérimentales et théoriques, en couple et en vitesse d'avance, de l'outil P3, dans du calcaire de Buxy, en faisant varier différents paramètres géométriques. Le modèle de coupe qui inclut les conventions décrites précédemment (§ 6.1.2) est appelé "Modèle initial" (avec  $l_{ch} = 0.5$  mm et  $\omega_{ch} = 45^\circ$ ). Les autres modèles de coupe testés sont notés selon le paramètre qu'on a fait varier :

- différents  $l_{ch}$  et  $\omega_{ch}$  ont été testés car les dimensions des chanfreins des taillants d'un outil PDC réel présentent une certaine variabilité. On ne présente que le modèle "Chanfrein à  $35^\circ$ " pour lequel on a fixé  $l_{ch} = 0.4$  mm et  $\omega_{ch} = 35^\circ$  ;
- plusieurs conventions ont été testées pour  $h_{eq}$ , dont la convention "Saignée équivalente". Dans ce cas, à partir du calcul numérique de  $S_c$ , DRILSIM calcule la profondeur de passe correspondant à la saignée isolée équivalente, suivant l'expression analytique approchée proposée par SELAMI ET AL. (1989) ;
- afin de mesurer l'influence de  $S_b$ , différentes proportions de  $L_c$  ont été testées, dont  $L_c = 0.5L_c$ .

Pour plus de lisibilité, les modèles théoriques sont représentés par des courbes en traits pleins, qui sont obtenues en prenant la valeur moyenne du couple-outil et de la vitesse d'avance sur la plage de poids-outil [0.9-1.0 t].

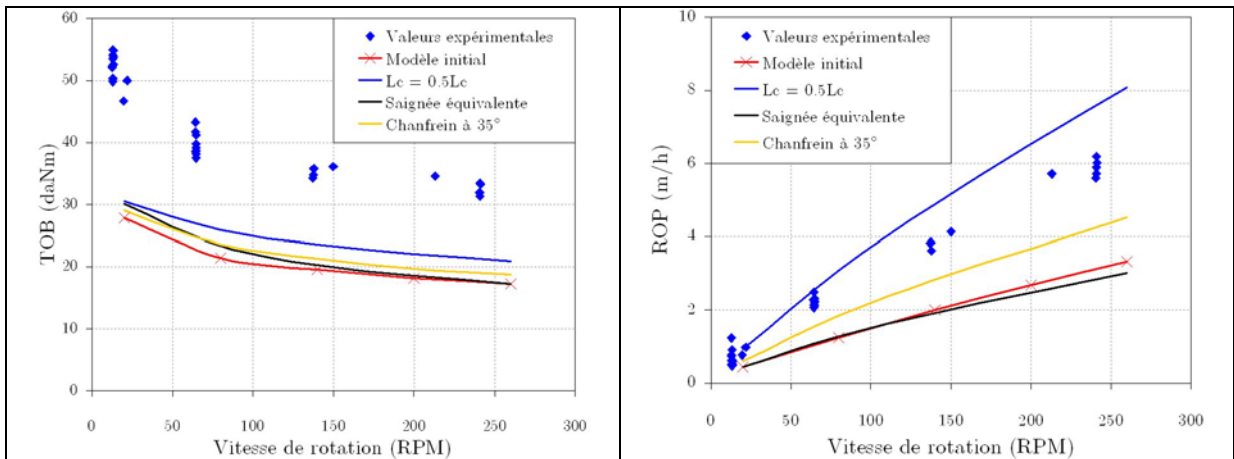


Fig. 6.5 : Réponses dynamiques de l'outil P3 (théo/expé, calcaire de Buxy, WOB = 1.0 t)

Sur cet exemple, on constate tout d'abord que le modèle initial sous-estime sensiblement à la fois le couple-outil et la vitesse d'avance sur toute la gamme de vitesse. Toutefois, d'un point de vue qualitatif, ce modèle rend compte de la décroissance du couple avec la vitesse de rotation et de la concavité de la courbe de la vitesse d'avance suivant la vitesse de rotation. Ces remarques s'appliquent à l'ensemble des outils et des poids-outil testés.

En comparant les modèles théoriques entre eux, on observe que modifier le dimensionnement des saignées théoriques ou du chanfrein conduit à une variation assez faible du couple-outil et à une variation, parfois sensible, de la vitesse d'avance. Mais dans tous les cas, on conclut que la variété des conventions géométriques ne permet pas de prédire la réponse dynamique expérimentale de manière satisfaisante. Ceci montre que le choix des conventions géométriques (orientation du vecteur normal ou définition de la profondeur de passe équivalente) présentées précédemment (§ 6.1.2) est un problème de second ordre. On cherche maintenant à expliquer d'où proviennent les écarts observés.

## 6.2.2. Analyse des différences observées

Comme la réponse mécanique d'un outil PDC est la somme des actions mécaniques de chacun des taillants qui le composent, on cherche à identifier les causes physiques permettant d'expliquer pourquoi ce n'est pas le cas ici (§ 6.2.1).

- Tout d'abord, on peut écarter les frottements entre l'outil et la boue de forage, qui n'ont pas été pris en compte dans le modèle, car ceux-ci affecteraient principalement la réponse en couple et non la réponse en vitesse d'avance. A pression atmosphérique, ceux-ci risquent, de toutes façons, d'être négligeables devant le couple d'abattage.
- Pour cette même raison, on peut aussi écarter l'hypothèse du confinement dynamique (§ 3.3.4.1) qui ne se produit, par principe, que sous pression de boue.
- Des problèmes expérimentaux liés à l'évacuation de débris pourraient expliquer les importantes différences observées en termes de vitesse d'avance. Cependant, aucun indice expérimental (colmatage de débris sur l'outil, variations de la pression de boue) ne va dans le sens de cette hypothèse.
- Considérons maintenant la possibilité que des vibrations axiales de l'arbre de forage se soient produites au cours des essais. RICHARD (2001) montre que ces vibrations peuvent induire des variations significatives du couple-outil et de la vitesse d'avance. Cependant, le mécanisme proposé par l'auteur requiert la présence d'une surface de contact entre le taillant et le fond de saignée dont le frottement intermittent, en cas de vibrations axiales, serait responsable du phénomène dynamique observé. Dans le cadre de son étude, cette surface de contact correspond au méplat d'usure. En revanche, dans le cas de la présente thèse, comme les taillants des outils testés ne sont pas usés, cette surface de contact ne peut donc correspondre qu'au méplat artificiel qui a été introduit au § 4.3.1. On écarte cette éventualité parce que le modèle RICHARD (2001) prévoit des variations significatives du poids-outil instantané alors que les essais sur le banc de forage se sont déroulés dans des conditions de coupe nominales.

On propose donc l'explication suivante. D'après l'analyse conduite au § 6.1.2, les conditions de confinement sur le méplat artificiel en géométrie cylindrique (cas des taillants des outils complets testés sur le banc de forage) sont probablement très différentes de celles obtenues en géométrie rectangulaire (cas des taillants testés sur la cellule rotative). On peut donc s'attendre à ce que la distribution des efforts soit très différente dans les deux cas et qu'une correction du modèle de coupe, valable, construit en géométrie rectangulaire, soit nécessaire.

### 6.2.3. Modèles corrigés dans le calcaire de Buxy

Quelles que soient les causes physiques envisagées, le manque d'arguments quantitatifs ainsi que l'incertitude sur les conventions géométriques de coupe nous imposent de corriger le modèle élémentaire de coupe initial, de manière empirique. Différentes corrections ont été appliquées en modifiant le poids des différentes composantes d'efforts ( $F_n^0, F_n^c, F_n^b, F_c^0, F_c^c, F_c^b$ ) dans le modèle de coupe (§ 5.1.2). Chaque modèle corrigé a été introduit dans DRILSIM puis utilisé avec les mêmes conventions que celles du modèle initial (§ 6.1.2).

Il s'avère que la meilleure solution trouvée (ajustement manuel) est, non seulement, simple mais s'applique à l'ensemble des outils testés (P1, P2, P3 et H121) ainsi qu'à l'ensemble des poids-outils testés au cours des essais sur banc de forage. Elle s'écrit :

$$\begin{cases} F_n = 0.6(F_n^0 + F_n^c + F_n^b) \\ F_c = 1.1(F_c^0 + F_c^c + F_c^b) \end{cases} \quad (\text{Eq. 6.3})$$

Le poids sur l'outil étant calculé à partir de la composante normale des efforts et le couple à l'outil étant calculé à partir de leur composante tangentielle, cette correction revient à multiplier le poids sur l'outil par 0.6 et le couple à l'outil par 1.1. La valeur 1.1 est difficile à interpréter car elle n'est pas significative. En revanche, la valeur 0.6 signifie que le modèle initial surestimait fortement le poids sur l'outil.

Ceci est compatible avec l'idée selon laquelle les écarts observés seraient dus aux différences de confinement sur le méplat artificiel en géométrie cylindrique et en géométrie rectangulaire (§ 6.2.2). Le schéma de principe (**Fig. 6.3**) porte à croire que le confinement est en fait moindre en géométrie cylindrique puisque le méplat artificiel intercepte la surface libre. L'action du méplat artificiel s'exerçant principalement sur la composante normale, ceci expliquerait pourquoi la géométrie rectangulaire sur-estimait le poids sur l'outil.

La **Fig. 6.6** présente la comparaison des réponses dynamiques expérimentales et théoriques (corrigées = "CORR" et non corrigées = "INIT") de chaque outil dans deux plages de poids différentes.

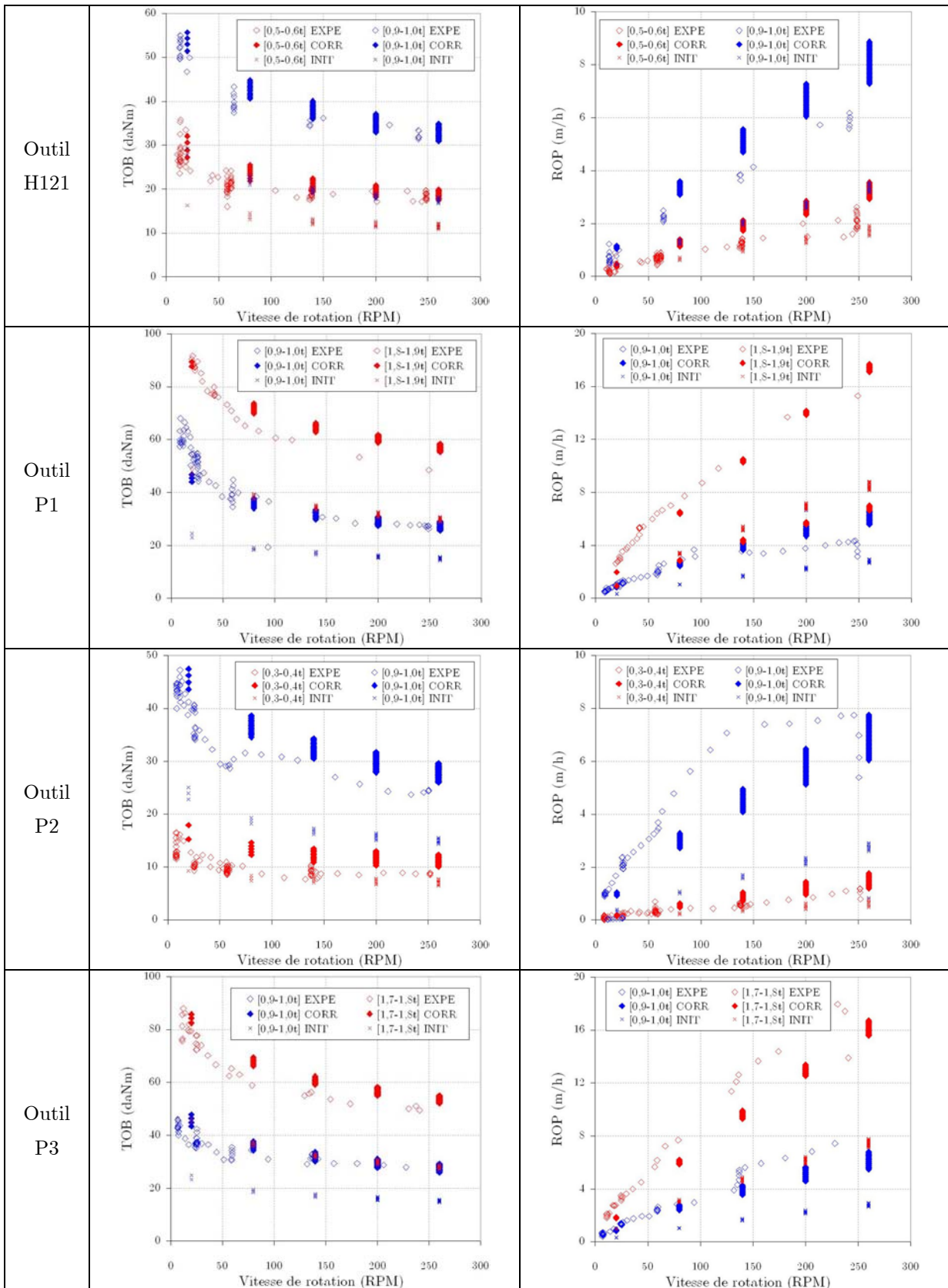


Fig. 6.6 : Réponses dynamiques corrigées des outils testés (théo/expé)

La correction uniforme du modèle élémentaire (**Fig. 6.6**, CORR) améliore significativement la prédiction des données expérimentales (**Fig. 6.6**, EXPE) par rapport au modèle élémentaire initial (**Fig. 6.6**, INIT). Les améliorations portent à la fois sur les niveaux de couple, la décroissance du couple avec la vitesse de rotation ainsi que les variations de la vitesse d'avance. On a représenté les résultats dans deux plages de poids-outil pour montrer que la correction (**Eq. 6.3**) reste de très bonne qualité quand

on fait varier le poids-outil. Cette conclusion s'étend à l'ensemble des plages de poids-outil testées. Enfin, remarquons que cette correction est d'aussi bonne qualité pour l'outil P3 dont les taillants mesurent 13 mm de diamètre, que pour les autres outils, dont les taillants mesurent 8 mm de diamètre.

### 6.3. Conclusion

On a montré que, d'un point de vue qualitatif, le modèle élémentaire de coupe développé au chapitre précédent rend compte des variations du couple-outil et de la vitesse d'avance observée sur banc de forage, de manière satisfaisante. Le gain obtenu par rapport à un modèle de coupe de type statique est donc bien réel.

Cependant, des écarts très importants entre la théorie et l'expérience ont été observés. C'est pourquoi, on a choisi de corriger le modèle élémentaire de coupe pour qu'il rende compte des données de banc de forage avec un maximum de précision. L'inconvénient majeur de cette correction est de rajouter un niveau empirique dans la démarche globale. Cependant, on a aussi montré que ces différences, qu'on attribue à la transposition rectangulaire / cylindrique, peuvent être corrigées de manière généralisée, en étant valables pour tous les outils, tous les poids-outils et tous les diamètres de taillants testés.

Il reste que cette correction n'a pu être validée que dans le cas du calcaire de Buxy, seule roche testée sur le banc de forage. Le fait d'attribuer les différences observées initialement à la géométrie des taillants nous permet de postuler, avec une bonne confiance, que le modèle corrigé est aussi utilisable dans les trois autres roches. Cette hypothèse nous autorise donc à étudier l'influence de la roche au chapitre suivant.

Bien qu'il y ait des manques à combler dans l'étape de validation expérimentale présentée au cours de ce chapitre, on considère que la démarche empirique suivie a conduit à un modèle élémentaire de coupe (ajusté puis corrigé) suffisamment précis pour aborder la dernière de cette thèse, en étudiant, d'un point de vue plus opérationnel, les moyens qui permettent de contrôler le risque de stick-slip par le biais de l'interaction outil-roche.



## Chapitre 7.

# Rôle de l'interaction outil-roche dans le phénomène de stick-slip

L'objectif de ce chapitre est d'élucider l'influence du design des outils de forage sur l'occurrence du stick-slip. On a montré au § 1.4.2, que la loi de décroissance du couple à l'outil suivant la vitesse de rotation est un des principaux facteurs contrôlant le stick-slip. C'est donc au regard de ce critère que seront analysés les résultats de ce chapitre. Pour une combinaison outil-roche donnée, si la décroissance du couple est importante, on considère donc que le risque de stick-slip est élevé et réciproquement. Pour alléger l'écriture, on note  $\Delta TOB$ , la décroissance du couple calculée sur la plage des vitesses étudiées [20-260 tr/min], commune à l'ensemble des simulations.

### 7.1. Influence des conditions opératoires sur le risque de stick-slip

Afin de se placer dans des conditions réalistes de forage, le modèle présenté au chapitre précédent doit incorporer l'effet de la pression de boue. Son impact sur les efforts de coupe est double. En effet, la résistance de la roche augmente, d'une part, du fait de la pression hydrostatique et d'autre part, du fait du phénomène de confinement dynamique (§ 3.3.3). On s'appuie notamment sur les travaux de SELLAMI (1987) et DETOURNAY & ATKINSON (2000) pour modéliser ces deux phénomènes. Les détails de ces modélisations sont fournis en (**Annexe C**).

On s'intéresse à un unique outil de forage utilisé dans une variété de conditions opératoires. Cet outil, noté P0, est un outil plat de diamètre 203.2 mm (8 "), composé de 19 taillants PDC chanfreinés à 45°. En ce qui concerne le poids sur l'outil, il existe une règle, dans la pratique du forage, qui consiste à appliquer environ 0.5 t par pouce de diamètre d'outil type PDC. Comme P0, la plupart des outils utilisés dans ce chapitre ont un diamètre de 8 ". C'est pourquoi, la plupart des simulations présentées par la suite correspondent à un poids sur l'outil de 4.0 t.

#### 7.1.1. Influence de la roche

On se place à la pression de boue de référence (24 MPa) pour présenter la réponse dynamique de l'outil P0 dans les calcaires d'Anstrude, de Chauvigny, de Lacôme et de Buxy. Comme au **Chapitre 6**, la réponse dynamique est constituée de la réponse en couple ( $TOB = f(RPM)$ ) et de la réponse en vitesse d'avance ( $ROP = g(RPM)$ ).

On rappelle que cette réponse dynamique est calculée pour une plage donnée de poids sur l'outil du fait du fonctionnement de DRILSIM, dont chaque calcul est effectué à vitesse d'avance (ROP) et vitesse de rotation imposées. Cependant, à la différence de la **Fig. 6.6**, on choisit de simplifier la lecture



des graphes, en ne représentant que la valeur moyenne des grandeurs (TOB, ROP) sur la plage de poids sur l'outil indiquée. En l'occurrence, les courbes suivantes ont été obtenues pour un poids sur l'outil compris dans la plage [4.0-4.1 t].

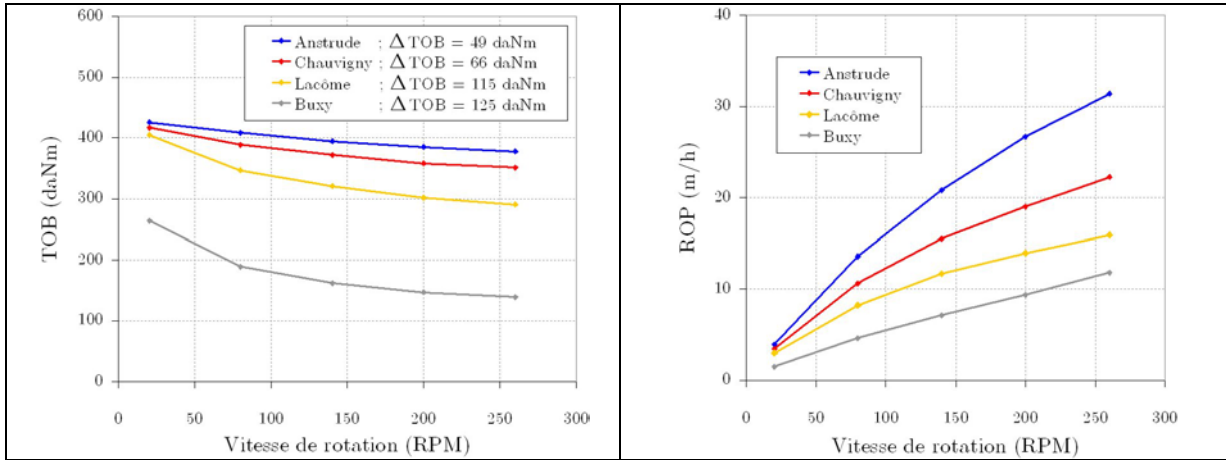


Fig. 7.1 : Réponse dynamique pour différentes roches ( $P = 24 \text{ MPa}$ ,  $WOB = 4.0 \text{ t}$ )

On relève le résultat important que le couple à l'outil diminue avec la vitesse de rotation pour les quatre roches testées (**Fig. 7.1**, gauche). Cela va dans le sens des résultats expérimentaux obtenus sur banc de forage, dans le calcaire de Buxy et à pression atmosphérique (§ 2.2.1).

