

## Structure de Forage

Le procédé essentiel de l'exploration et de l'exploitation des gisements pétrolifères reste le forage rotary qui permet d'atteindre de grandes profondeurs dans de bonnes conditions techniques et de sécurité. Cette technique consiste à utiliser un outil de forage vissé à l'extrémité basse d'un train de tiges (garniture de forage) et sur lequel sont appliquées une force et une rotation. La force, appelée poids sur l'outil (WOB<sup>1</sup>) et la rotation, combinées, permettent de couper la roche. La rotation est appliquée le plus souvent en surface. Le poids est assuré par un ensemble de tiges lourdes (masses-tiges) qui constituent la partie inférieure de la garniture (Figure 1.1). Les tiges permettent aussi d'acheminer sous pression du fluide de forage (la boue). Celle-ci refroidit l'outil et assure l'évacuation des débris de roche. Pour assurer la solidité à long terme du puits et le préserver contre les venues d'eau, des tubages sont descendus et cimentés à la paroi du puits.

### 1.1.1. Éléments d'une Garniture de Forage

La profondeur des forages est généralement comprise entre 2000 m et 4000 m. Dans certains cas extrêmes, la profondeur forée peut atteindre 10000 m. Le diamètre du trou foré est compris entre 10 et 50 cm. Sur toute sa longueur, la garniture de forage est constituée par des tiges d'acier de 9 m de long chacune raccordées entre-elles par des joints filetés (Figure 1.2). La partie inférieure de la garniture constitue la BHA<sup>2</sup> dont les éléments sont :

- Masse-tiges : ce sont des tiges lourdes et de plus grand diamètre qui assurent non seulement la transmission du poids sur l'outil mais aussi l'encaissement des chocs.
- Stabilisateurs (Figure 1.3) : ils servent à centrer la tige dans le trou et permettent également de contrôler le comportement directionnel de la garniture suivant leurs nombre et position. Les stabilisateurs continuent à jouer ce rôle malgré l'utilisation croissante des nouveaux systèmes de plus en plus sophistiqués de contrôle de la direction du forage.

---

<sup>1</sup> Weight On Bit

<sup>2</sup> Bottom Hole Assembly

- Equipements de mesure (MWD<sup>3</sup>) : ils sont placés au fond (à quelques mètres au-dessus de l'outil de forage) ou bien en surface. Ces équipements contiennent des instruments sophistiqués pour la mesure des différents paramètres, en particulier les paramètres de la direction du forage (inclinaison, azimut du puits au point de mesure). Les données mesurées au fond sont transmises à la surface sous forme de pulse de pression.

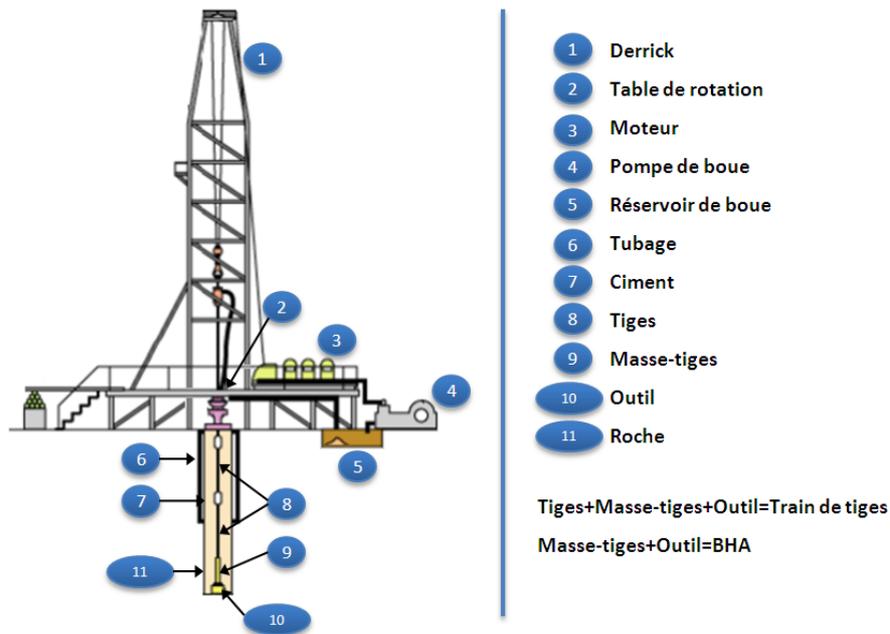


Figure 1.1: Structure de Forage Pétrolier



Figure 1.2: Tige de Forage

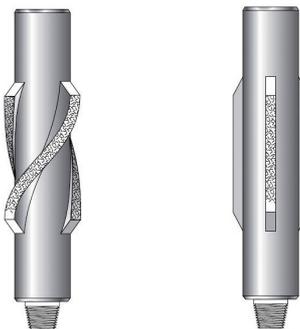


Figure 1.3: Stabilisateurs (gauche: lames spirales, droite: lames droites)