Plus précisément, on note, d'une part, qu'à poids constant, le niveau moyen du couple sur l'outil diminue avec la "dureté" de la roche (**Fig. 7.1**, gauche). Ceci est attendu puisque l'enfoncement des taillants dans la roche diminue avec la "dureté" de cette dernière. D'autre part,  $\Delta TOB$  est d'autant plus élevée que la roche est "dure" (**Fig. 7.1**, gauche). Autrement dit, le risque de stick-slip augmente avec la "dureté" de la roche.

Ce dernier résultat représente un des résultats majeurs de cette thèse puisque le modèle outil-roche rend compte du résultat opérationnel classique selon lequel le risque de stick-slip augmente avec la dureté de la roche. L'originalité de ce résultat tient, en particulier, au fait que tous les raisonnements développés au cours de la présente thèse sont issus d'expériences conduites en régime quasi statique. Il n'est donc pas nécessaire d'invoquer un phénomène dynamique, comme l'occurrence de vibrations axiales (RICHARD, 2001), pour expliquer la décroissance du couple avec la vitesse de rotation.

BRETT (1992) proposait d'expliquer le phénomène de décroissance du couple avec la vitesse de rotation par une difficulté accrue d'évacuer la roche abattue lorsque le régime de coupe est de type broyage plutôt que lorsqu'il est de type cisaillement. Les résultats obtenus ici et les arguments développés au cours des différents chapitres corroborent cette observation expérimentale clairvoyante : selon nous, le phénomène dynamique est effectivement lié au comportement de la roche broyée sous le méplat artificiel et la modélisation correspondante du cisaillement dynamique traduit cette difficulté à transférer la roche broyée vers l'arrière du taillant.

Les résultats précédents (**Fig. 7.1**) sont valables pour les quatre roches carbonatées testées. En outre, ils peuvent être étendus à tous les poids sur l'outil testés, toutes les pressions testées ainsi que tous les outils testés : les courbes sont toujours décroissantes et  $\Delta TOB$  augmente toujours avec la "dureté" de la roche. L'intuition de BRETT (1992) peut donc être étendue à un cadre plus large que celui du stick-slip. C'est le cas de toutes les courbes présentées dans ce chapitre : elles sont utilisables dans le cadre de régimes nominaux de forage.

Un autre résultat important est que, dans l'ensemble des conditions opératoires testées, et en particulier, pour toutes les roches testées (**Fig. 7.1**, droite), la vitesse d'avance est une fonction croissante et concave de la vitesse de rotation. Ce résultat confirme à nouveau les résultats

expérimentaux obtenus sur banc de forage qui ont permis d'expliquer la baisse des performances du forage en cas de régime de stick-slip (§ 2.2.4).

En outre, si l'on ramène la vitesse d'avance en mètres par heure, à une vitesse d'avance en millimètres par tour de l'outil (en la divisant par la vitesse de rotation), on obtient l'avancement axial de l'outil moyenné sur un tour (Fig. 7.2).

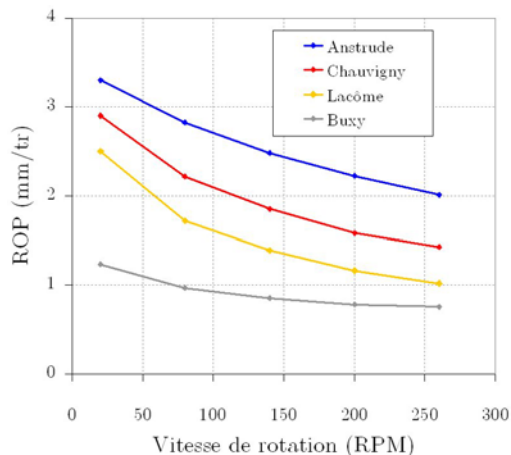


Fig. 7.2 : Avancement par tour pour différentes roches ( $P = 24$  MPa,  $WOB = 4.0$  t)

On constate ainsi que l'avancement par tour diminue avec la vitesse de rotation. C'est principalement l'effet du comportement de la roche broyée sous le méplat artificiel. Avec le phénomène de cisaillement dynamique, lorsque la vitesse augmente, la part de poids sur l'outil qui est dédiée à la coupe diminue. De manière cohérente, l'avancement par tour (qui peut être considéré comme la profondeur de passe maximale sur les taillants de l'outil), diminue avec la vitesse de rotation, à poids sur l'outil constant. Cela contribue donc à la décroissance du couple à l'outil avec la vitesse de rotation.

Les roches forées ne se distinguent pas seulement par leur résistance à la coupe, mais aussi par d'autres paramètres que l'on a défini au § 5.1.1. Ces paramètres influencent donc aussi les résultats présentés dans ce chapitre. C'est pourquoi, on a pris des précautions pour parler de "dureté" de la roche.

### 7.1.2. Influence de la pression de boue

On s'intéresse maintenant à l'influence de la pression de boue, qui elle, peut agir de manière isolée sur le comportement mécanique de la roche, et en particulier, sur sa résistance. Notre modélisation, présentée en Annexe C, implique que si l'on augmente la pression de boue, cela revient à augmenter la résistance de la roche sans faire varier les autres paramètres, et en particulier les coefficients de frottement.

Plusieurs paramètres conduisent à une augmentation de la pression de boue. Tout d'abord la profondeur du forage bien sûr. La colonne hydrostatique de boue pèse d'autant plus que le forage est profond. Ensuite, la question de la densité de la boue est cruciale dans le forage puisqu'elle conditionne notamment la stabilité du puits. Or, la densité de boue conditionne aussi le poids de la colonne hydrostatique.

On présente ainsi deux simulations qui ont été conduites avec l'outil P0, avec un poids sur l'outil dans la plage [4.0-4.1 t] et sous deux pressions de boue de 24 et 36 MPa. D'après ce qui précède, ces deux simulations peuvent donc être vues comme :

- les deux réponses dynamiques d'une combinaison outil-roche donnée à une profondeur unique de 2000 m et correspondant à deux densités de boue de 1.2 et de 1.8 ;
- ou les réponses dynamiques d'une combinaison outil-roche donnée pour une densité de boue unique de 1.2 et correspondant à deux profondeurs de forage de 2000 m et 3000 m.

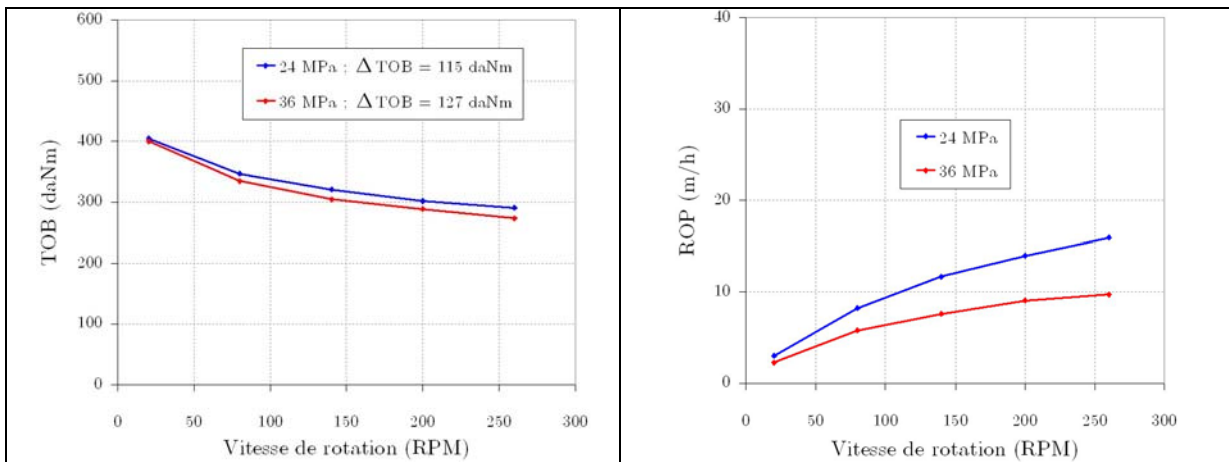


Fig. 7.3 : Réponse dynamique et pression de boue (Lacôme,  $WOB = 4.0$  t)

On observe que  $\Delta TOB$  augmente légèrement avec la pression de boue, de 115 à 127 daN·m sur la plage de pression choisie. Ce résultat peut notamment être interprété en termes de densité de boue : augmenter la densité de boue revient à augmenter le risque de stick-slip, toutes choses égales par ailleurs et notamment, la viscosité de la boue qui modifie les frottements le long de la garniture.

En se reportant à l'**annexe C.1**, on note que lorsque la pression passe de 24 à 36 MPa, la résistance de la roche augmente de  $5 \times 12 = 60$  MPa, le coefficient d'amplification  $K$  valant 5. C'est pourquoi, comme pour l'influence de la "dureté" de la roche, la vitesse d'avance diminue significativement avec la pression de boue (**Fig. 7.3**, droite). Ces résultats s'étendent à l'ensemble des roches et des poids sur l'outils testés.

En outre, cette augmentation équivalente de 60 MPa de la résistance de la roche conduit à une augmentation de  $127 - 115 = 12$  daN·m de  $\Delta TOB$ . Par comparaison avec les résultats précédents, une augmentation de 122.0 MPa de la résistance de la roche de 38.8 MPa (Anstrude) à 130.8 MPa (Buxy), conduisait à une augmentation de  $\Delta TOB$  de  $125 - 49 = 76$  daN·m. Cet impact plus fort du changement de roche par rapport à celui du changement de pression de boue, est à mettre au compte du frottement. En effet, changer de roche implique non seulement de changer la résistance de la roche mais implique surtout de changer les différents coefficients de frottement. Ce sont principalement eux qui expliquent les importantes variations de  $\Delta TOB$  rencontrées dans le § 7.1.1.

### 7.1.3. Influence du phénomène de confinement dynamique

Au cours des deux sections précédentes, on a mis en évidence le fait que  $\Delta TOB$  augmente lorsque la résistance de la roche augmente, que ce soit en passant à une roche plus dure, ou en augmentant la pression de boue, supposée hydrostatique. Le phénomène de confinement dynamique, connu pour son effet d'augmenter la résistance de la roche (DETOURNAY & ATKINSON, 2000), on s'attend à ce que sa prise en compte accentue l'augmentation de  $\Delta TOB$ .

On présente dans la **Fig. 7.4** la réponse dynamique de l'outil P0 dans le calcaire de Lacôme, à la pression de boue de référence (24 MPa), pour un poids sur l'outil de 4.0 t et pour différents degrés de confinement, caractérisés par la valeur de  $k$  (**annexe C.2**).

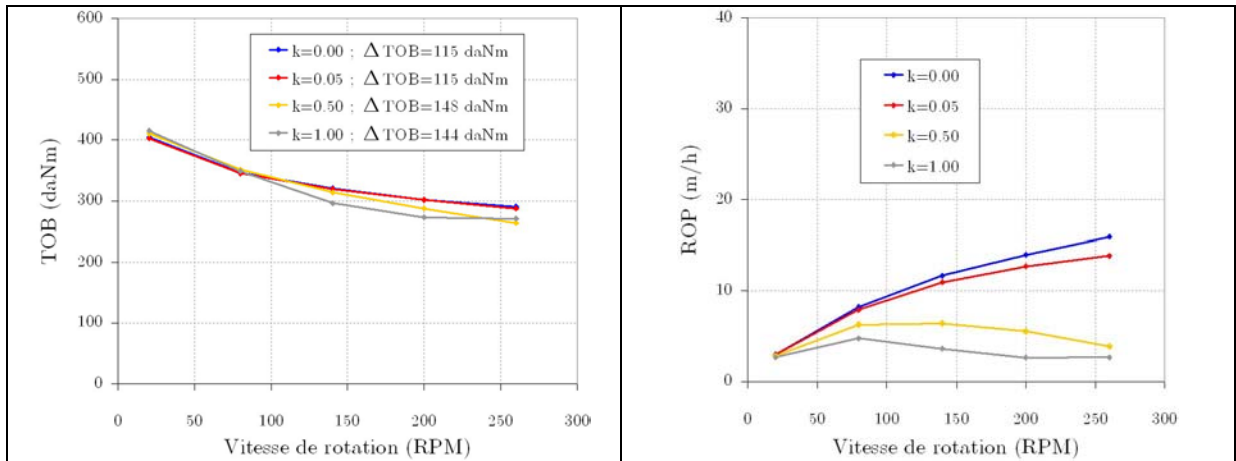


Fig. 7.4 : Réponse dynamique et confinement dynamique (Lacôme,  $P = 24 \text{ MPa}$ ,  $WOB = 4.0 \text{ t}$ )

L'influence du confinement dynamique sur  $\Delta TOB$  semble significative puisqu'elle révèle une variation maximale de  $148 - 115 = 33 \text{ daN}\cdot\text{m}$  (**Fig. 7.4**, gauche). Mais les différentes courbes se croisent à différentes vitesses de rotation. On attribue ce résultat au fait que, suivant les valeurs de  $k$ , le phénomène de confinement dynamique se met en action à différentes vitesses de rotation. La décroissance du couple est donc d'autant plus rapide que l'amplitude  $k$  du confinement dynamique est grande.

D'après la **Fig. 7.4** (droite), on observe que l'influence du confinement dynamique sur la vitesse d'avance est très significative. Tout comme pour l'influence de la roche et celle de la pression de boue, ceci est attribué au fait que lorsque le confinement dynamique augmente, la résistance de la roche augmente. Avec la plage de variations choisie pour  $k$ , cela revient à multiplier par deux la résistance de la roche. C'est pourquoi l'effet sur la vitesse d'avance est si important.

#### 7.1.4. Influence du poids sur l'outil

De nombreuses études ont montré que le couple à l'outil est proportionnel au poids sur l'outil (§ 1.3.2.2). On veut tester la validité de ce résultat dans une perspective de variation de la vitesse de rotation. Il se trouve que, d'après le modèle d'interaction outil-roche développé dans cette thèse, cette linéarité n'est pas garantie : d'une part, parce que les taillants PDC des outils sont cylindriques et chanfreinés et d'autre part, parce que les taillants d'un outil donné abattent des quantités de roche différentes. On représente donc dans la **Fig. 7.5** l'évolution de  $\Delta TOB$  en fonction du poids sur l'outil, pour les quatre roches testées et à la pression de boue de référence.

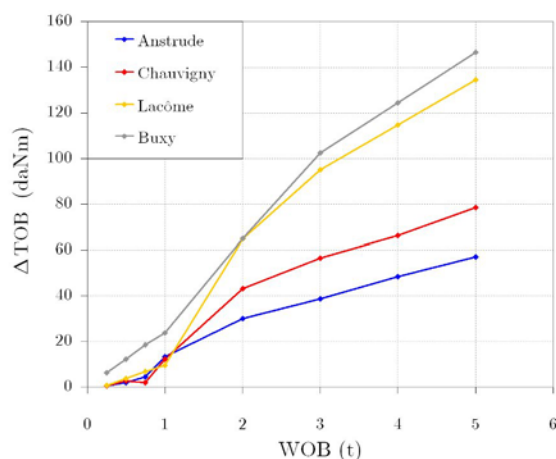


Fig. 7.5 :  $\Delta TOB$  en fonction du poids sur l'outil (toutes roches,  $P = 24 \text{ MPa}$ )

On constate que  $\Delta TOB$  peut être considérée, avec une bonne approximation et dans une large gamme des  $WOB$  étudiés, comme proportionnelle au poids sur l'outil et croissante suivant cette même grandeur. Ce résultat s'étend à toutes les roches et toutes les pressions de boue testées et confirme théoriquement deux résultats recensés dans la littérature :

- le risque de stick-slip augmente avec le poids sur l'outil. On justifie donc théoriquement la solution qui consiste à diminuer le poids sur l'outil pour réduire le stick-slip (§ 1.2.4.4) ;
- le couple à l'outil est généralement considéré comme proportionnel au poids sur l'outil (§ 1.3.2.2). On vient de montrer que  $\Delta TOB$  est proportionnelle au poids sur l'outil. On valide donc la proportionnalité du couple à l'outil et du poids sur l'outil à toutes les vitesses de rotation.

### 7.1.5. Conclusion

On a pu aborder, d'un point de vue théorique, un certain nombre de caractéristiques du stick-slip, certes connues en pratique, mais encore partiellement élucidées. Ces résultats théoriques essentiels pour la validation du modèle théorique sont les suivants :

- le risque de stick-slip augmente avec la dureté de la roche et la pression hydrostatique de boue ;
- cependant, ce risque est contrôlé principalement par les forces de frottement taillant-roche plutôt que par la pure résistance de la roche ;
- le phénomène de confinement dynamique, pris en compte ici de manière approximative, semble avoir, du fait de son caractère dynamique, un impact significatif sur le risque de stick-slip ;
- le risque de stick-slip augmente avec le poids sur l'outil ;
- dans une perspective d'évolution de la vitesse de rotation, la relation de proportionnalité entre le couple à l'outil et le poids sur l'outil reste justifiée.

## 7.2. Influence de la conception de l'outil sur le risque de stick-slip

Pour un forage donné, les différents paramètres opératoires étudiés sont généralement fixés pour des raisons autres que l'occurrence du stick-slip. En pratique, il peut donc être délicat de les modifier sans perturber le bon déroulement global du forage. C'est pourquoi on s'intéresse ici à la possibilité de modifier la conception de l'outil de forage lui-même pour réduire le risque de stick-slip. Cette voie est considérée dans l'industrie du forage (§ 1.2.4.4), mais principalement d'un point de vue empirique. La

méthodologie que nous avons développée au cours de cette thèse nous permet d'emprunter cette voie d'un point de vue théorique.

Pour conduire l'analyse, on a dressé une liste non exhaustive de facteurs géométriques qui influencent  $\Delta TOB$  : les angles de coupe des PDC (angle de coupe principal, angle de chanfrein) ; le diamètre de l'outil ; la densité des PDC ainsi que la géométrie du profil de coupe.

On considère des outils de forage équipés de PDC de diamètre constant de 8 mm. Les simulations sont effectuées sous la pression de référence (24 MPa) et on a conduit les simulations avec l'outil P0, afin de garder un point de comparaison entre tous les paramètres de conception étudiés.

### 7.2.1. Influence de l'angle de coupe

Afin d'étudier l'influence isolée de l'angle de coupe des PDC, on s'intéresse tout d'abord à des outils dont les taillants sont non chanfreinés. Pour cela, on considère cinq outils plats de même diamètre (8"), composés de 19 PDC identiques. On fait varier l'angle de coupe dans une plage réaliste [10-25°] (l'outil P0 correspond à un angle de coupe de 15°). La **Fig. 7.6** représente la réponse dynamique de ces différents outils, dans le calcaire de Lacôme, calculée pour un poids sur l'outil de 4.0 t.

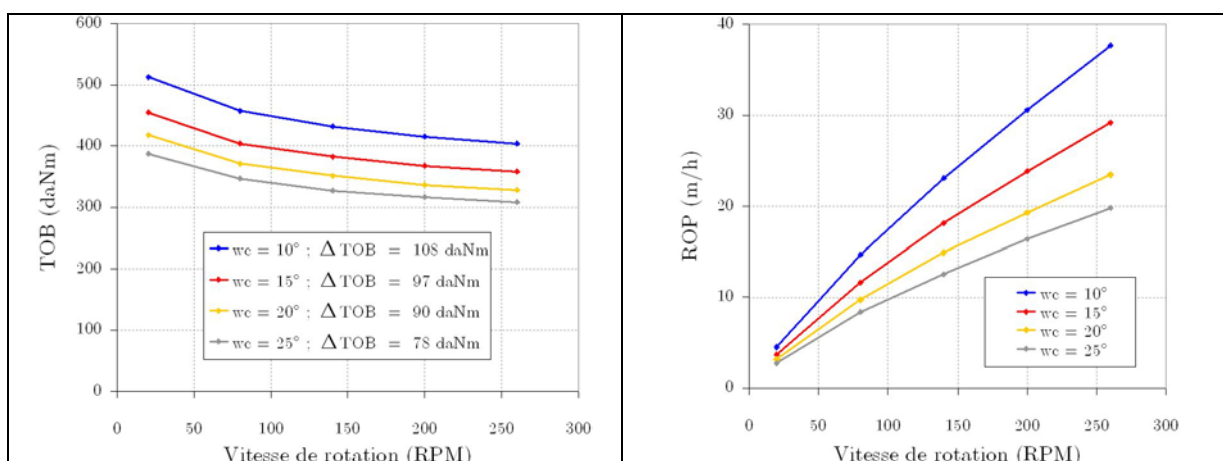


Fig. 7.6 : Réponse dynamique et angle de coupe (sans chanfrein,  $P = 24$  MPa, Lacôme,  $WOB = 4.0$  t)

On observe que  $\Delta TOB$  diminue significativement avec l'angle de coupe de 108 à 78 daN·m, soit une variation de - 30 daN·m (**Fig. 7.6**, gauche). Cette diminution est observée pour tous les poids sur l'outil et toutes les pressions de boue testés. Elle s'étend aussi au calcaire d'Anstrude et au calcaire de Chauvigny.

En revanche, pour le calcaire de Buxy, on obtient une augmentation de + 26 daN·m. Ce comportement singulier est dû au fait que modifier l'angle de coupe modifie sensiblement la contribution des efforts générés au niveau du méplat artificiel. Or, le calcaire de Buxy se distingue des autres roches par le fait que le frottement sous le méplat artificiel dépend de la vitesse de coupe ( $K_\mu \neq 0$ ) (**Tab. 5.3**). L'angle de coupe influence donc l'amplitude de la chute de couple de manière complexe, ce qui montre qu'il est crucial de bien modéliser le frottement taillant-roche.

On considère maintenant des outils de forage plus réalistes, dont les taillants chanfreinés, et on fait varier leur angle de coupe, en gardant constant l'angle du chanfrein (45°). La **Fig. 7.7** représente les résultats obtenus dans le calcaire de Lacôme.

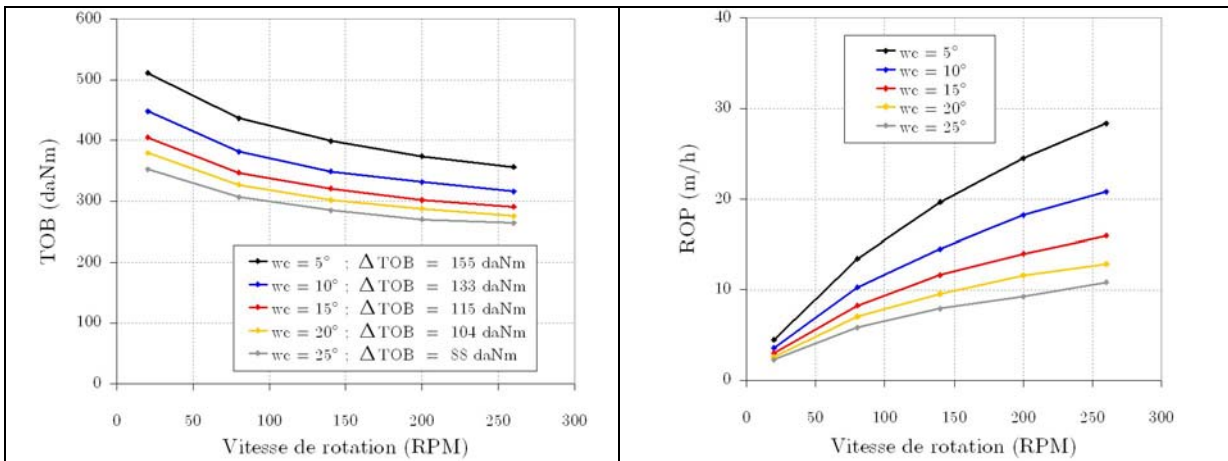


Fig. 7.7 : Réponse dynamique et angle de coupe (avec chanfrein,  $P = 24$  MPa, Lacôme,  $WOB = 4.0$  t)

Comme pour les taillants non chanfreinés, on observe que  $\Delta TOB$  diminue significativement avec l'angle de coupe de 155 à 88 daN·m, soit une variation de - 45 daN·m (**Fig. 7.7**, gauche). Exactement de la même manière que pour les taillants non chanfreinés ce résultat s'étend à tous les poids sur l'outil ainsi qu'au calcaire de Anstrude et au calcaire de Chauvigny et le calcaire de Buxy fait à nouveau exception, mais dans une moindre mesure, puisque la valeur correspondante de  $\Delta TOB$  dans le calcaire de Buxy est de + 6 daN·m.

Par conséquent, l'influence de l'angle de coupe sur le risque de stick-slip est complexe, mais similaire pour les PDC chanfreinés et les PDC non chanfreinés :

- dans les roches où le frottement sur le méplat artificiel ne dépend pas de la vitesse de coupe ( $K_\mu = 0$ , cas des calcaires d'Anstrude, de Chauvigny et de Lacôme),  $\Delta TOB$  est une fonction décroissante de l'angle de coupe. Autrement dit, le risque de stick-slip diminue avec l'angle de coupe. On valide donc le résultat bien connu selon lequel les outils agressifs favorisent le stick-slip (§ 1.2.4.3) ;
- dans les roches où le frottement sur le méplat artificiel dépend de la vitesse de coupe ( $K_\mu \neq 0$ , cas du calcaire de Buxy),  $\Delta TOB$  est une fonction croissante de l'angle de coupe. Autrement dit, le risque de stick-slip augmente avec l'angle de coupe.

Dans ce dernier cas, alors que l'augmentation de la fonction  $\Delta TOB$  suivant l'angle de coupe est significative pour les taillants non chanfreinés, elle est faible pour les taillants chanfreinés. Le chanfrein est donc un paramètre dont il convient d'étudier l'influence. C'est pourquoi, au paragraphe suivant, on augmente l'angle ( $\omega_{ch}$ ) du chanfrein ainsi que sa largeur ( $l_{ch}$ ), ce qui revient à augmenter le niveau d'usure de l'outil PDC.

## 7.2.2. Influence de l'usure

On se place maintenant dans un contexte de forage encore plus réaliste en étudiant l'influence de l'usure. Dans les roches abrasives, l'usure des outils PDC se développe, en effet, au cours des premières heures d'utilisation. Bien que le modèle de coupe n'ait pas été validé expérimentalement sur des taillants usés, on l'extrapole, comme au **Chapitre 5**, jusqu'à des angles de chanfrein élevés. Les taillants neufs ont un chanfrein d'angle  $45^\circ$  et d'épaisseur 0.5 mm. Puis, on applique une usure progressive [ $55^\circ$  ; 0.7 mm] et [ $65^\circ$  ; 0.9 mm]. Ces taillants sont insérés dans des outils plats de 8 '' de diamètre, composés de 19 taillants identiques, d'angle de coupe de  $15^\circ$ . Les résultats présentés dans la **Fig. 7.8** sont relatifs aux simulations conduites dans le calcaire de Lacôme, pour un poids sur l'outil de 4.0 t.

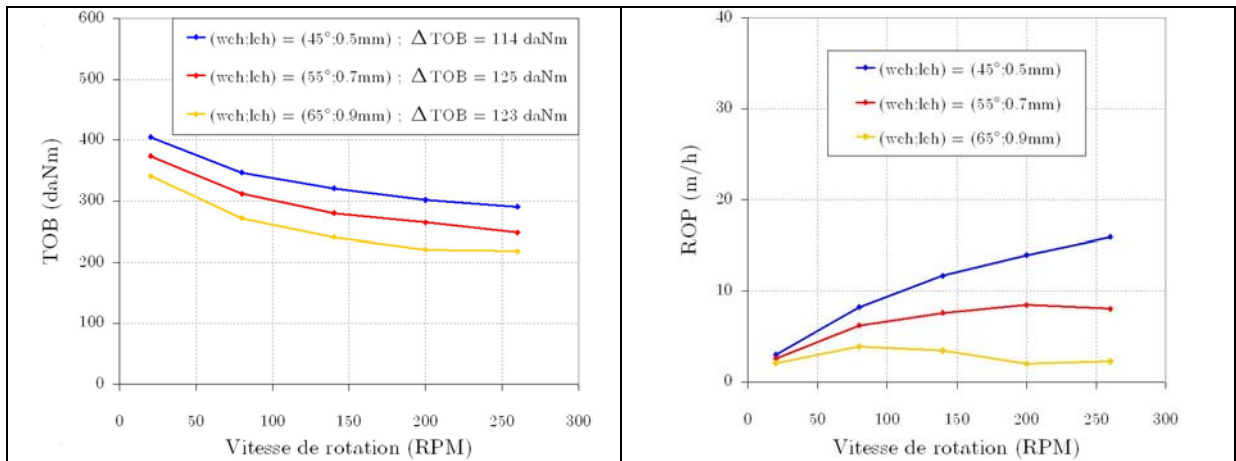


Fig. 7.8 : Réponse dynamique et niveau d'usure ( $P = 24$  MPa, Lacôme,  $WOB = 4.0$  t)

On constate que  $\Delta TOB$  augmente avec le niveau d'usure mais pas de manière monotone. On attribue cette singularité au fait qu'à  $65^\circ$ , la vitesse d'avance devient très faible et que la géométrie d'un outil étant discrète les variations d'une grandeur intégrée sur tout l'outil comme  $\Delta TOB$  devient irrégulière. C'est aussi pourquoi on n'a pas représenté le résultat correspondant au chanfrein très usé de paramètres [ $74^\circ$ , 1.2 mm]. Dans ce cas, l'avancement par tour est inférieur à 0.1 mm et le résultat du calcul n'est plus significatif.

Ces résultats doivent donc être considérés avec précaution. Cependant, si l'on ne considère que les calculs où l'avancement par tour est supérieur à 0.1 mm typiquement, ces résultats s'étendent non seulement à toutes les conditions de pression et tous les poids sur l'outil mais aussi à toutes les roches. A la différence de l'influence de l'angle de coupe, on obtient un résultat valable dans toutes les roches étudiées. Et ce résultat traduit une augmentation de  $\Delta TOB$  avec le niveau d'usure, ce qui est compatible avec les résultats rapportés dans la littérature. En effet, de manière générale, on considère que les outils usés sont plus prompts à générer du stick-slip que les outils neufs. Le modèle outil-roche justifie donc théoriquement cette assertion.

### 7.2.3. Influence du diamètre de l'outil

On s'intéresse maintenant à l'influence du diamètre de l'outil dont on peut s'attendre qu'il ait une influence significative sur l'évolution du couple sur l'outil en fonction de la vitesse de rotation, car augmenter le diamètre d'un outil revient à rajouter des taillants plus véloces.

Les outils utilisés pour les calculs sont des outils plats à quatre lames, conçus sur le modèle de l'outil P0. L'outil de plus petit diamètre (6 " ¼) est composé de 15 taillants et on ajoute un taillant en périphérie pour chaque nouvel outil, ce qui augmente le rayon du précédent de 5.60 mm. On procède de la sorte jusqu'à l'outil de plus grand diamètre (8 ") qui est composé de 19 taillants. La Fig. 7.9 représente les résultats de ces calculs dans le calcaire de Lacôme, à la pression de référence et pour un poids sur l'outil de 4.0 t.



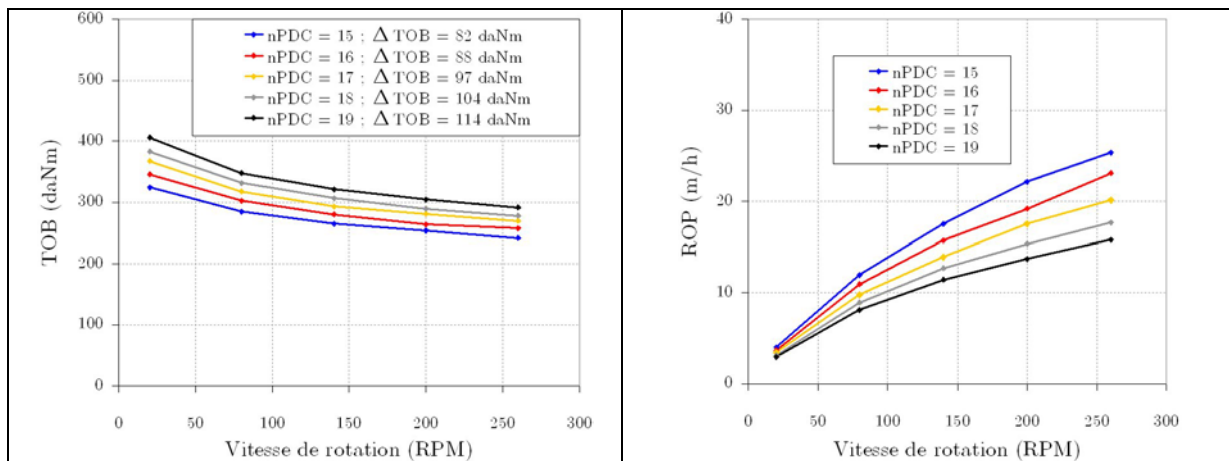


Fig. 7.9 : Réponse dynamique et diamètre de l'outil ( $P = 24$  MPa, Lacôme,  $WOB = 4.0$  t)

On constate que  $\Delta TOB$  augmente de manière quasiment linéaire avec le diamètre de l'outil de 82 à 114 daN·m, soit une variation de 32 daN·m. De manière analogue à l'influence du poids sur l'outil, il y a une relation de proportionnalité croissante entre le couple à l'outil et son diamètre. Il semble donc naturel que cette relation se transpose à  $\Delta TOB$ . Ce résultat s'étend à toutes les roches et tous les poids sur l'outil testés et valide à nouveau un résultat de terrain bien connu (§ 1.2.4.3) : les outils de forage de petit diamètre présentent un risque de stick-slip plus faible que les outils de grand diamètre.

#### 7.2.4. Influence de la densité de taillants

On considère maintenant des outils plats de 8 '' de diamètre, à quatre lames (conçus à partir de l'outil P0) dont on fait varier le nombre de taillants. On a représenté dans la Fig. 7.10 les profils de coupe de ces outils à vitesse d'avance nulle, ce qui revient à projeter tous les PDC sur un même plan vertical. Ils sont composés de 19 à 39 taillants uniformément répartis dans la direction radiale. Pour l'outil à 19 taillants la distance radiale inter-taillants vaut 5.6 mm, ce qui correspond à une densité de taillants de 4.5 taillants/pouce. Pour l'outil à 39 taillants, elle vaut 2.6 mm, ce qui correspond à une densité de taillants de 9.8 taillants/pouce.

L'axe de chaque outil est indiqué par un trait vertical et ses différents taillants ont été colorés selon la lame à laquelle ils appartiennent, afin d'indiquer l'ordre de passage des taillants dans le plan de coupe (la position angulaire azimutale de la lame 1 est  $0^\circ$ , celle de la lame 2 est  $90^\circ$ , etc.).

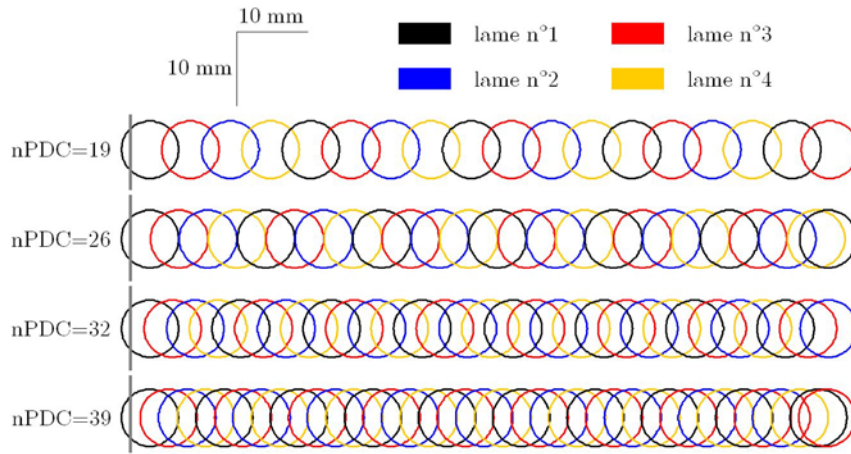


Fig. 7.10 : Profils de coupe des outils testés (influence de la densité)

La **Fig. 7.11** représente la réponse dynamique de ces différents outils dans le calcaire de Lacôme, à la pression de boue de référence (24 MPa) et pour un poids sur l'outil de 4.0 t.

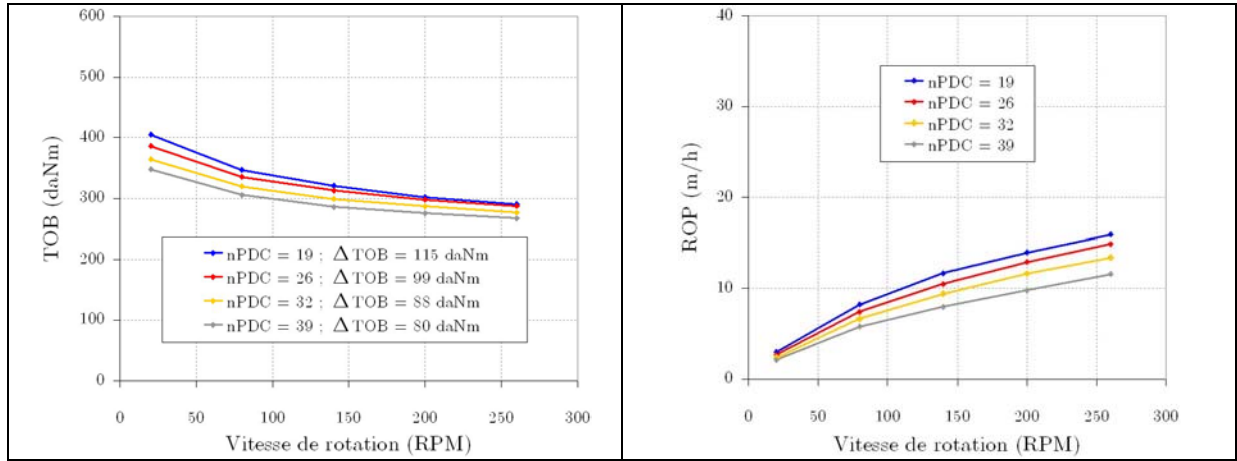


Fig. 7.11 : Réponse dynamique et densité de taillants ( $P = 24$  MPa, Lacôme,  $WOB = 4.0$  t)

On constate que  $\Delta TOB$  diminue significativement lorsque la densité de taillants augmente, de 115 à 80 daN·m, soit une variation de - 35 daN·m. Ce résultat s'étend à toutes les roches et tous les poids sur l'outil testés.

On propose une piste pour expliquer cette évolution à l'aide de la **Fig. 7.12**, où l'on met en évidence les différences entre les profils de coupe obtenus pour des densités de taillants différentes. On représente les profils de coupe des outils à 19 et 39 taillants, obtenus pour les simulations présentées dans la **Fig. 7.11**. Chaque section de coupe a été colorée aux couleurs de la lame à laquelle appartient le taillant actif. Comme les lames sont décalées les unes par rapport aux autres de  $90^\circ$ , deux taillants appartenant à deux lames différentes sont décalés verticalement d'une distance égale à  $ROP \cdot \psi / (2\pi)$ , où  $ROP$  désigne la vitesse d'avance exprimée en mm/tr et  $\psi$  désigne le déphasage entre ces deux lames.