- Equipements d'amortissement des chocs : ils amortissent les vibrations axiales pour protéger les tiges et l'outil contre des chocs violents (Cobern et al., 2007).

<sup>3</sup> Measurement While Drilling

- Moteur fond de trou : c'est un moteur de type moineau qui utilise la puissance hydraulique de la boue de forage pour fournir à l'outil de forage plus de couple en rotation. C'est un élément indispensable du forage directionnel mais il peut entraîner des vibrations latérales à l'outil (Warren et al., 1990).
- Outil de forage (Figure 1.4) : il existe deux classes principales d'outils; les outils tricônes et les outils PDC<sup>4</sup>. Les outils tricônes (RC<sup>5</sup>) possèdent trois molettes coniques qui tournent librement autour de leurs axes qui détruisent la roche suite à son poinçonnement par les dents du tricône. L'outil PDC est un monobloc constitué par des taillants fixés sur le corps de l'outil. L'outil tricône est utilisé essentiellement pour forer les roches dures et abrasives (Judzis et al., 2007). Jusqu'à 1985, 95% des longueurs forées l'ont été avec des outils tricônes (Spanos et al., 2003). Depuis, les outils PDC sont de plus en plus utilisés ; environ 60% des longueurs forées en 2004 ont été réalisées avec des outils PDC (Francis, 2006).



Figure 1.4: Outils de Forage (gauche: outil tricône, droite: outil PDC)

### 1.1.2. Contrôle de la Structure

Le poids sur l'outil qu'il faut fournir pour forer la roche peut atteindre 25 tonnes, sachant que le poids total de la garniture peut atteindre 300 tonnes. Il faut alors ajuster la force de tension en surface pour assurer un poids sur l'outil convenable (Jansen, 1993). Ce poids, et donc cette force de compression, ne doit pas dépasser une certaine limite pour éviter le phénomène de flambage des tiges (Akgun et al., 1996) et la force de tension en surface doit rester en dessous de la résistance à la traction des tiges (Stall et al., 1962).

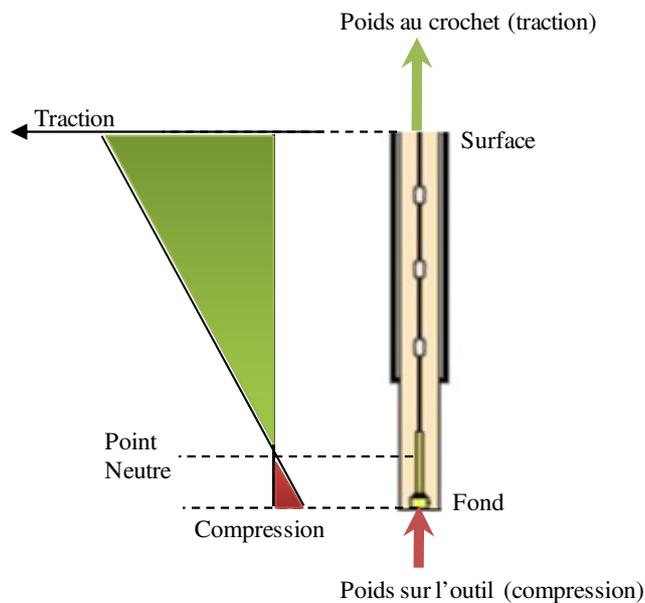
La partie inférieure de la garniture de forage est donc en compression alors que la partie supérieure est en traction (Figure 1.5). Typiquement, la longueur des masse-tiges est calculée de telle sorte que le point neutre soit toujours situé au niveau des masses tiges qui

---

<sup>4</sup> Polycristalline Diamond Compact

<sup>5</sup> Roller Cone

ont une résistance plus importante au flambage que les tiges (Blick et al., 1989). Les fluctuations du poids sur l'outil entraînent des fluctuations de la position du point neutre. On parle donc plutôt de « zone de transition » dans laquelle la tige est soumise à des cycles de traction/compression ce qui peut induire un phénomène de fatigue. Bien évidemment, la détermination de cette zone doit prendre en compte les interactions et les frottements de la garniture de forage avec la paroi du puits en particulier pour les forages déviés.

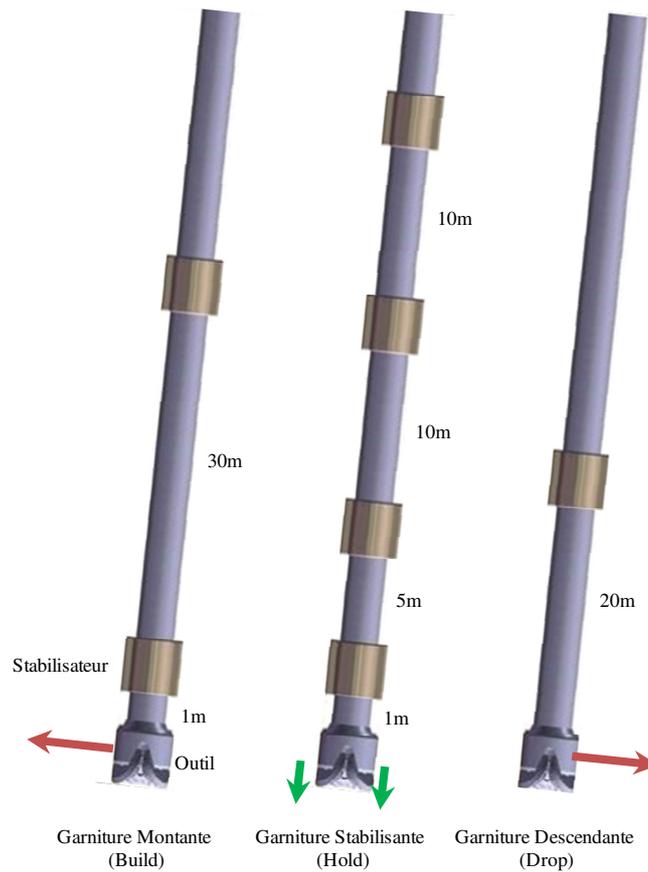


**Figure 1.5: Zone de Traction (au-dessus du Point Neutre) et Zone de Compression**

La vitesse de rotation de la garniture est généralement comprise entre 60 et 250 RPM<sup>6</sup> ; elle est choisie en fonction de la nature de la roche à forer et de l'outil de forage utilisé (Omojuwa et al., 2011). Les interactions de la garniture avec la paroi du puits et de l'outil avec la roche au front de taille induisent des vibrations importantes pouvant altérer la vitesse de rotation à l'outil. Afin d'assurer son contrôle, des équipements de mesure au fond de trou peuvent être utilisés en boucles fermées avec le moteur fond (Poli et al., 1998) qui sont parfois non-linéaires (Al-Hiddabi et al., 2003).

Le comportement directionnel de la garniture dépend du type d'outil utilisé (O'Bryan et al., 1990). Les stabilisateurs jouent aussi un rôle important dans le processus de déviation. La Figure 1.6 montre trois configurations de garnitures à comportements directionnels différents (Payne, 1992). La garniture montante permet d'augmenter la déviation (tendance à s'éloigner de la verticale) ; la stabilisante a une tendance à forer une section rectiligne alors que la descendante a une tendance à diminuer la déviation.

<sup>6</sup> Revolutions Per Minute



**Figure 1.6: Différentes Configurations Directionnelles de BHA (Payne, 1992)**

Cette technique de déviation, peu coûteuse, basée sur l'utilisation des stabilisateurs reste peu déterministe et ne permet pas de contrôler les départs en azimuth du forage. Pour remédier à cet inconvénient, de nouveaux systèmes de déviation sont apparus récemment. Ces systèmes appelés RSS<sup>7</sup> permettent un meilleur contrôle de la déviation en trois directions et une meilleure qualité du trou foré notamment pour les puits complexes (Jones et al., 2008).