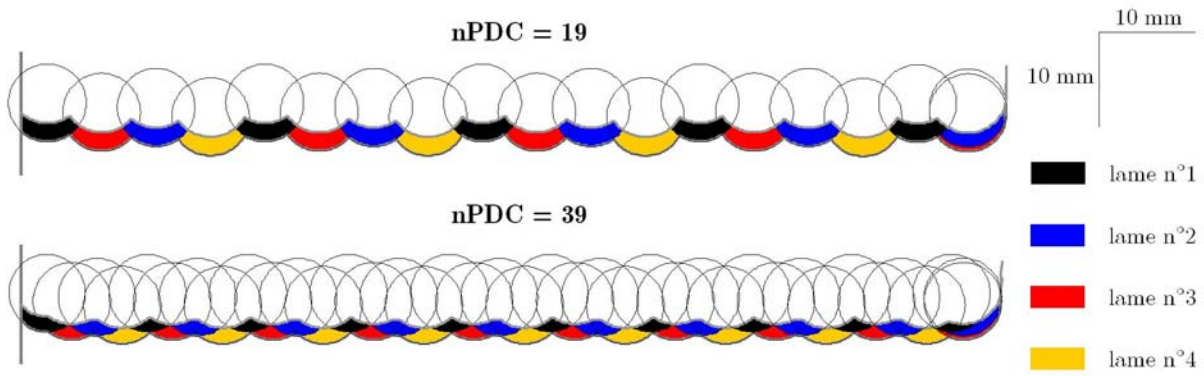


Fig. 7.12 : Sections de coupe pour deux densités de taillants (Lacôme,  $WOB = 4.0\ t$ ,  $20\ tr/min$ )

On observe une différence significative entre les sections de coupe abattues par les PDC de l'outil de faible densité ( $nPDC = 19$ ), qui ont grossièrement la forme de bandes, et celles de l'outil de densité élevée ( $nPDC = 39$ ) qui ont grossièrement la forme de triangles. Il apparaît que plus la densité de taillants augmente, plus les sections de coupe se recouvrent. Cela se traduit par le fait que la somme des longueurs de contact des taillants avec la roche augmente avec la densité de taillants. Par exemple, ces deux simulations donnent  $\sum L_c = 134.6\ mm$  pour l'outil à 19 taillants et  $\sum L_c = 196.0\ mm$  pour l'outil à 39 taillants, le rayon de l'outil étant de 101.6 mm.

Par conséquent, en augmentant la densité de taillants, on maximise la longueur de contact totale. Maximiser la longueur de contact totale revient à maximiser la surface totale des méplats artificiels des taillants de l'outil. Contrairement à ce qu'on observe dans le cas de l'influence de l'usure, maximiser la surface des méplats artificiels aboutit à réduire  $\Delta TOB$  et donc le risque de stick-slip.

On explique ces effets contraires par le fait que l'augmentation de la surface des méplats artificiels se fait, dans le cas présent, perpendiculairement à la direction du mouvement des PDC et non dans le même sens, comme c'était le cas lorsque l'on augmentait le niveau d'usure. D'après la **Fig. 7.12**, le confinement latéral, à l'échelle de chaque PDC, est plus faible dans le cas où cette surface est maximisée (cas  $nPDC = 39$ ). On en déduit que le phénomène dynamique est moins important à l'échelle de chaque PDC et, par conséquent, à l'échelle de tout l'outil. C'est pourquoi  $\Delta TOB$  diminue avec la densité de taillants.

A ce stade du travail, cette interprétation reste une piste de réflexion qui demanderait à être validée dans d'autres contextes de forage (variété de poids sur l'outil, variété de roches), puisque l'analyse numérique des résultats est fastidieuse, en particulier à cause de la complexité géométrique des surfaces de coupe. Néanmoins, les résultats présentés dans la **Fig. 7.11** sont clairs et pourraient d'abord être confrontés à des données réelles.

### 7.2.5. Influence de la géométrie du profil

Dans le cadre de l'approche torsion-axial, RICHARD (2001) identifie un facteur de forme ( $\beta$ ), lié au profil de l'outil, qui contrôle  $\Delta TOB$  (**annexe A.5**). Lorsque ce paramètre est inférieur à 1,  $\Delta TOB$  est négative et lorsque ce paramètre est supérieur à 1,  $\Delta TOB$  est positive.

L'auteur démontre que les outils dont le profil de coupe est pointu sont caractérisés par un facteur  $\beta < 1$ , tandis que les outils dont le profil de coupe est plat sont caractérisés par un facteur  $\beta > 1$ . Les outils pointus sont donc désignés, d'un point de vue théorique, comme des outils anti-stick-slip.

Afin de tester la pertinence de cette conclusion dans le cadre de notre modèle outil-roche, on calcule la réponse dynamique de cinq outils à quatre lames, de même diamètre (8 ″), dont on fait varier le profil de coupe.

L'outil plat P0 fait partie des cinq outils. Trois outils (V10, V20 et V30) sont des outils en "V", sans cône intérieur. Les angles que font les lames de coupe avec l'horizontale valent respectivement 10°, 20° et 30°. L'outil W30 est conçu sur le modèle de l'outil V30 auquel on ajoute un cône intérieur dont l'angle avec l'horizontale vaut aussi 30°. La **Fig. 7.13** représente les profils de coupe de chacun de ces outils. L'axe de chaque outil est indiqué par un trait vertical et ses différents taillants ont été colorés suivant les mêmes conventions que précédemment (**Fig. 7.10**).

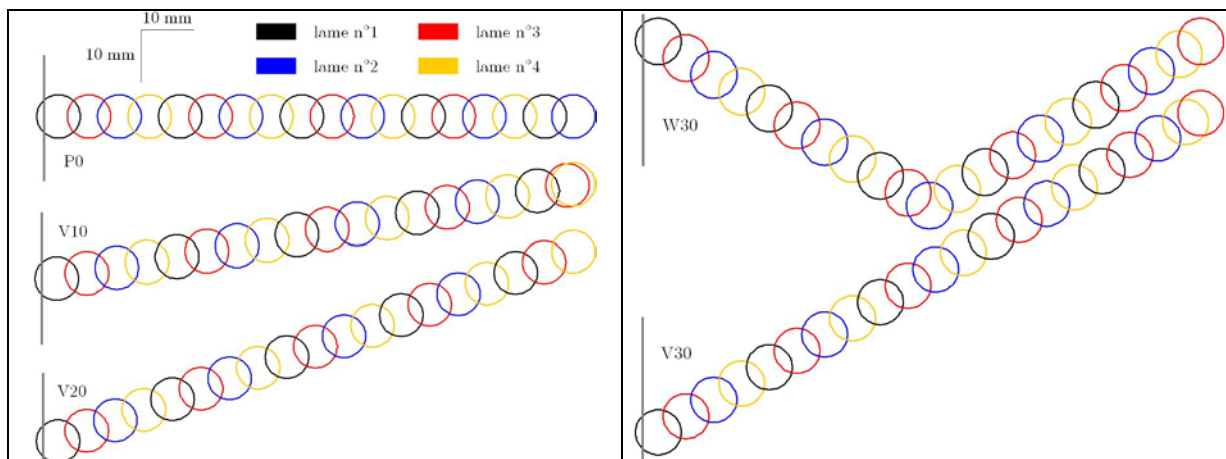


Fig. 7.13 : Profils de coupe des outils testés (influence de la géométrie du profil)

Les taillants sont uniformément répartis le long du profil de coupe afin de garder une densité de taillants constante. En outre, les angles que font les profils de coupe avec l'horizontale restent suffisamment faibles pour qu'à avancement par tour donné, les sections de coupe abattues par les taillants des différents outils soient de mêmes formes. On limite ainsi l'influence d'autres paramètres que la géométrie du profil de coupe. La **Fig. 7.14** représente la réponse dynamique de ces différents outils dans le calcaire de Lacôme, à la pression de référence (24 MPa) et pour un poids sur l'outil de 4.0 t.

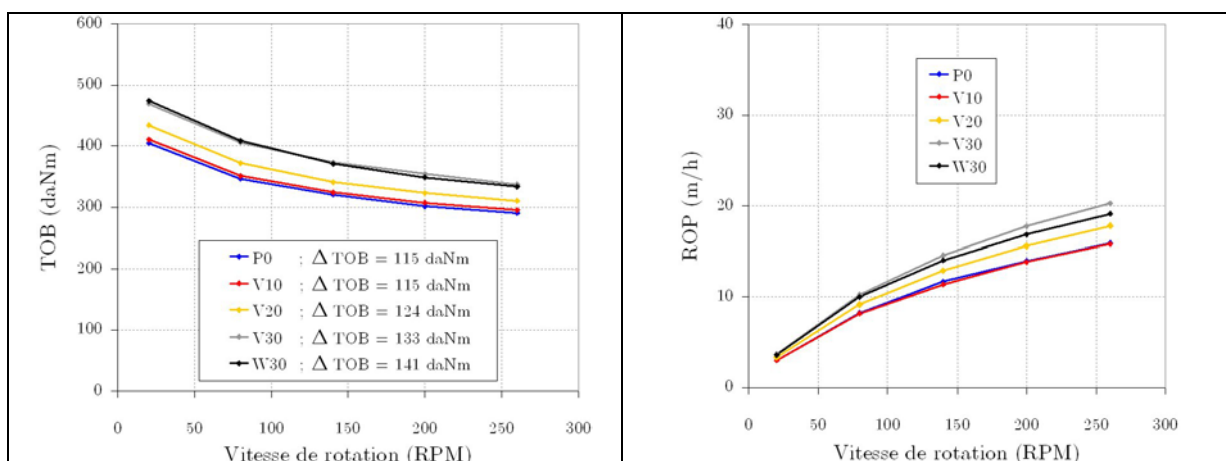


Fig. 7.14 : Réponse dynamique et géométrie du profil ( $P = 24$  MPa, Lacôme,  $WOB = 4.0$  t)

On constate d'une part que  $\Delta TOB$  augmente significativement avec l'angle du profil de coupe et d'autre part, que, comme dans l'ensemble des simulations effectuées,  $\Delta TOB$  est toujours positive. Ce double résultat s'étend à toutes les roches et à tous les poids sur l'outils. Ces résultats contredisent donc les résultats obtenus par RICHARD (2001) à double titre :

- les outils pointus favorisent le stick-slip plutôt que l'inverse ;
- bien que les variations de  $\Delta TOB$  soient significatives, faire varier la géométrie du profil d'un outil n'a pas suffisamment d'impact sur  $\Delta TOB$  pour la rendre négative. Au vu des simulations effectuées dans cette thèse, il n'est pas possible de modifier le profil d'un outil afin d'obtenir un outil anti-stick-slip.

Cependant, que ces résultats s'opposent à ceux de RICHARD (2001) ne constitue pas une contradiction théorique puisque les deux approches suivies sont très différentes. Elle pourraient d'ailleurs être combinées dans un modèle plus global. C'est donc une contradiction purement opérationnelle qui ne peut être levée que par une synthèse de données de terrain.

### 7.3. La quête de l'outil anti-stick-slip

Les résultats numériques présentés au cours de ce chapitre montrent donc que  $\Delta TOB$  est influencée à la fois par les conditions opératoires de forage (roche, pression de boue, usure) et par les paramètres de conception de l'outil (géométrie et implantation des taillants, diamètre de l'outil, géométrie du profil). La **Fig. 7.15** (gauche) donne un aperçu général de ces résultats.

Comme expliqué sur le schéma de la **Fig. 7.15** (droite), pour chaque paramètre, on représente la variation de  $\Delta TOB$  entre la première valeur indiquée du paramètre (par exemple pour le niveau d'usure,  $\omega_{ch} = 45^\circ$  et  $l_{ch} = 0.5$  mm) et la deuxième valeur indiquée ( $\omega_{ch} = 65^\circ$  et  $l_{ch} = 0.9$  mm). Lorsque la variation de  $\Delta TOB$  est positive, cela signifie que le risque de stick-slip augmente de la première à la deuxième valeur du paramètre.

Pour chaque paramètre, on représente les résultats obtenus dans chaque roche. Lorsque c'est la roche elle-même qu'on a fait varier, la série à considérer est "Anstrude, Chauvigny, Lacôme, Buxy". En ce qui concerne les profils de coupe, on les a classés du plus plat au plus pointu, dans l'ordre suivant "P0, V10, V20, V30, W30". Notons par ailleurs que  $\omega_{c0}$  désigne l'angle de coupe des taillants non chanfreinés et  $\omega_c$  l'angle de coupe des taillants chanfreinés.

On rappelle enfin, que lorsqu'un paramètre varie, les valeurs de tous les autres paramètres sont égales aux valeurs de référence, qui sont :

- pression de boue de référence : 24 MPa, équivalent à 2000 m de profondeur pour une densité de boue de 1.2 ;
- profil de l'outil : P0, 19 taillants d'angle de coupe  $\omega_c = 15^\circ$  ;
- diamètre : 8 '' ;
- densité de taillants : 19 taillants (espacés de 5.6 mm), d'une densité de 4.5 taillants par pouce ( $in^{-1}$ ) de diamètre de l'outil ;
- niveau d'usure :  $\omega_{ch} = 45^\circ$  et  $l_{ch} = 0.5$  mm, c'est-à-dire outil neuf.

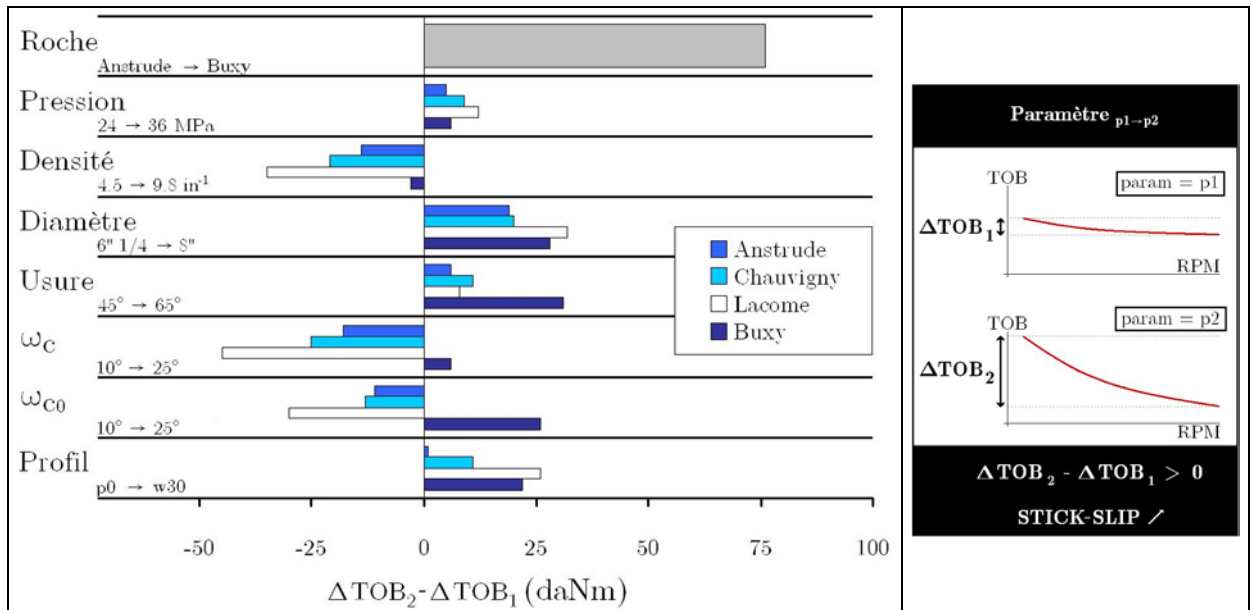


Fig. 7.15 : Influence des différents paramètres testés sur  $\Delta TOB$  (Lacôme,  $WOB = 4.0 t$ )

On observe que les résultats sont assez homogènes suivant les roches, à l'exception de ceux concernant les angles de coupe, dont on a souligné les spécificités (§ 7.2.1).

L'augmentation de nombreux paramètres induit une augmentation de  $\Delta TOB$  et donc du risque de stick-slip : parmi les conditions opératoires, c'est le cas de la "dureté" de la roche, du niveau d'usure, de la pression de boue, du poids sur l'outil et du confinement dynamique ; parmi les paramètres de conception de l'outil, c'est le cas du diamètre et du profil de l'outil.

En revanche, l'augmentation de l'angle de coupe ou de la densité de taillants PDC induit une diminution de  $\Delta TOB$  et donc une réduction du risque de stick-slip.

De nombreux tests ont été effectués où l'on a fait varier l'ensemble des paramètres étudiés (roche, pression de boue, poids sur l'outil, angle de coupe, angle de chanfrein, densité de taillants, diamètre de l'outil et géométrie du profil). Ces simulations ont été conduites dans le but de concevoir un outil dont  $\Delta TOB$  serait négative, autrement dit un outil anti-stick-slip. Aucune des configurations testées n'a permis d'arriver à ce résultat. Cependant, le diagramme de synthèse (Fig. 7.15, gauche) donne des règles de base permettant de minimiser  $\Delta TOB$  et de concevoir des outils minimisant le risque de stick-slip.

## 7.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons extrapolé le modèle d'interaction outil-roche développé au Chapitre 5 à des conditions de forage réalistes. Celles-ci requièrent tout d'abord l'emploi d'outils de forage réels composés de taillants cylindriques. Ensuite, on a postulé que le modèle corrigé est utilisable dans les quatre roches testées, ce qui est justifié par le fait que la correction appliquée au modèle d'interaction initial semble purement géométrique. Enfin, on a étendu ce modèle sous pression de boue. L'influence de la pression de boue a été incorporée au modèle d'interaction sous la forme d'une contrainte hydrostatique, avec prise en compte éventuelle du phénomène de confinement dynamique.

L'objectif principal de la présente thèse était d'évaluer l'impact de l'interaction entre l'outil et la roche forée sur le risque de stick-slip. Bien que plusieurs maillons de la démarche proposée requièrent de nouvelles validations expérimentales, cet objectif a été atteint.

On s'est attaché à comparer les réponses dynamiques d'outils de forage réels en faisant varier différents paramètres définissant cet outil ainsi que les conditions opératoires dans lesquelles il est utilisé. D'après le **Chapitre 1**, le risque de stick-slip peut être mesuré par la chute de couple,  $\Delta TOB$ , et c'est suivant ce critère que les résultats ont été analysés.

Ayant considéré des conditions de forage de référence réalistes (en termes d'outil de forage, de pression de boue et de poids sur l'outil), on a montré que les quatre roches étudiées présentent des comportements dynamiques similaires, caractérisés par une réponse dynamique en couple systématiquement décroissante. On en conclut que, dans le cadre de la présente thèse, ce phénomène dynamique est généralisé et n'est pas seulement lié au régime de stick-slip.

En outre, les calculs montrent que, conformément à ce qui est affirmé dans la littérature, plus la roche est "dure", plus le risque de stick-slip est élevé. La prise en compte de la pression de boue a permis toutefois de nuancer ce résultat en montrant que si les roches "dures" présentent un risque de stick-slip élevé, ce n'est pas tant, du fait de leur résistance que du fait de leurs caractéristiques tribologiques. Cependant, cela n'empêche pas que l'influence de la pression de boue sur le risque de stick-slip reste significative.

On a aussi montré que la chute de couple,  $\Delta TOB$ , est quasiment proportionnelle au poids sur l'outil. Ce résultat va à nouveau dans le sens des connaissances sur le stick-slip, puisque diminuer le poids sur l'outil constitue un remède bien connu contre le stick-slip (§ **1.2.4.4**).

Enfin, le travail présenté a permis d'étudier l'influence de la conception des outils PDC. C'était l'un des objectifs principaux de cette thèse et on a ainsi montré qu'il est possible de contrôler la réponse dynamique d'un outil de forage de type PDC, dans une roche donnée, en agissant sur sa conception. Autrement dit, dans la limite des hypothèses du modèle, on a montré, d'un point de vue théorique, que l'on peut contrôler le risque de stick-slip à partir de la conception des outils PDC. Plusieurs séries de calculs où l'on a fait varier l'angle de coupe, l'angle de chanfrein, la densité de taillants, le diamètre de l'outil et la géométrie du profil ont conduit à des variations notables de  $\Delta TOB$ . Ces résultats pourraient avoir des implications opérationnelles intéressantes.