Les trajectoires de forage se complexifient de plus en plus, l'enjeu dans ce cas est d'assurer le contrôle de la structure et son intégrité mécanique dans des conditions parfois extrêmes (profondeur, extension horizontale, pression, température, nature des roches très enfouies,...). Outre ces difficultés, la transmission des efforts depuis la surface à l'outil devient problématique à cause des vibrations (Conran, 2008). Les équipements de mesure, élément indispensable dans les opérations de forage complexe, sont vulnérables aux vibrations sévères et aux impacts de la garniture sur la paroi du puits (Suginura et al., 2007).

<sup>7</sup> Rotary Steerable Systems

## 1.2. Dynamique des Tiges de Forage

Le phénomène de vibrations est récurrent au cours des opérations de forage pétrolier, et constitue la cause majeure de la fatigue des systèmes de forage. Les vibrations de la garniture sont décomposées selon trois modes : axial, de torsion et latéral (Figure 1.7).

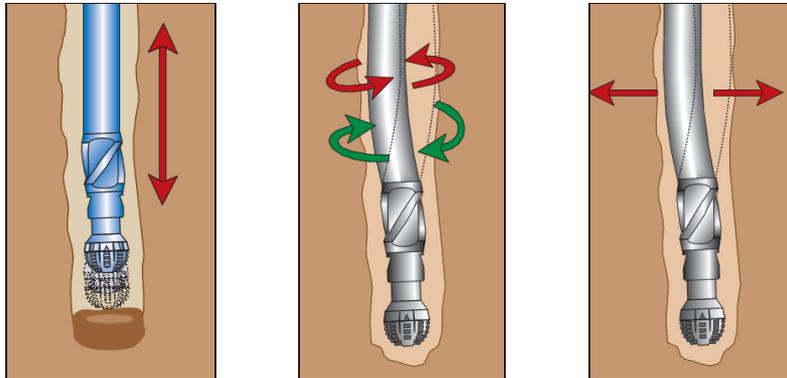


Figure 1.7: Modes de Vibration, (gauche: Axial, milieu: Torsion, droite: Latéral)

Généralement, les trois types de vibrations se produisent simultanément durant le processus de forage et dans certains cas il est difficile de les identifier séparément. Les vibrations les plus sévères se produisent au niveau de la BHA (Spanos et al., 2003). Elles sont responsables de la réduction de la vitesse du forage et donc de l'augmentation des coûts.

### 1.2.1. Vibrations Axiales

Les vibrations axiales (Figure 1.7) sont les premières à être observées puisque ce mode de vibrations se propage facilement vers la surface et sont à l'origine des fluctuations du poids sur l'outil. Ces fluctuations affectent le taux de pénétration (ROP<sup>8</sup>) de l'outil dans la roche et mènent à l'interruption du forage (Spanos et al., 2003). Les vibrations axiales sont dues essentiellement aux rugosités des roches forées et aux effets de la pompe à boue et du moteur fond du trou (couplage et résonances).

Le « bit bounce » est une forme sévère des vibrations axiales, ces vibrations peuvent se propager à la surface et engendrent un phénomène de résonance de l'installation de surface. Ce phénomène se produit quand l'outil est en contact intermittent avec le fond du trou. L'outil tricône est plus propice pour développer ce type de vibrations. Le bit-bounce est considéré comme un mode de vibrations forcées qui peuvent être contrôlées en changeant la fréquence d'excitation, ce qui revient à faire varier la vitesse de rotation (Dykstra, 2011).

---

<sup>8</sup> Rate Of Penetration

### 1.2.2. Vibrations de Torsion

Des variations du couple de torsion en surface sont souvent observées au cours du forage. Par ailleurs, même si la vitesse de rotation est maintenue constante en surface, des mesures fond de trou montrent que la vitesse de rotation de l'outil de forage peut présenter des fluctuations. Ces observations mettent en évidence l'existence des vibrations de torsion au niveau de la garniture (Figure 1.7). L'interaction garniture-formation est la cause primaire de ces vibrations. Les vibrations de torsion sont aussi nocives que les vibrations axiales puisqu'elles causent l'usure de tiges, l'endommagement des raccords de tiges et de l'outil de forage (Spanos et al., 2003).

Le phénomène de stick-slip est la forme sévère des vibrations de torsion, il se produit généralement au niveau de l'outil et est caractérisé par une alternance de phases d'arrêt et d'accélération de l'outil. Pendant la phase d'accélération, la vitesse de rotation de l'outil peut atteindre plusieurs multiples de la vitesse de consigne en surface (Figure 1.8). Le stick-slip est un phénomène auto entretenu, donc une fois initié il ne sera pas atténué naturellement. Les vibrations de torsion et le stick-slip se développent surtout lors de l'utilisation des outils PDC, plus consommateurs de couple que les outils tricônes.