# Conclusions et perspectives

## Le stick-slip en forage pétrolier

Le phénomène de stick-slip affecte l'intégrité des garnitures de forage, l'usure des outils de forage et les performances du forage. Ce mode de vibration instable est très répandu de nos jours et devrait le rester, d'après les évolutions techniques attendues du forage. Comme le stick-slip se présente sous plusieurs formes et se produit dans de nombreux contextes de forage, les multiples technologies qui ont été développées depuis plus de 30 ans, n'ont pas permis de trouver une solution générale et efficace contre ce problème. Des conceptions récentes d'outils de type PDC semblent fournir des résultats probants, mais ces évolutions reposent sur des démarches plutôt empiriques, car les deux approches théoriques de la littérature permettant de modéliser le stick-slip en incluant l'action de l'outil de forage, n'offrent pas un cadre général d'analyse :

- l'approche couplée torsion-axial est certes construite sur des bases théoriques, mais elle n'a pas été appliquée sur le terrain ; en outre, bien qu'étant la seule approche incorporant le processus de forabilité des roches par l'outil de forage, la géométrie de ces derniers est trop simplifiée pour être utilisée dans une optique industrielle de conception ;
- l'approche en torsion pure, quant à elle, a été validée à de nombreuses reprises sur le terrain, mais elle manque de bases théoriques. Bien que l'on reconnaisse que l'instabilité de stick-slip est générée par la décroissance de la fonction qui relie le couple à l'outil à sa vitesse de rotation - la loi de frottement - le mécanisme physique à l'origine de ce phénomène n'a jamais été modélisé.

Pourtant, le rôle crucial de l'outil de forage dans l'occurrence du stick-slip a été mis en évidence à partir de campagnes de terrain et d'études théoriques conduites dans le cadre des deux approches. Nous avons approfondi cette question dans le cadre de l'approche en torsion pure. Des simulations numériques de stick-slip ont ainsi démontré l'impact significatif de plusieurs paramètres décrivant la loi de frottement, en comparaison des autres paramètres du modèle. En particulier, on a montré que le risque de stick-slip est fortement contrôlé par l'ampleur de la chute de couple lorsque la vitesse de rotation augmente.

A partir de ces constatations, notre objectif principal était de comprendre l'origine de la décroissance de la loi de frottement, en analysant le processus de forabilité des roches par les outils PDC, afin de valider l'usage de l'approche en torsion pure et si besoin, de construire un modèle de comportement dynamique des outils PDC, et éventuellement, l'utiliser pour prédire le risque de stick-slip.

## Méthodologie

Pour cela, nous avons suivi une méthodologie de travail développée au Centre de Géosciences et qui repose sur la modélisation du processus de forabilité en s'appuyant sur une variété de dispositifs expérimentaux permettant de simuler des conditions réalistes de forage, à différentes échelles.

On a tout d'abord étudié la réponse dynamique d'outils de forage type PDC à échelle 1 sur un banc de forage, dans des conditions stables de forage. Le comportement mécanique des outils PDC étant dicté



par celui des taillants qui le composent, on a ensuite expérimenté la réponse dynamique des taillants PDC dans une cellule de forabilité permettant de tester des vitesses de coupe réalistes.

Au cours de ces essais, on s'est concentré sur la mesure des efforts de forage et l'analyse de la phénoménologie du processus de forabilité par les taillants PDC. Ce processus se situant entre un pôle fragile et un pôle ductile, il est difficile de caractériser les lois rhéologiques qui gouvernent l'évolution des efforts de forage. On a donc choisi de modéliser les efforts de forage de manière semi-empirique, en fondant notre approche sur des mécanismes physiques empruntés de la littérature, et en ajustant les paramètres de ces modèles grâce aux nombreux essais de forabilité réalisés.

Ce modèle d'interaction dynamique taillant-roche a ensuite été appliqué afin de calculer les réponses dynamiques des outils de forage complets testés sur le banc de forage. La confrontation de la théorie et de l'expérience a montré qu'une étape supplémentaire de correction du modèle, due à la transposition d'une géométrie rectangulaire à une géométrie cylindrique du taillant, était nécessaire. Après correction, le modèle a été utilisé dans des conditions de forage réalistes en termes d'outil de forage, de pression de boue et de poids sur l'outil, ce qui a permis de conduire une analyse exploratoire de l'influence de l'outil de forage sur le risque de stick-slip.

## Principaux résultats

On a tout d'abord constaté en laboratoire et dans des conditions nominales de forage, que le couple à l'outil diminue systématiquement avec la vitesse de rotation lorsque le poids sur outil est maintenu constant. Ce phénomène, appelé dans la littérature "negative damping effect", se produit indépendamment de l'occurrence ou non d'un couplage entre les vibrations de torsion et les vibrations axiales, comme requis par l'approche torsion-axial.

En outre, ce phénomène, qui a été observé par d'autres auteurs dans un cadre dynamique, a été observé ici en régime quasi statique, c'est-à-dire en l'absence de stick-slip. Cela renforce donc la légitimité de l'approche en torsion pure, qui postule l'existence d'une unique loi de frottement s'écrivant de manière générale  $T(\dot{\theta}, \ddot{\theta})$ .

La baisse du couple à l'outil s'accompagne d'une baisse de son avancement par tour, ce qui implique non seulement, que les performances des outils PDC diminuent avec la vitesse de rotation, mais que ce phénomène dynamique est intrinsèque au processus de forabilité.

La campagne d'essais de forabilité sur une variété de taillants a permis de mettre en évidence les mécanismes physiques à l'origine de ces observations. On a tout d'abord observé que les efforts de forage augmente significativement en fonction de la vitesse de coupe, en particulier, l'effort normal. On a aussi observé que le processus de forabilité génère systématiquement une quantité substantielle de roche broyée, souvent retrouvée sous forme d'amalgame compacté sur le chanfrein des taillants utilisés.

A partir de ces résultats et d'études de la littérature confirmant l'importance de la roche broyée dans le processus de forabilité, on a postulé l'existence d'une zone localisée au voisinage de l'arête du taillant, constituée de roche broyée et appelée méplat artificiel. Par analogie avec des expériences issues du domaine de la dynamique des milieux granulaires, le phénomène dynamique observé à l'échelle des taillants PDC, est attribué à la mise en place, au sein du méplat artificiel, d'un champ de contraintes de cisaillement dépendant de la vitesse de coupe. Il se manifeste par une augmentation logarithmique de l'effort normal qui permet d'expliquer, à l'échelle de l'outil, à la fois la diminution du couple à l'outil avec la vitesse de rotation et la baisse des performances de forage.

Nous avons eu la chance de pouvoir expérimenter une vaste gamme de conditions opératoires. Le modèle d'interaction taillant-roche permet ainsi d'étudier la réponse dynamique d'outils PDC dans de nombreux contextes de forage, en particulier ceux qui sont connus pour favoriser le stick-slip. Par

exemple, le modèle confirme que le risque de stick-slip est d'autant plus élevé que le poids sur l'outil est élevé, que la roche est dure, que l'usure est élevée et que la pression de boue est élevée.

## Conséquences pratiques

Le modèle d'interaction outil-roche prend en compte la géométrie réelle des outils de forage type PDC. On a ainsi mis en évidence l'influence significative d'un certain nombre de paramètres comme l'angle de coupe, la taille du chanfrein, la densité de taillants PDC, le diamètre de l'outil ou la géométrie de son profil. En accord avec les données de la littérature provenant des fabricants d'outils, ainsi qu'avec les études conduites suivant l'approche torsion-axial, on conclut qu'il est possible de contrôler la réponse dynamique d'un outil de forage dans une roche donnée, et par conséquent le risque de stick-slip, en agissant sur sa conception. Ce travail ouvre donc, d'un point de vue théorique et non plus seulement empirique, une voie vers la conception d'outils anti-stick-slip.

Plus généralement, étant donné que le modèle d'interaction outil-roche a été conçu dans un cadre quasi statique, il ne s'applique pas, en premier lieu, au stick-slip, mais aux régimes stables de forage. Il peut donc être incorporé à des logiciels de conception d'outil pour raffiner la prédiction de la réponse mécanique des outils de type PDC, tout en introduisant ce paramètre important qu'est la vitesse de rotation dans le processus de conception. Les applications les plus directes de ce travail portent sur l'étude de la technologie DOCC, l'équilibrage des outils PDC avec prise en compte de la vitesse, la dépendance du comportement directionnel des outils PDC à la vitesse de rotation et enfin, l'usure des taillants PDC.

## Limitations et perspectives

Malgré la variété des conditions opératoires testées au cours de la présente thèse, plusieurs domaines expérimentaux restent à approfondir. D'une part, le fait d'avoir construit toute notre démarche sur une approche quasi statique a certainement conduit à des simplifications portant sur le processus dynamique de forabilité des roches, à l'échelle du taillant ainsi qu'à l'échelle de l'outil. Aux deux échelles, imposer des conditions dynamiques de coupe pourrait révéler des phénomènes complexes liés, entre autres, à l'évacuation des débris de coupe. D'autre part, les essais ont été réalisés à pression atmosphérique et on a montré que des mécanismes d'invasion du fluide de forage pouvaient se produire sous forte pression. Analyser la compétition entre ces mécanismes et le mécanisme décrit dans la présente thèse pourrait révéler des couplages complexes. Enfin, on a seulement testé des roches carbonatées. Un travail similaire devrait être conduit dans les deux autres grandes catégories de roches rencontrées dans le forage pétrolier, que sont les argilites et les grès. On s'attend à ce que le processus de coupe de telles roches présente aussi une grande richesse, même en se restreignant au cadre des roches homogènes.

En outre, l'hypothèse du comportement dynamique du méplat artificiel a été construite à partir de résultats expérimentaux et d'études de la littérature provenant de domaines scientifiques variés. Passer à l'échelle microscopique permettrait d'affiner la description des mécanismes en jeu aux interfaces et le rôle de ce matériau granulaire spécifique qu'est la roche broyée, confinée. Cette tâche pourrait être abordée suivant plusieurs voies : les efforts de forage ayant été observés à haute fréquence, il serait intéressant d'en analyser le contenu fréquentiel et l'amplitude afin de décrire plus finement le processus de coupe instantané ; les mécanismes présentés étant fortement liés à des phénomènes d'écoulement aux interfaces, il serait intéressant d'étudier l'influence des caractéristiques physiques contrôlant la rhéologie du troisième corps, et notamment la granulométrie ; l'observation de l'état de surface des

taillants PDC avant et après essai pourrait aussi permettre de caractériser ces phénomènes d'écoulement.

Le phénomène dynamique décrit dans la présente thèse a permis d'expliquer qualitativement la réponse dynamique des outils PDC sur le banc de forage. Cependant, on a développé le modèle d'interaction taillant-roche sur la base d'essais conduits avec des taillants carrés. On a souhaité ainsi bénéficier d'une variété de taillants PDC disponibles au Centre de Géosciences et aussi développer le modèle à partir d'une géométrie de coupe simple. A l'échelle de l'outil, on a attribué les écarts observés entre la théorie et l'expérience à la transposition rectangulaire-cylindrique et cela a nécessité de corriger le modèle et ainsi réduit la portée du modèle d'interaction taillant-roche. Ajuster directement le modèle sur des essais conduits avec des taillants PDC cylindriques sur la cellule de forabilité, permettrait de conclure, quantitativement, si le mécanisme proposé explique tout ou partie de la réponse dynamique des outils PDC testés sur le banc de forage.

L'étude de l'influence de la vitesse sur le processus de forabilité des roches par les outils type PDC en est encore à un stade exploratoire. A ce jour, deux mécanismes, incluant celui de la présente thèse, ont été modélisés. Ces deux mécanismes ne sont pas incompatibles et on pourrait envisager de les rassembler au sein d'un même modèle couplé torsion-axial, avec prise en compte d'efforts élémentaires de forage dépendants de la vitesse de coupe. La principale difficulté d'une telle approche provient du fait que le motif de fond de trou généré par un outil vissé au bout d'une structure à deux degrés de liberté a une géométrie tridimensionnelle. Simuler le comportement dynamique d'une garniture de forage avec une condition à la limite aussi complexe requiert alors des temps de calcul très importants. Le problème serait d'ailleurs de même nature si l'on s'intéressait au couplage entre les phénomènes de stick-slip et de bit-whirl.

De plus, d'autres mécanismes pourraient être envisagés pour rendre compte de phénomènes dynamiques dans le processus de forabilité des roches. On en a évoqué plusieurs au cours de la présente thèse : le phénomène de confinement dynamique ; l'augmentation de la résistance à la compression simple avec la vitesse de déformation, qui pourrait être considérée comme significative dans certaines applications. On pourrait aussi envisager des mécanismes comme l'inertie de la roche en cours d'abattage, qui n'est jamais prise en compte dans les modèles statiques existants. Enfin, comme le mécanisme présenté dans cette thèse est lié à la difficulté d'évacuer de la roche broyée à mesure que le taillant avance, on pourrait envisager d'incorporer l'influence de la circulation de boue à l'échelle de l'outil de forage, afin d'étudier l'interaction entre les régimes d'écoulement et la dynamique du processus de coupe. Dans ce dernier exemple, on devrait incorporer une composante mécanique des fluides à l'analyse, ce qui reviendrait à glisser vers une autre forme de stick-slip.

De manière générale, on a présenté les différentes formes de stick-slip et on a souligné que la présente thèse focalisait sur l'une d'entre elles, lié à l'interaction outil-roche. Sachant que la dernière grande synthèse de terrain sur le stick-slip remonte aux années 90 et que les techniques de forage ont fortement évolué depuis, disposer d'une mise à jour du problème et savoir quelle place tient l'outil de forage dans l'occurrence du stick-slip pourrait être bénéfique. En effet, le forage directionnel est en pleine croissance et les couples de frottement tiges-puits sont souvent très supérieurs aux couples de frottement générés par l'outil de forage. Dans un puits horizontal, le couple à l'outil représente de l'ordre de 10 % du couple de surface. Il est alors crucial de caractériser la dynamique du frottement tiges-puits en plus de la dynamique de l'outil. Enfin, lorsque les contacts tiges-puits sont nombreux, la dynamique en torsion des garnitures de forage doit être modélisée par des structures possédant un grand nombre de degrés de liberté, ce qui ouvre la voie à l'étude des modes supérieurs des vibrations de torsion et aux formes moins connues de stick-slip.

# Bibliographie

- ABBASSIAN, F., V.A. DUNAYEVSKY (1998). *Application of Stability Approach to Bit Dynamics*. SPE Drilling & Completion, SPE 30478.
- ABDOLLAHI, J., P. SKALLE (2003). *Case Study : Abnormal Drillstring Wash-out and Fatigue Experienced when Drilling Hazardous Formation in Iranian Oil Field*. SPE/IADC 85327.
- AKOWANOU, J. (2009). *Modélisation tridimensionnelle du flambage des tiges dans les puits de forage à trajectoire complexe*. Thèse de Doctorat. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- ALMENARA, R., E. DETOURNAY (1992). *Cutting experiments in sandstones with blunt PDC cutters*. In Proc. EuRock 92, pp 215-220, Thomas Telford, London.
- BAILEY, J.R., E.A.O BIEDIGER, V. GUPTA, D. ERTAS, W.C. ELKS, F.E. DUPRIEST (2008). *Drilling Vibrations Modeling and Field Validation*. IADC/SPE 112650
- BLACK, A.D., B.H. WALKER, G.A. TIBBITS, J.L. SANDSTROM (1986). PDC Bit Performance for Rotary, Mud Motor, and Turbine Drilling Applications. SPE 13258-PA.
- BEHR, S., T.M. WARREN, L.A. SINOR, J.F. BRETT (1993). *3D PDC Bit Model Predicts Higher Cutter Loads*. SPE Drilling & Completion, SPE 21928, December.
- BENSMINA, S., S. MENAND, H. SELLAMI (2011). *Which Drill Pipe is the less Resistant to Buckling : Steel, Aluminum or Titanium Drill Pipe ?* SPE/IADC 140211.
- BESSELINK, B. (2008). *Analysis and validation of self-excited drill string oscillations*. Master's thesis, Technische Universiteit Eindhoven, Department of Mechanical Engineering, Dynamics and Control Group.
- BOUALLEG, R. (2006). *Modélisation des systèmes de forage en formations géologiques anisotropes*. Thèse de Doctorat. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- BRETT, J.F., T. WARREN, S. BEHR (1989). *Bit whirl : A new theory of PDC bit failure*. SPE 19571. In Proc. 64th Annual Tech. Conf.
- BRETT, J.F. (1992). *The genesis of torsional drillstring vibrations*. SPE Drilling Engineering. September, SPE 21943.
- CHALLAMEL, N. (1999). *Etude de stabilité d'une structure de forage à partir du processus de destruction de la roche*. Thèse de Doctorat. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- CHALLAMEL, N. (2000). *Rock destruction effect on the stability of a drilling structure*. Journal of Sound and Vibration 233 (2), 235—254.
- CHALLAMEL, N., H. SELLAMI, E. CHENEVEZ, L. GOSSUIN (2000). *A Stick-slip Analysis Based on Rock/Bit Interaction : Theoretical and Experimental Contribution*. IADC/SPE 59230.
- CHEATHAM, J. B., W. DANIELS (1979). *A study of factors influencing the drillability of shales: Single cutter experiments with stratapax drill blanks*. Journal of Energy Resources Technology, 101.
- CHEN, S.L., K. BLACKWOOD, E. LAMINE (2002). *Field Investigation of the Effects of Stick-Slip, Lateral, and Whirl Vibrations on Roller-Cone Bit Performance*. SPE Drilling & Completion, SPE 76811.
- CLAYTON, R., S. CHEN, G. LEFORT (2005). *New Bit Design, Cutter Technology Extend PDC Applications to Hard Rock Drilling*. SPE/IADC 91840.

- COUDYZER, C., T. RICHARD (2005). *Influence of the back and side rake angles in rock cutting*. AADE-05-NTCE-75
- DAGRAIN, F. (2006). *Etude des mécanismes de coupe des roches avec des couteaux usés - Approche des mécanismes de frottement sous les couteaux par le concept du troisième corps*. Faculté Polytechnique de Mons.
- DELIAC, E. (1986). *Optimisation des machines d'abattage à pics*. Thèse de Doctorat, Ecole nationale Supérieure des Mines de Paris.
- DETOURNAY, E., C. ATKINSON (2000). *Influence of pore pressure on the drilling response in low-permeability shear-dilatant rocks*. Int. J. Rock Mech. & Mining Sc., 37, 1091-1101.
- DETOURNAY, E., P. DEFOURNY (1992). *A phenomenological model of the drilling action of drag bits*. Int. J. Rock Mech. Min. Sci. 29 (1), 13—23.
- DETOURNAY, E., A. DRESCHER (1992). *Plastic flow regimes for a tool cutting a cohesive-frictional material*. In Pande & Pietruszczak (eds) Numerical Models in Geomechanics: 367-376, Rotterdam:Balkema.
- DETOURNAY, E., C.P. TAN (2002). *Dependence of Drilling Specific Energy on Bottom-Hole Pressure in Shales*. SPE/ISRM 78221.
- DOWNTON, G., T.S. KLAUSEN, A. HENDRICKS, D. PAFITIS (2000). *New Directions in Rotary Steerable Drilling*. Oilfield Review, Spring 2000, Ed. Schlumberger.
- DUFEYTE, M.P., H. HENNEUSE (1991). *Detection and monitoring of the stick-slip motion: Field experiments*. SPE 21945.
- DUNAYEVSKY, V.A., F. ABBASSIAN, A. JUDZIS, (1993). *Dynamic Stability of Drillstrings Under Fluctuating Weight on Bit*. SPE 14329.
- EL MARZOUKI, Z. (2007). *Etude du comportement dynamique des trains de tiges de forage pétrolier*. Rapport d'Option Sol et Sous-Sol, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- ELSAIED, M. A., R. L. WELLS, D. W. DAREING, K. NAGIRIMADUGU (1994). *Effect of process damping on longitudinal vibrations in drillstrings*. Journal of Energy Resources Technology, 116, 129—135.
- EVESQUE, P. (2000). *Eléments de mécanique quasi statique des milieux granulaires mouillés ou secs*. Poudres & Grains, NS 1.
- FEAR, M.J., F. ABBASSIAN, S.H.L. PARFITT, A. MCCLEAN (1997). *The Destruction of PDC Bits by Severe Slip-Stick Vibration*. SPE/IADC 37639.
- GERBAUD, L. (1999). *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.
- GERBAUD, L., S. MENAND, H. SELLAMI (2006). *PDC Bits : All Comes From The Cutter/Rock Interaction*. SPE/IADC 98988.
- GERMAY, C. (2009). *Modeling and Analysis of Self-Excited Drill Bit Vibrations*. PhD Dissertation. Faculty of Applied Sciences, University of Liège.
- GLOWKA, D.A. (1987). *Development of method for predicting the performance and wear of PDC drill bits*. Sandia Report 86-1745. Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM.
- GLOWKA, D.A. (1989). *Use of single cutter data in the analysis of PDC designs : developement of a PDC cutting model*. Journal of Petroleum Technology, pp 797-849.
- GUEGUEN, Y., J. FORTIN (2005). *Mécanique des roches en géologie : des processus microscopiques au comportement macroscopique*. Colloque "Microstructure et Propriétés des Matériaux", Presse des Ponts et Chaussées.
- HALLIBURTON (2007). *ADT Drilling Optimization Service Brochures*. <http://www.halliburton.com>.

- HALSEY G.W., A. KYLLINGSTAD, A. KYLLING (1988). *Torque feedback used to cure slip-stick motion*. In 63rd SPE annual technical conference and exhibition, p. 277–282.
- HANSFORD, J.E., LUBINSKI, A. (1966). *Cumulative Fatigue Damage of Drill Pipe in Dog-Legs*. SPE 1258.
- HARTLEY, R.R., R.P. BEHRINGER (2003). *Logarithmic rate dependence of force networks in sheared granular materials*. Nature 421, 928-931.
- HEISIG, G., M. NEUBERT (2000). *Lateral Drillstring Vibrations in Extended-Reach Wells*. SPE 59235.
- HENNEUSE, H. (1992). *Surface detection of vibrations and drilling optimization : Field experience*. IADC/SPE Drilling Conference held in New Orleans, Louisiana, February 18-21, 409-423.
- HILL, T.H., P.V. SESHADRI, K.S. DURHAM (1992). *A Unified Approach to Drillstem-Failure Prevention*. SPE 22002-PA.
- HOFFMANN, O. (2006). *Drilling Induced Vibration Apparatus*. PhD thesis, University of Minnesota.
- HOWELL, D., C. VEJE, R.P. BEHRINGER (1999). *Stress fluctuations in a 2D granular Couette experiment : A continuous transition*. Phys. Rev. Lett., 82, 5241-5244.
- HUANG, H. (1999). *Discrete Element Modeling of Tool-Rock In-teraction*. PhD Thesis, University of Minnesota.
- JAGGI, A., S. UPADHAYA, A. ROY CHOWDHURY (2007). *Successful PDC/RSS Vibration Management Using Innovative Depth-of-Cut Control Technology : Panna Field, Offshore India*. SPE/IADC 104388
- JANSEN, J.D (1993). *Nonlinear dynamics of oilwell dillstrings*. PhD thesis, Delft University of Technology.
- JUDZIS, A, R.G. BLAND, D.A CURRY, A.D BLACK, H.A. ROBERTSON, M.J. MEINERS, T. GRANT (2007). *Optimization of Deep Drilling Performance; Benchmark Testing Drives ROP Im-provements for Bits and Drilling Fluids*. SPE/IADC 105885.
- KARKOUB, M., Y.L. ABDEL-MAGID, B. BALACHANDRAN (2009). *Drill-string Torsional Vibration Suppression Using GA Optimized Controllers*. Journal of Canadian Petroleum Technology, Vol. 48, 12, December.
- KERR, C. (1988). *PDC Drill Bit Design and Field Application Evolution*. Paper SPE 14075, Journal of Petroleum Technology, March.
- KEULTJES, W., SAVIGNAT, J.-M. (2001). *Soft Torque MkII performance in well MA-10*. EP 2001-5469. Shell Technology EP, Rijswijk.
- KOEPCHEN, C. (1991). *Influence de la configuration des outils PDC pétroliers sur leurs performances de forage*. Rapport TEM/ST 91/1, ENSMP.
- KOK, K.H., H. HUGHES-JONES, E. CHAVEZ, K.A. ABDUL AZIZ, K. YUSOF, M. LAMBERT (2009). *Case History : A Robust Point-the-Bit Rotary Steerable System with At-Bit Imaging and 3D Geosteering Service Integral to Optimal Wellbore Placement in a Complex Thin Sand Reservoir*. SPE 121186.
- KOLLE, J.J. (1993). *A Model of Dynamic Confinement During Drilling in Pressurized Boreholes*. Int. J. Rock Mech. Min. Sci. & Geomech. Abstr., Vol. 30, No 7, pp. 1215-1218.
- KOLLE, J.J. (1996). *The effect of pressure and rotary speed on the drag bit drilling strength of deep formations*. SPE 36434.
- KURU, E., A.K. WOJTANOWICZ (1995). *An experimental study of sliding friction between PDC drill cutters and rocks*. Int. J. Rock Mech. Min. Sc. & Geomech. Abstr., Vol. 32, N° 3, pp 277-283.
- KVERNELAND, H., A. KYLLINGSTAD, M.M. MOE (2005). *Operational Experience With Use of a Hex Pump on a Land Rig*. SPE/IADC 92507.
- KYLLINGSTAD, A., P.J. NESSJOEN (2009). *A New Stick-Slip Prevention System*. SPE/IADC 119660.

- LANGEVELD, C.J. (1992). *PDC bit dynamics*. SPE/IADC 23867.
- LEBRUN, M. (1978). *Etude théorique et expérimentale de l'abattage mécanique : application à la conception de machines d'abattage et de creusement*. Thèse de Docteur Ingénieur, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- LEDGERWOOD III, L.W. (2007). *PFC Modeling of Rock Cutting Under High Pressure Conditions*. In *Rock Mechanics: Meeting Society's Challenges and Demands (1st Canada-U.S. Rock Mechanics Symposium, Vancouver, May 2007)*, Vol. 1: Fundamentals, New Technologies & New Ideas, pp. 511-518, E. Eberhardt et al., Ed. London: Taylor & Francis Group.
- LEDGERWOOD III, L.W., O.J. HOFFMANN, J.R. JAIN, C. EL HAKAM, C. HERBIG, R.W. SPENCER (2010). *Downhole Vibration Measurement, Monitoring and Modeling Reveal Stick-Slip as a Primary Cause of PDC Bit Damage in Today's Applications*. SPE 134488.
- LEINE, R.I. (1997). *Literature Survey on Torsional Drillstring Vibrations*. Internal Report, Eindhoven University of Technology.
- LEINE, R.I. (2000). *Bifurcations in discontinuous mechanical systems of Filippov-type*. PhD thesis, Eindhoven University of Technology.
- LEINE, R. I., D. H. VAN CAMPEN, W. J. G. KEULTJES (2002). *Stick-slip whirl interaction in drillstring dynamics*. *Journal of Vibration and Acoustics* 124, 209—220.
- MARU, M.M., D.K. TANAKA (2007). *Consideration of Stribeck Diagram Parameters in the Investigation on Wear and Friction Behavior in Lubricated Sliding*. *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, Vol. XXIX, 1, January-March.
- MENAND, S. (2001). *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.
- MUSZYNSKA, A (1997), *Free, forced and self-excited vibrations*. *Orbit*, December.
- NISHIMATSU, Y. (1972). *The mechanics of rock cutting*. *Int. J. Rock Mech. Min. Sci.* 9, 261-270.
- NGUYEN, M.D. (1974). *Contribution à l'étude de la taille des roches*. Thèse de doctorat, Université de Paris VI.
- ORTIZ, R. (2000). *Mise au point d'une loi de comportement et de fragmentation dynamique du béton soumis à une énergie explosive*. Thèse de Doctorat, Ecole nationale Supérieure des Mines de Paris.
- PASTUSEK, P., E. SULLIVAN, T. HARRIS (2007). *Development and Utilization of a Bit-Based Data-Acquisition System in Hard-Rock PDC Applications*. SPE/IADC 105017.
- PAVONE, D. (1994). *Method and System for Controlling the Rotary Speed Stability of a Drill Bit*. United States Patent, Patent Number 5,507,353, Institut Français du Pétrole.
- PAVONE, D. R., J. P. DESPLANS (1994). *Application of high sampling rate downhole measurements for analysis and cure of stick-slip in drilling*. SPE 28324.
- PITRAT, E. (1997). *Modélisation du bourrage sur outil PDC*. Rapport de Stage d'Option Sol et Sous-Sol, OPT 97/1, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- RACH, N. (2010). *New Bits shine in the shales*. E&P Mag, Hart Energy Publishing, LP, <http://www.epmag.com/Magazine/2010/3/item53515.php>.
- RICHARD, T., E. DETOURNAY, A. DRESCHER, P. NICODEME, D. FOURMAINTRAUX (1998). *The scratch test as a means to measure strength of sedimentary rocks*. SPE 47196.
- RICHARD, T. (1998). *Determination of Rock Strength from Cutting Tests*. University of Minnesota Master's Thesis.
- RICHARD, T. (2001). *Self-Excited Stick-Slip Oscillations of Drag Bits*. PhD thesis, University of Minnesota.

- RIGZONE (2010). *Full Steam Ahead*. Rigzone Q1 2010 Land Rig Review. [http://www.rigzone.com/data/analysis/2010\\_Q1\\_landRigReview.pdf](http://www.rigzone.com/data/analysis/2010_Q1_landRigReview.pdf)
- RITTO, T.G., C. SOIZE, R. SAMPAIO (2009). *Non-linear dynamics of a drillstring with uncertain model of the bit-rock interaction*. Int. J. Non-linear Mech., Vol. 44, 8, 865-876.
- ROBNETT E.W., J.A. HOOD, J.D. MACPHERSON (1999). *Analysis of the Stick-Slip Phenomenon Using Downhole Drillstring rotation data*. SPE/IADC 52821.
- SAMMOUDI, D. (2002). *Drillstring axial vibrations induced by PDC bits*. Rapport de stage de fin d'études, Ecole nationale Supérieure des Mines de Paris.
- SCHLUMBERGER (2007). *Shock and Vibration information*. No. 07-DR-286, July. [http://www.slb.com/~media/Files/drilling/posters/shock\\_vibration\\_posters.ashx](http://www.slb.com/~media/Files/drilling/posters/shock_vibration_posters.ashx)
- SCHMALHORST, B., E. BROMMUNDT, A. BAUMGART, U. RICHTER (2000). *Drilling Dynamics in the Presence of Mud Flow*. SPE/IADC 59236.
- SELLAMI, H. (1984). *Simulation du travail d'un pic :modélisation de la phase de pénétration*. Mémoire de Diplôme d'Etudes Approfondies. ENSMP/CMI.
- SELLAMI, H. (1987). *Etude des pics usés : application aux machines d'abattage*. Thèse de Doctorat. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- SELLAMI, H., C. FAIRHURST, E. DELIAC, B. DELBAST (1989). *The role of in situ stresses and mud pressure on the penetration rate of PDC bits*. Proceedings of the International Symposium on Rock at Great Depth, Maury & Fourmaintraux (eds), Balkema, Rotterdam, ISBN 906191954.
- SELLAMI, H. (1990). *Etude de la fragmentation des roches par les PDC en milieu confiné – Etude du travail d'un outil Stratapax en forage pétrolier profond*. Rapport interne, CGES, ENSMP, 129 p.
- SELLAMI H., P. CORDELIER (1991). *Calcul d'un outil PDC en forage pétrolier profond - logiciel de simulation DRILSIM 3D*. Rapport interne, TEM/RAP 91/1.
- SERRARENS, A.F.A., M.J.G. VAN DE MOLENGRAFT, J.J. KOK, L. VAN DEN STEEN (1998). *H1 control for suppressing stick-slip in oil well drillstrings*. IEEE Control Syst. April:19–30.
- SIMON, C., D. GOYALLON, J.-P. POLOCE, H. SELLAMI, L. GERBAUD, A. DOURFAYE (2007). *Drilling Without WOB, Dream or Reality ? An Effective Field Test by Total Angola*. SPE/IADC 105522.
- SINOUE, J.-J., L. JEZEQUEL (2006). *Mode coupling instability in friction-induced vibrations and its dependency on system parameters including damping*. Eur. Journ. Of Mech. A/Solids, 26, 106-122.
- SMITH, J.R., J.B. LUND, R.K. GALLOWAY (2002). *Friction on PDC Cutters at High Normal Stress*. Transactions of the ASME, Vol. 124, September.
- SORLIER, E. (2009). *Nouvelle génération d'outils de forage monoblocs hybrides pour formations profondes*. Thèse de Doctorat. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- SOWERS, S.F., F.E. DUPRIEST, J.R. BAILEY, L. WANG (2009). *Roller Reamers Improve Drilling Performance in Wells Limited by Bit and Bottomhole Assembly Vibrations*. SPE/IADC 119375.
- SPANOS P.D., A.M. CHEVALIER, N.P. POLITIS (2002). *Nonlinear Stochastic Drill-String Vibrations*. Transactions of the ASME, Vol. 124, October.
- STEIN OLBERG, T., H. LAASTAD, B. LESSO, A. NEWTON (2008). *The Utilization of the Massive Amount of Real-Time Data Acquired in Wired Drillpipe Operations*. SPE/IADC 112702.
- TAYLOR, M., A. MURDOCK, D. JELLEY (2001). *Rotary Drag-Type Drill Bits and Methods of Designing Such Bits*. United States Patent, Pub. No. US 2001/0020551 A1, Schlumberger Oilfield Services.
- TOLLEFSEN, E., A. WEBER, D. CROWELL, Z. NAGY (2008). *Evaluating the True Cost of Losing a Bottomhole Assembly*. SPE/IADC 112704.



- TUCKER, R.W., C. WANG (1999). *An integrated model for drill-string dynamics*. Journal Of Sound and Vibration, 224(1), 123-165.
- VAISBERG, O., O. VINCKE, G. PERRIN, J.P. SARDA, J.B. FAYÏ (2002). *Fatigue of Drillstring : State of the Art*. Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP., Vol. 57, No. 1, pp. 7-37.
- VAN DEN STEEN, L. (1997). *Suppressing stick-slip-induced drillstring oscillations: a hyperstability approach*. PhD thesis, University of Twente.
- VAROTSOS, P. (2004). *Fracture and Friction : A Review*. Acta Geophysica Polonica, Vol. 52, No. 2.
- WADE, J. (2007). *Closing in on stick-slip*. <http://www.miningaustralia.com.au/news/closing-in-on-stick-slip>
- WARREN, T.M., J.F. BRETT, S.L. ALLEN (1990). *Development of a whirl-resistant bit*. SPE 19572.
- WARREN, T.M., J.H. OSTER (1998). *Torsional Resonance of Drill Collars with PDC Bits in Hard Rock*. SPE 49204.
- WEAVER, G.E., R.I. CLAYTON (1993). *A New PDC Cutting Structure Improves Bit Stabilization and Extends Application Into Harder Rock Types*. SPE/IADC 25734.
- WEI, X., C.Y. WANG, H. YUAN, Z.H. XIE (2003). *Study on Fracture Mechanism of Rock Cutting*. Key Engineering Materials, Vol. 250, pp. 200-208.
- WIKIPEDIA (2010). *Hughes Christensen*. [http://en.wikipedia.org/wiki/Hughes\\_Christensen](http://en.wikipedia.org/wiki/Hughes_Christensen).
- WOJTANOWICZ, A.K., E. KURU (1993). *Mathematical Modeling of PDC Bit Drilling Process Based on a Single-Cutter Mechanics*. Journal of Energy Resources Technology, Vol. 115. pp. 247-256.
- XIANPING WU, S., L. PAEZ, U. PARTIN, M. AGNIHOTRI (2010). *Decoupling Stick-Slip and Whirl to Achieve Breakthrough in Drilling Performance*. SPE/IADC 128767.
- YIGIT, A.S., A.P. CHRISTOFOROU (2006). *Stick-Slip and Bit-Bounce Interaction in Oil-Well Drillstrings*. Transactions of the ASME, Vol. 128, December.
- ZIJSLING, D. H. (1997). *Single cutter testing - a key for PDC bit development*, SPE 16529.

# Annexes

## Annexe A. La modélisation du stick-slip

### A.1. Régimes de fonctionnement

On présente les résultats de simulations temporelles conduites sur le système dynamique de la **Fig. 1.36**. On représente simplement l'évolution de  $\Omega(t)$  pour différentes valeurs de la vitesse de consigne, avec et sans amortissement (**Fig. A.1**).

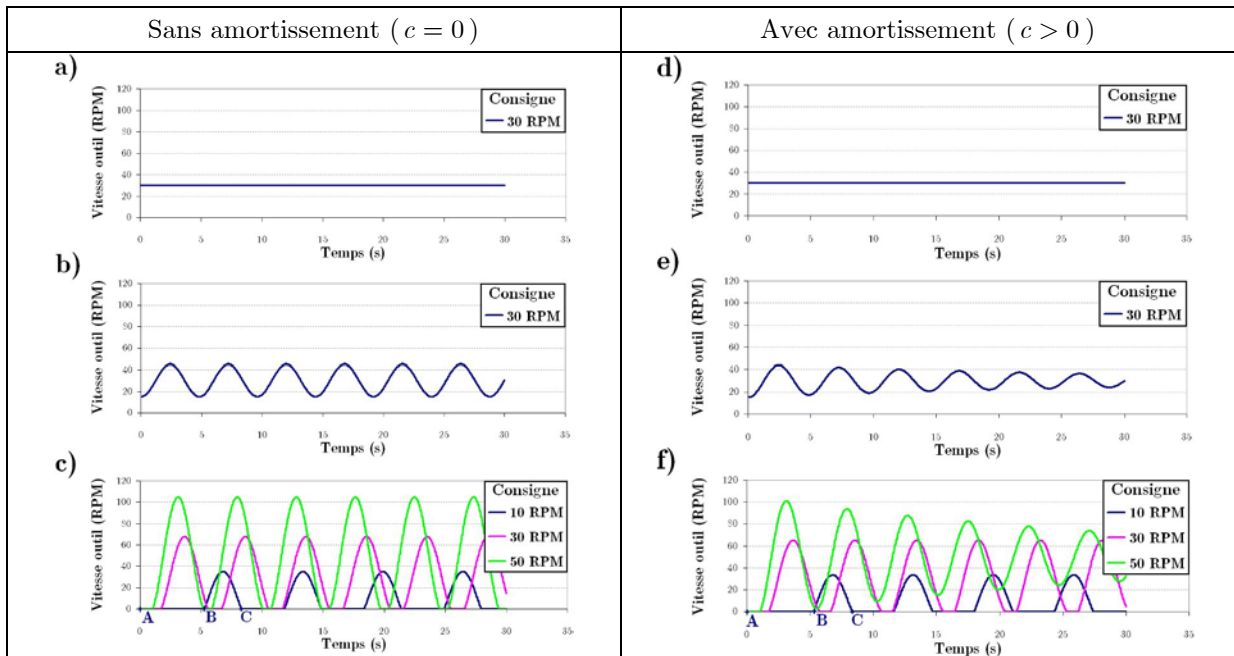


Fig. A.1 : Régimes de fonctionnement du pendule de torsion : chronogrammes

L'oscillateur non-amorti a trois régimes de fonctionnement : le régime stationnaire pour lequel  $\Omega(t) = \Omega_{ref}$  (cas a) ; le régime d'oscillations harmoniques non-amorties de faibles amplitudes (cas b) pour lequel,  $\Omega(t)$  oscille autour de  $\Omega_{ref}$ , à la pulsation propre du système  $\omega = \sqrt{k/I}$  ; le régime de stick-slip (cas c). Si la vitesse s'annule, le système entre en régime de stick-slip stable.

En revanche, l'oscillateur amorti ne possède que deux régimes de fonctionnement puisque le régime harmonique n'est pas stable et converge vers le régime stationnaire. Dans le cas e), on a simulé le régime pseudo-périodique, de pseudo-pulsation  $\omega = \sqrt{k/I - (c/2I)^2}$ . Suivant les valeurs de l'amortissement, on pourrait aussi simuler le régime critique et le régime aperiodique.

Comme dans le cas non-amorti, la période de stick-slip se décompose en une phase de glissement, dont la durée est liée à  $\omega$  et une phase d'adhérence, dont la durée est inversement proportionnelle à  $\Omega_{ref}$ . Dans le cas non-amorti, la durée d'adhérence tend vers zéro sans jamais s'annuler (cas c), tandis que dans le cas amorti, il existe une valeur de la vitesse de consigne pour laquelle la durée d'adhérence s'annule (cas f). Il n'existe donc de vitesse-seuil que dans le cas amorti.

## A.2. Méthode de résolution

Le système dynamique (**Fig. 1.36**) est défini à l'instant  $t$ , et en chaque point  $i$  du système, par la donnée des deux grandeurs mécaniques duales,  $\Omega_i$  et  $T_i$ , qui représentent respectivement la vitesse de rotation et le couple de torsion au point  $i$ . Le vecteur d'état de cet oscillateur à deux degrés de liberté s'écrit  $\underline{X} = (\Omega_1, \Omega_4, T_3, T_{kf})$ , où  $\Omega_1$  désigne la vitesse de rotation à l'outil,  $\Omega_4$  la vitesse de rotation de la top-drive,  $T_3$  le couple de torsion dans les drillpipes et  $T_{kf}$  le couple de torsion équivalent simulé électroniquement par l'absorbeur de couple STRS (de raideur  $k_f$ ). Mis sous forme normale, on obtient le système d'équations différentielles non-linéaires :

$$\begin{bmatrix} \dot{\Omega}_1 \\ \dot{\Omega}_4 \\ \dot{T}_3 \\ \dot{T}_{kf} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1/J_1 & 0 \\ 0 & -c_f/J_3 & -1/J_3 & 1/J_3 \\ -k_2 & k_2 & 0 & 0 \\ 0 & -k_f & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Omega_1 \\ \Omega_4 \\ T_3 \\ T_{kf} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f(\Omega_1) \\ c_f \Omega_{ref} / J_3 \\ 0 \\ k_f \Omega_{ref} \end{bmatrix}$$

Son caractère non-linéaire est lié à la forme de la fonction  $f$  (§ **1.3.2.2**). En particulier, on suppose généralement que le couple à l'outil est nul à vitesse de rotation nulle, comme, ce qui introduit une discontinuité à l'origine. En ce qui concerne le comportement pour les vitesses de rotation négatives, non seulement il n'a pas de sens du point de vue du forage, mais aussi, on montre que sa modélisation modifie peu l'occurrence du stick-slip. Dans ce cas, on a choisi d'imposer une évolution proportionnelle avec une constante  $K \rightarrow +\infty$  :

$$\begin{cases} \Omega_1 > 0, f(\Omega_1) = T_d + (T_s - T_d) \cdot \exp(\Omega_1 / \Omega_c) \\ \Omega_1 \leq 0, f(\Omega_1) = K \cdot \Omega_1 \end{cases}$$

La discontinuité à l'origine est traitée numériquement en prolongeant par continuité la fonction  $f$  autour de 0, sur un petit intervalle  $[-d\Omega_1, +d\Omega_1]$ , où  $d\Omega_1$  désigne le seuil d'adhérence de l'outil. Sur cet intervalle, on suppose que le couple à l'outil et la vitesse de rotation sont proportionnels et la constante de proportionnalité est prise égale à  $K$ . Ce type de problème différentiel est appelé "problème raide". Le schéma numérique choisi pour intégrer les équations est le schéma de Runge-Kutta d'ordre 4, explicite, à pas constant, qui s'est avéré précis, rapide et stable, et tout à fait comparable aux schémas numériques dédiés aux problèmes raides proposés dans le solveur "ode" du logiciel de calcul scientifique Scilab. Les simulations présentées au cours de cette thèse ont été paramétrées suivant les valeurs de référence de la structure fournies dans le **Tab. 1.2** et les valeurs des paramètres d'accordage fournies et des paramètres numériques fournies dans le **Tab. A.1** :

	$N_{tot}$	$T_{simul} / N_{tot}$	$dRPM / dt$	$k_f$	$c_f$
	(1)	(s/iter)	(tr/min)/s	(N·m)	(N·m·s)
<b>Fig. A.1</b>	30000	1/1000	-	-	-
<b>Fig. 1.16</b>	100000	1/500	-	1500	750
<b>Fig. 1.21</b>	100000	1/500	1.0	1990	470
<b>Fig. 1.37</b>	1000000	1/100	0.1	1990	470

Tab. A.1 : Valeurs des paramètres numériques et paramètres d'accordage

$N_{tot}$  désigne le nombre de pas de temps des simulations,  $T_{simul}$  la durée de la simulations,  $dRPM / dt$  la pente de la rampe utilisée pour le calcul de la vitesse-seuil, le cas échéant et  $k_f$  et  $c_f$  les paramètres d'accordage de l'absorbeur de couple STRS (**Fig. 1.21**).

### A.3. Calcul de la vitesse-seuil

Que ce soit pour les simulations présentées au cours de la présente thèse, dans le cas de la formule (Eq. 1.3), ou dans les nombreuses publications traitant du stick-slip, on omet souvent de signaler que la vitesse-seuil n'est définie que par rapport à un historique de chargement donné. Ceci est illustré par la Fig. A.2 où l'on compare des simulations pour lesquelles la vitesse de consigne est imposée sous la forme d'une rampe de pente variable.

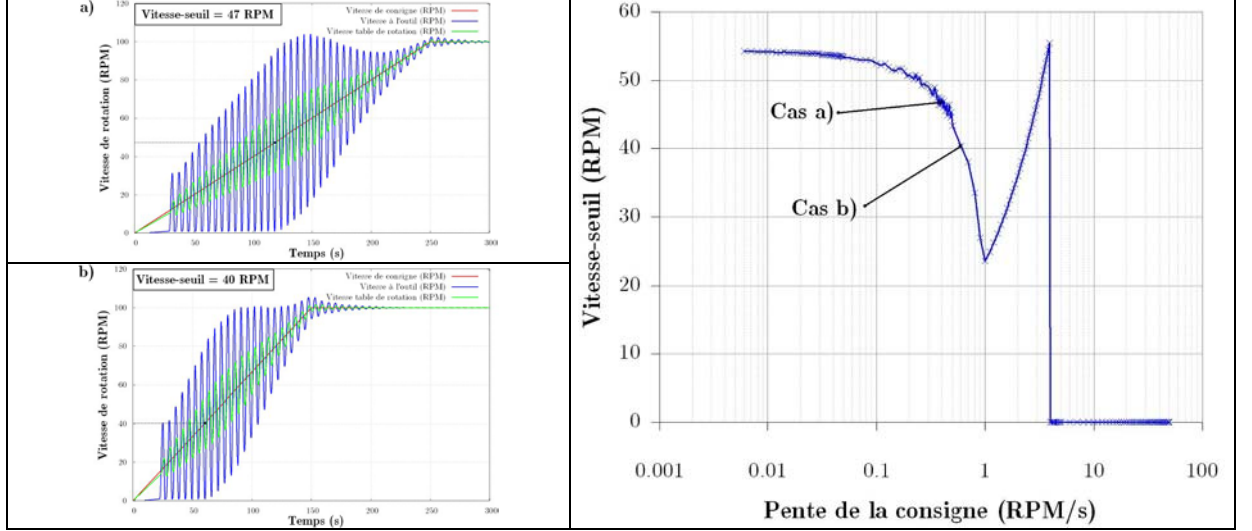


Fig. A.2 : Influence de l'historique de chargement sur la vitesse-seuil

A gauche, on représente deux exemples de l'évolution temporelle du système dynamique de référence (Tab. 1.2), accordé suivant  $k_f = 1990 \text{ N}\cdot\text{m}$  et  $c_f = 470 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$  et soumis aux deux historiques de chargement de type rampe (courbe rouge), de pente 0.4 (tr/min)/s dans le cas a) et 0.67 (tr/min)/s dans le cas b). A droite, on généralise ces deux exemples en représentant les résultats d'une série de simulations au cours desquelles on a fait varier la pente de la rampe de consigne de valeurs très faibles (0.006 (tr/min)/s) à des valeurs très élevées (50 (tr/min)/s). On constate que lorsque la pente de la consigne diminue, la vitesse-seuil converge vers 54 tr/min environ. A mesure que la pente de la consigne augmente, la vitesse-seuil varie sensiblement. Et lorsqu'elle approche le temps de réponse du système (la période fondamentale de l'oscillateur est  $T = 2\pi\sqrt{J_1 / k_2} = 4.79 \text{ s}$ ), la vitesse-seuil varie brutalement ( $>1 \text{ (tr/min)/s}$ ) et, à la limite, s'annule puisque l'outil n'a plus le temps d'entrer en adhérence ( $>4 \text{ (tr/min)/s}$ ). Notons que toutes ces simulations ont été effectuées avec les mêmes paramètres de calcul (paramètres de référence et ratio de simulation  $T_{simul} / N_{tot} = 1/100$ ).

On conclut que la vitesse-seuil dépend fortement de l'historique du chargement et que pour en obtenir une valeur robuste, il faut imposer une rampe de consigne de pente très faible, c'est-à-dire d'après la (Fig. A.2), inférieure à 0.01 (tr/min)/s. Cela est possible au prix d'un surcroît de temps de calcul. Cependant, dans tous les cas, de telles conditions d'application de la consigne de surface ne sont pas représentatives du forage. La notion de vitesse-seuil est donc cantonnée à un cadre théorique. C'est pourquoi, au cours de la présente thèse, on s'est contenté de valeurs raisonnables de la pente de consigne, le plus souvent 0.1-1.0 (tr/min)/s. On a cependant vérifié sur des simulations-échantillons que les résultats qualitatifs présentés (§ 1.4.2) restent valables.

#### A.4. Le modèle de coupe DETOURNAY & DEFOURNY (1992)

Plutôt que d'exprimer les efforts élémentaires  $F_c$  et  $F_f$  (**Fig. 1.34**) et de les intégrer sur un outil réel suivant une procédure comme celle du **Chapitre 6**, l'auteur choisit d'utiliser le modèle de coupe DETOURNAY & DEFOURNY (1992), qui fournit directement l'expression des efforts intégrés à l'échelle de l'outil  $W$  et  $T$ , la géométrie de l'outil étant réduite à l'usage d'un seul paramètre  $\gamma$  :

$$\begin{cases} W = W_c + W_f = a\zeta\varepsilon d + a l \sigma \\ T = T_c + T_f = \frac{a^2}{2} \varepsilon d + \frac{a^2}{2} \gamma \mu \sigma \end{cases}$$

$W_c$  et  $W_f$  désignent les composantes de coupe et de frottement des efforts élémentaires dans la direction verticale ;  $T_f$  et  $T_c$  désignent leur projection dans la direction tangentielle (au bras de levier près) ;  $\varepsilon$  désigne l'énergie spécifique intrinsèque (énergie requise pour abattre un volume unitaire de roche) ;  $\sigma$  et  $\mu$  désignent respectivement la contrainte normale et le coefficient de frottement sous le méplat d'usure (supposés constants) ;  $\zeta$  est une quantité qui caractérise à la fois le coefficient de frottement et l'inclinaison de la face d'attaque ;  $a$  désigne le rayon de l'outil ;  $l = n l_n$  et  $d = n d_n$  désignent respectivement l'épaisseur du méplat d'usure et la profondeur de passe, cumulées sur les  $n$  lames de l'outil. Ces équations couplent les grandeurs mécaniques de torsion ( $T$ ) et axiale ( $W$ ) à la grandeur cinématique axiale ( $d$ ).

#### A.5. Le modèle dynamique RICHARD (2001)

L'auteur montre qu'il existe un régime stable de stick-slip de basse fréquence, associé à des vibrations axiales de haute fréquence (**Fig. A.3**, gauche). Ce cycle limite s'accompagne de la formation d'un motif de fond de trou répétitif et multi-lobé, représenté (**Fig. A.3**, droite).

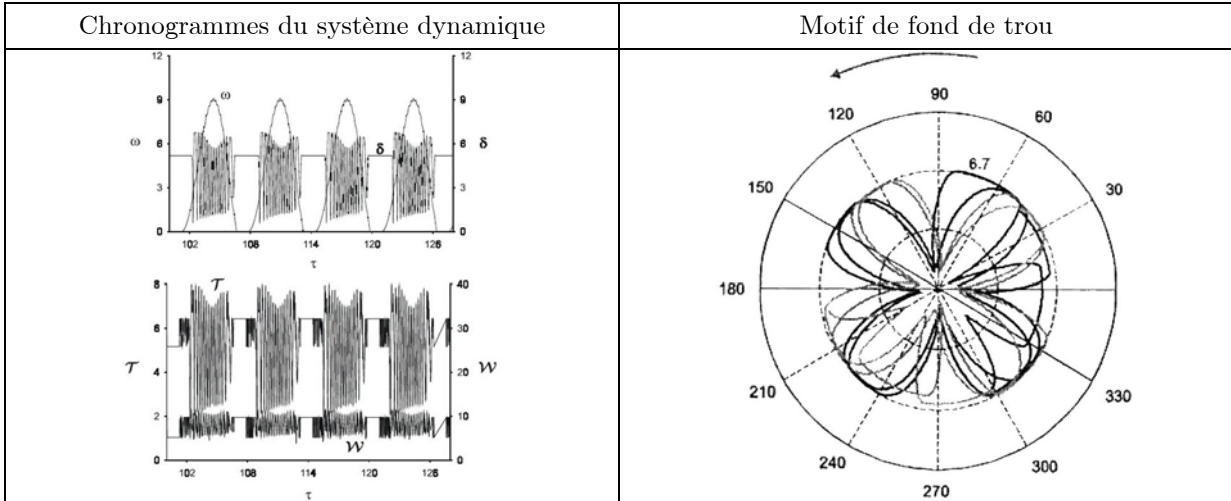


Fig. A.3 : Modélisation du stick-slip d'après le modèle RICHARD (2001)

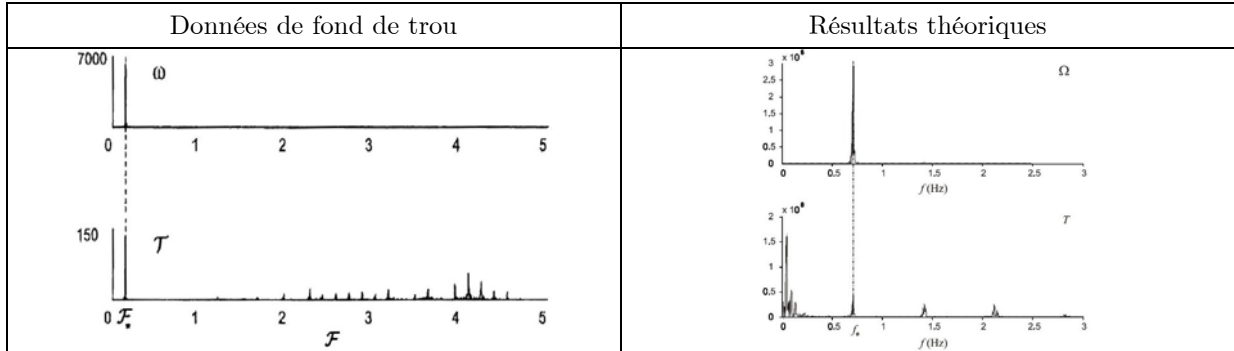
Les grandeurs représentées sur ces graphes sont adimensionnées suivant les formules suivantes :

$$\begin{cases} t^* = \sqrt{I/C}, & L^* = 2C / \varepsilon a^2, & \omega = \Omega t^*, & \beta = \gamma \mu \zeta \\ \mathcal{W} = W / \zeta \varepsilon a L^*, & \mathcal{T} = T / C, & \delta = d / L^*, & \tau = t / t^* \end{cases}$$

Comme attendu, l'outil en régime de stick-slip est affecté par des oscillations basse fréquence de sa vitesse de rotation  $\omega$ . En revanche, toutes les autres grandeurs sont de haute fréquence. L'amplitude

relative de ces signaux vaut environ 70 % pour la profondeur de passe  $\delta$ , environ 50 % pour le couple à l'outil  $\mathcal{T}$ , environ 30 % pour le poids sur l'outil  $\mathcal{W}$ . On a donc affaire à un couplage torsion-axial à deux échelles de temps (torsion = lent ; axial = rapide) (GERMAY, 2009).

Le principal argument expérimental qui valide ce modèle est présenté sur la **Fig. A.4**. En s'appuyant sur des données de fond de trou (**Fig. A.4**, gauche), l'auteur montre que le spectre de la vitesse de rotation  $\omega$  et celui du couple  $\mathcal{T}$  sont tels que le prédit son modèle (**Fig. A.4**, droite), c'est-à-dire respectivement basse fréquence et haute fréquence. L'approche en torsion pure est incapable d'expliquer ce phénomène puisqu'elle postule une relation univoque entre couple et vitesse à l'outil, la loi de frottement.



*Fig. A.4 : Spectres du couple et de la vitesse de rotation (théo/expé, RICHARD, 2001)*

## A.6. Approche torsion pure / approche torsion-axial





Outre celui illustré par la **Fig. A.4**, l'approche couplée torsion-axial a plusieurs points forts : prise en compte de l'interaction outil-roche instantanée ; prédiction de la réponse dynamique effective d'outils PDC ; rend compte de l'effet d'amortissement négatif, de l'influence du poids sur l'outil sur le stick-slip et de l'effet de l'augmentation de la vitesse de consigne sur l'élimination du stick-slip ; prédit des résultats importants concernant l'influence du profil de l'outil selon lesquels les outils pointus ont des propriétés anti-stick-slip.

Cependant, on recense les points faibles suivants : les variations instantanées de  $\delta$ ,  $\mathcal{T}$ ,  $\mathcal{W}$  sont très importantes et l'effet d'amortissement négatif n'est expliqué qu'en prenant la valeur moyenne de ces grandeurs sur plusieurs cycles de stick-slip (**Fig. 1.35**), or, des données de fond montrent que ce phénomène est observable à l'intérieur même d'un cycle de stick-slip (**Fig. 1.14**) ; l'auteur montre que l'épaisseur du méplat d'usure a peu d'influence sur le stick-slip alors que l'usure est un facteur prépondérant de stick-slip (§ 1.2.4.3) ; l'amortissement visqueux est absent du modèle et on a montré l'impact fondamental de ce paramètre sur les régimes de fonctionnement du système dynamique (**Fig. A.1**) ; la géométrie de l'outil peut être ramenée à l'expression d'un unique coefficient  $\gamma$ , ce qui est une hypothèse forte au regard de la complexité des outils PDC (**Fig. 1.4**) et limite, en outre, les possibilités d'optimisation du design à partir de ce modèle ; la garniture de forage est animée axialement d'un mouvement de corps rigide, hypothèse qui, ajoutée à l'absence d'amortissement visqueux dans le mode axial, conduit probablement à sur-estimer l'importance des vibrations axiales.

## Annexe B. Essais de forabilité sur taillants PDC

### B.1. Caractéristiques des roches testées

Les essais de forabilité de la présente thèse ont été effectués dans quatre roches carbonatées. Le **Tab. B.1** regroupe les propriétés mécaniques importantes des roches testées :

Caractéristiques mécaniques des roches testées				
Roche	Calcaire d'Anstrude	Calcaire de Chauvigny	Calcaire de Lacôme	Calcaire de Buxy
Echantillon				
Densité (1)	2.2†	2.2†	2.2-2.4‡	2.62†
Célérité (m/s)	3500†-3774*	4000†-4306*	4457*-5000‡	4881*-5600†
Module d'Young (GPa)	25†‡	21†‡	-	43†-56.8‡
Résistance à la compression simple (MPa)	30†	35†	60‡-90‡	100†-105‡
Angle de frottement interne (°)	26‡-35†	35†	35†	28.5‡-35†
Porosité (%)	16.9‡-22†	17†-24†	10-17‡	1†-2.3‡

\* mesures présente thèse  
† base de données laboratoire  
‡ données externes

Tab. B.1 : Caractéristiques mécaniques des roches testées.

On observe une forte disparité des caractéristiques des roches suivant les sources. Cette disparité s'explique à la fois par les incertitudes de mesure mais aussi par la variété des carrières dont sont extraites ces roches. Ces caractéristiques sont données à titre indicatif et n'ont été utilisées que pour tirer des conclusions qualitatives ou pour tester le comportement prédictif de modèles existants.

Le calcaire de Buxy est une roche hétérogène dont la matrice est cimentée par des joints stylolithiques macroscopiques. La résistance à la compression simple fournie dans le tableau est celle qui est obtenue lorsque la déformation est imposée perpendiculairement au plan des joints. Cette résistance peut perdre jusqu'à 50 % de sa valeur si la déformation est imposée parallèlement au plan des joints. La présence des joints est observable à l'œil nu et peut être aussi détectée sur l'enregistrement des efforts de coupe (pics d'effort très nets). Ainsi, on n'a conservé que les essais de forabilité où les taillants PDC n'ont pas traversé de joints.

## B.2. Déplacement axial de l'arbre de la cellule de forabilité

Les essais étant conduits à profondeur de passe constante, l'arbre se translate verticalement à vitesse constante et on dispose de la mesure de son déplacement axial grâce à un LVDT (**Fig. B.1**).

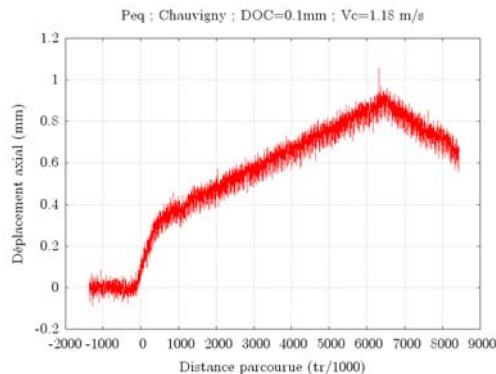


Fig. B.1 : Déplacement axial de l'arbre de la cellule de forabilité

Le signal brut représenté est échantillonné à 5 kHz. L'axe des abscisses est gradué en millièmes de tour parcouru par le taillant. Sur cet exemple, on observe les quatre phases d'un essai : initialement l'arbre est à l'arrêt (1 tr) ; puis, il se met en mouvement avec une vitesse de translation verticale un peu élevée ( $\leq 1$  tr) ; puis, sa vitesse axiale se stabilise à la valeur nominale de 0.1 mm/tr ( $\approx 6$  tr) ; à la fin de l'essai, on remonte le taillant ( $\approx 2$  tr). On relève les efforts lorsque le mouvement est stable.

A vide, le bruit de ce capteur est de l'ordre de  $\pm 0.05$  mm sur l'ensemble des essais. En cours d'essai, les variations temporelles de ce signal sont plus importantes, entre 0.09 et 0.22 mm suivant les conditions de coupe, c'est-à-dire du même ordre que les plus faibles profondeurs de passe testées.

On a d'abord cherché à déterminer si ces variations sont corrélées celles de l'effort normal. Pour cela, on a estimé le coefficient de corrélation entre ces deux séries temporelles dans une variété de conditions opératoires en termes de taillant, vitesse de coupe, profondeur de passe et roche. Sur 24 essais où ce calcul a été conduit le coefficient de corrélation entre ces deux quantités est inférieur à 0.43, indiquant qu'elles ne sont pas corrélées.

Pour confirmer ce résultat tendant à prouver que les variations temporelles du déplacement axial sont liées au bruit du LVDT, on a aussi estimé la souplesse statique axiale de la machine. La méthode utilisée consiste à fermer la cellule de confinement, à remplir le circuit de boue et à faire monter par paliers le niveau de pression qui s'exerce sur la surface inférieure de l'arbre. Il suffit alors d'estimer cette surface, d'effectuer le rapport entre cette force et le déplacement résultant et de vérifier s'il dépend ou non du niveau de pression. On en déduit que la souplesse statique ne dépend pas du niveau de pression et qu'elle vaut  $0.009 \pm 0.0007$  mm/kN. Les efforts de coupe enregistrés n'excédant jamais 10 kN, il est peu probable que la souplesse statique de la cellule de forabilité soit responsable de vibrations axiales observables. On en conclut que les variations observées sur la figure précédente ne sont certainement pas dues à des vibrations axiales de l'arbre de la cellule, mais plutôt au bruit du LVDT.

Toutes les sources de vibrations n'ont pas été analysées (souplesse dynamique, vibrations de flexion du porte-taillant). Leur niveau pourrait être déterminé à l'aide d'accéléromètres disposés au plus près du taillant PDC. Cependant, dans le calcul de l'incertitude sur les efforts, on a tenu compte de l'incertitude sur la profondeur de passe. L'incertitude sur les efforts étant faible ( $\approx 7\%$ ), on estime finalement que l'intensité des vibrations axiales au cours d'un essai de forabilité est négligeable.



### B.3. Condition de décroissance de la loi de frottement

On cherche à savoir comment se transpose l'évolution des efforts de forage mesurés dans les conditions opératoires de la cellule de forabilité (mouvement imposé), à l'évolution des efforts de forage mesurés dans les conditions opératoires du banc de forage (effort imposé). A profondeur de passe ( $h_c$ ) et vitesse de coupe ( $V_c$ ) données, les efforts de forage s'écrivent :  $F_n(h_c, V_c)$  et  $F_c(h_c, V_c)$ . Un essai sur le banc de forage est conduit à poids sur l'outil constant, ce qui se traduit, à l'échelle d'un taillant, par la condition :  $F_n = cte$ . Pour une variation positive de la vitesse de coupe ( $dV_c > 0$ ), on veut estimer la variation correspondante de l'effort tangentiel  $dF_c$ , qui représente, à l'échelle d'un taillant et au rayon près, le couple à l'outil. En notant les dérivées partielles par rapport à  $h_c$  (respectivement  $V_c$ ) de manière condensée  $\partial_h$  (respectivement  $\partial_v$ ), on a :

$$dF_c = \partial_h F_c \cdot dh_c + \partial_v F_c \cdot dV_c$$

Or, l'essai est conduit à  $F_n = cte$ , donc :

$$dF_n = \partial_h F_n \cdot dh_c + \partial_v F_n \cdot dV_c = 0$$

Par conséquent,

$$dF_c = \left( \partial_v F_c - \partial_v F_n \cdot \frac{\partial_h F_c}{\partial_h F_n} \right) dV_c$$

On en déduit que l'augmentation préférentielle de l'effort normal suivant la vitesse de coupe qui s'écrit  $\partial_v F_c < \partial_v F_n$ , n'est pas une condition suffisante pour que  $dF_c / dV_c$  soit négative. Il faut par exemple rajouter comme condition :  $\partial_h F_c / \partial_h F_n \approx 1$ . Ce cas est illustré sur la (**Fig. B.2**, haut), où l'on suppose, pour simplifier, que les efforts de forage sont proportionnels à  $h_c$  et  $V_c$ . Deux autres cas sont présentés et ils montrent que la réponse en couple  $TOB/R$  ( $R$  étant le rayon d'implantation du taillant) peut être constante suivant la vitesse de coupe (**Fig. B.2**, milieu), voire croître (**Fig. B.2**, bas), alors même que les efforts de forage sont croissants.

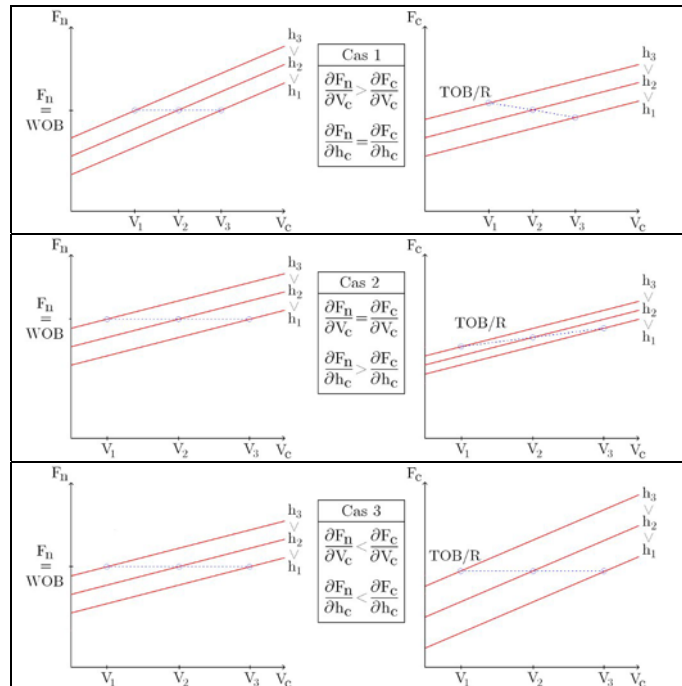


Fig. B.2 : Estimation graphique de la réponse en vitesse d'un taillant à effort normal imposé

## Annexe C. Réponse dynamique d'outils PDC réels

### C.1. Modélisation de l'effet de la pression hydrostatique de boue

Le phénomène de stick-slip se produit nécessairement sous une pression de boue significative puisque la souplesse du train de tiges doit être suffisante. À 2000 m de profondeur et pour une densité de boue de forage de 1.2, la pression hydrostatique est de 24 MPa. N'ayant pas expérimenté d'outils de forage sous pression de boue, on s'appuie sur la modélisation proposée par MENAND (2001), elle-même issue d'une succession de modèles validés expérimentalement sous pression de boue (SELLAMI, 1987 ; Simon, 1996).

Dans cette modélisation, on suppose l'existence d'un copeau macroscopique triangulaire qui est en contact avec le taillant par l'intermédiaire d'une zone de roche broyée triangulaire (**Fig. 4.6**). À la surface libre du copeau, la boue de forage agit comme une contrainte hydrostatique. Ainsi, à la limite de la rupture, il est possible d'établir l'équilibre des efforts qui s'exercent sur ce copeau puis de déterminer la relation entre la pression de boue et  $\sigma_0$ , la contrainte normale à l'interface zone broyée/copeau. La grandeur  $\sigma_0$  joue le même rôle que la grandeur  $\sigma_{stat}$  (**Fig. 5.1**), si ce n'est que  $\sigma_0$  caractérise un état limite tandis que  $\sigma_{stat}$  caractérise un état moyen. MENAND (2001) obtient :

$$\sigma_0 = \frac{C_0 + P_b (\sin\psi \cos\psi + \cos^2\psi \tan\phi)}{(1 - \tan\phi_c \tan\phi) (\sin\psi \cos\psi - \tan(\phi + \phi_c) \sin^2\psi)}$$

où  $C_0$  désigne la cohésion de la roche,  $\phi$  son angle de frottement interne,  $\psi$  l'angle d'éjection du copeau,  $\phi_c$  l'angle de frottement solide à l'interface zone broyée/copeau et  $P_b$  la pression de boue, ou la pression différentielle, le cas échéant. L'angle d'éjection du copeau est déterminé par minimisation de l'énergie, équivalente à la minimisation de  $\sigma_0$ . La valeur correspondante de l'angle d'éjection,  $\psi_{min}$ , est d'environ 20° lorsqu'on fait varier  $\phi$  et  $\phi_c$  et elle est très faiblement dépendante de  $C_0$  et  $P_b$ . Ainsi, la relation entre  $\sigma_0$  et  $P_b$  peut être considérée comme linéaire avec une bonne approximation.

On fait l'hypothèse que l'évolution de  $\sigma_{stat}$  suivant la pression de boue est similaire à celle de  $\sigma_0$ , de sorte que :

$$\sigma_{stat}(P_b) = \sigma_{stat} + K \cdot P_b$$

Où,  $K$  désigne le coefficient de proportionnalité suivant la pression de boue et  $\sigma_{stat}$  désigne la contrainte normale moyenne de coupe à l'interface zone broyée/copeau et à pression atmosphérique. On détermine une valeur approchée de  $K$ , en calculant tout d'abord une valeur approchée du coefficient de proportionnalité entre  $\sigma_0$  et  $P_b$ . En prenant des plages de variations réalistes pour les angles de frottement, on obtient que  $K$  vaut entre 4 et 9. Ensuite, on identifie l'expression de  $\sigma_{stat}$  à celle de  $\sigma_0$ , en tenant compte du fait que  $\sigma_{stat}$  caractérise un état moyen de rupture. Par conséquent, il faut multiplier  $\sigma_0$  par un coefficient de ductilité apparente, supposé constant sur l'ensemble des conditions opératoires. Toutes ces hypothèses sont fortes, mais elles répondent à notre objectif d'obtenir une évolution simple de la fonction  $\sigma_{stat}(P_b)$ . Finalement, sur l'ensemble des calculs sur outils PDC réels, on a supposé  $K = 5$ .

## C.2. Modélisation de l'effet du phénomène de confinement dynamique

En vue d'estimer l'impact du mécanisme de confinement dynamique décrit au § 3.3.3.2, on s'appuie sur les approches proposées par DETOURNAY & ATKINSON (2000) et KOLLE (1996). Ce mécanisme est contrôlé par la diffusion du fluide de forage dans les pores de la roche et donc par la vitesse de coupe. Il affecte la contrainte de rupture (état limite) et par conséquent la contrainte normale moyenne d'abattage (état moyen).

De même que l'effet de la pression hydrostatique de boue, on ne cherche pas à le modéliser finement mais plutôt à observer comment il affecte les résultats généraux. Ainsi, on émet une hypothèse fortement simplificatrice en supposant que la contrainte normale moyenne de coupe augmente avec la vitesse de coupe de manière linéaire et s'écrit :

$$\sigma_{stat}(V_c, P_b) = \sigma_{stat}(P_b) \cdot (1 + k \cdot V_c)$$

où  $k$  désigne le coefficient de proportionnalité suivant la vitesse de coupe,  $V_c$ . De manière arbitraire, on laisse varier  $k$  dans une large plage [0.05 ; 1].

# Sommaire

Remerciements .....	9
Table des matières.....	11
Liste des figures.....	17
Liste des tableaux.....	21
Introduction .....	23
Chapitre 1. Le stick-slip dans le forage pétrolier.....	25
1.1. Généralités sur le forage pétrolier.....	25
1.2. Les vibrations des garnitures de forage.....	34
1.3. Les approches théoriques existantes du stick-slip en forage pétrolier.....	50
1.4. Modélisation du stick-slip - Influence de l'outil de forage.....	62
1.5. Conclusion.....	68
Chapitre 2. Etude expérimentale du comportement dynamique des outils PDC.....	69
2.1. Présentation des essais de forabilité sur banc de forage.....	69
2.2. Résultats expérimentaux.....	72
2.3. Conclusion.....	76
Chapitre 3. Le processus de coupe des roches.....	79
3.1. Introduction à l'étude de l'interaction taillant-roche.....	79
3.2. Caractéristiques générales des régimes de coupe.....	83
3.3. La transition fragile-ductile.....	89
3.4. Les phénomènes de frottement en coupe des roches.....	105
3.5. Conclusion.....	116
Chapitre 4. L'effet de la vitesse de coupe sur le processus de coupe.....	119
4.1. Présentation des essais élémentaires de coupe.....	119
4.2. Un phénomène dynamique complexe et généralisé.....	124
4.3. Indices de la présence systématique d'une zone morte.....	130
4.4. Action dynamique du méplat artificiel.....	134
4.5. Conclusion.....	137
Chapitre 5. Modèle d'interaction taillant-roche.....	139
5.1. Présentation du modèle d'interaction taillant-roche.....	139
5.2. Ajustement du modèle dynamique de coupe.....	143
5.3. Représentativité du modèle.....	147
5.4. Utilisation et extension du modèle.....	149
5.5. Conclusion.....	154
Chapitre 6. Validation à l'échelle de l'outil de forage.....	155
6.1. Procédure d'intégration des efforts élémentaires.....	155
6.2. Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux.....	159
6.3. Conclusion.....	163
Chapitre 7. Rôle de l'interaction outil-roche dans le phénomène de stick-slip.....	165
7.1. Influence des conditions opératoires sur le risque de stick-slip.....	165
7.2. Influence de la conception de l'outil sur le risque de stick-slip.....	170
7.3. La quête de l'outil anti-stick-slip.....	178
7.4. Conclusion.....	179
Conclusions et perspectives.....	181
Bibliographie.....	185
Annexes.....	191
Annexe A. La modélisation du stick-slip.....	191
Annexe B. Essais de forabilité sur taillants PDC.....	196
Annexe C. Réponse dynamique d'outils PDC réels.....	199

## Rôle du processus de forabilité des roches dans les vibrations de torsion des systèmes de forage pétrolier

**RESUME :** Les outils de forage de type PDC peuvent subir d'intenses variations de leur vitesse de rotation, qui perturbent le déroulement des opérations de forage. Ce phénomène auto-entretenu, appelé stick-slip, se produit dans une variété de contextes de forage actuels et on admet généralement que l'instabilité est due à la décroissance du couple à l'outil suivant la vitesse de rotation. De nombreux dispositifs ont été introduits pour limiter son apparition, mais ni la cause physique de cette décroissance, ni le rôle joué par l'outil n'ont été clairement identifiés jusqu'à présent. Cette thèse vise à étudier, expérimentalement et théoriquement, la réponse mécanique des outils PDC lorsqu'ils sont soumis à des variations de leur vitesse de rotation. Une campagne d'essais de forabilité des roches a montré que les efforts qui s'exercent autant sur les outils PDC, que sur les taillants qui les composent, dépendent significativement de la vitesse de rotation. On a attribué ce phénomène au cisaillement dynamique d'une couche de roche broyée, compactée à l'interface entre le taillant et la saignée. Un modèle semi-empirique d'interaction dynamique outil-roche a été ajusté sur ces expériences pour prédire la réponse dynamique d'outils réels, puis validé à partir des essais sur outils de forage à l'échelle 1. Il a été couplé à un algorithme décrivant la dynamique en torsion des garnitures de forage pour calculer le risque de stick-slip associé. Le modèle développé explique non seulement, pourquoi le couple à l'outil diminue avec la vitesse de rotation mais aussi montre qu'il est possible de réduire le risque de stick-slip en sélectionnant la conception d'outil PDC appropriée.

**Mots clés :** stick-slip ; outil PDC ; processus de forabilité des roches ; système à masse concentrée ; essais de forabilité ; modèle d'interaction dynamique outil-roche.

## Impact of the rock cutting process on the occurrence of drillstring torsional vibrations

**ABSTRACT :** PDC drillbits can experience intense rotary speed fluctuations which hamper drilling operations. This phenomenon, known as stick-slip, is self-sustained and occurs in many common drilling contexts. It is generally assumed that stick-slip instabilities result from the decrease of the torque-on-bit with the drillbit rotary speed. Many solutions have been introduced to mitigate stick-slip, but neither the root cause of the torque decrease, nor the effective role of the drillbit have been clearly identified yet. This thesis aims at studying the influence of the rotary speed on the mechanical response of the PDC drillbit, both experimentally and theoretically. An extensive program of drilling tests has shown that forces acting on PDC drillbits, as well as on their individual cutters, strongly depend on the cutting velocity. This rate-effect has been attributed to the dynamic shearing of a dense layer of crushed rock trapped at the tip of the cutter. A new semi-empirical rate-dependent bit-rock interaction model has been calibrated on these experiments to predict the dynamic response of real PDC drillbits. It is in good agreement with drilling tests performed with full scale PDC drillbits. The model has been coupled with a drillstring torsional dynamics software to compute the corresponding risk of stick-slip. The dynamic bit-rock interaction model explains why the torque decreases with the rotary speed and shows that the risk of stick-slip can be significantly reduced by selecting the appropriate PDC drillbit design.

**Keywords :** stick-slip ; PDC drillbit ; rock cutting process ; lumped system ; single cutter tests ; dynamic bit-rock interaction model.