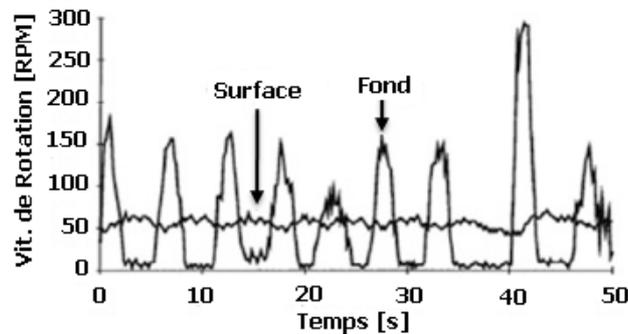


Figure 1.8: Le Phénomène du Stick-Slip (Dykstra, 2011)

Pour éviter les vibrations de torsion et le phénomène de stick-slip, il est souvent conseillé d'augmenter la vitesse de rotation ou augmenter la rigidité de la garniture. D'autres moyens plus sophistiqués consistent à détecter la présence de ces vibrations, le stick-slip en particulier, et à optimiser en temps réel les paramètres opératoires.

### 1.2.3. Vibrations Latérales

Les vibrations latérales ont été mises en évidence plus tardivement que les vibrations axiales et de torsion. Ces vibrations ne se propagent pas à la surface et sont rapidement atténuées, elles restent souvent localisées au niveau de la partie basse du système de forage, c'est-à-dire au niveau de la BHA.

La détection des vibrations latérales a été rendue possible grâce au développement des mesures d'accélération fond de trou au cours du forage. D'après Spanos et al. (2003), ce mode de vibrations est dû au non alignement de la garniture par rapport à l'axe du forage, à son interaction avec les parois du forage ainsi qu'aux fluctuations du poids sur l'outil.

Les vibrations latérales sont plus nuisibles pour la garniture de forage que les vibrations axiales et de torsion. En fait, ces vibrations sont responsables de la rupture des tiges par fatigue (Figure 1.9) et de l'usure de l'outil (Figure 1.10). Les chocs répétés entre la garniture et la paroi du puits peuvent élargir le trou dans certaines zones et sont responsables de la non-uniformité du diamètre de forage (Dahl et al., 1991).



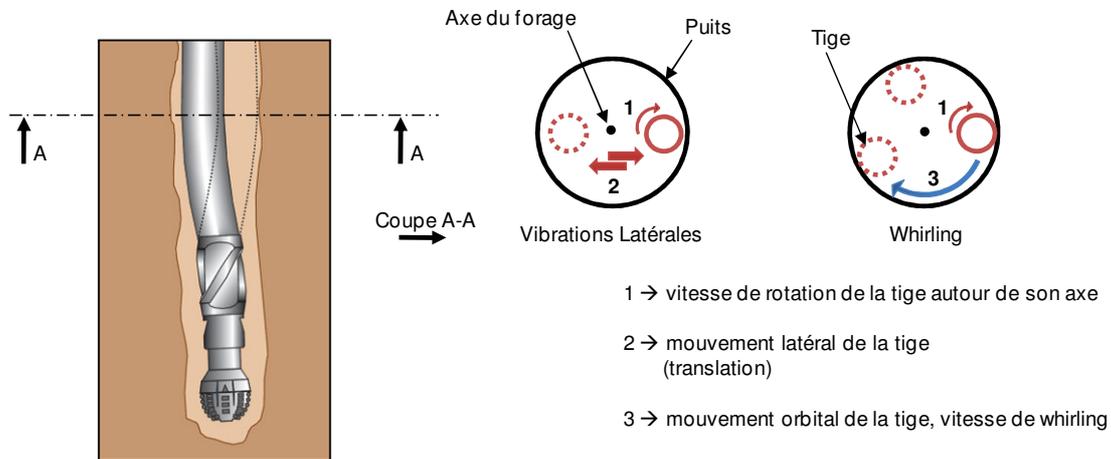
**Figure 1.9: Rupture d'une Tige de Forage**



**Figure 1.10: Gauche: Outil Neuf, Droite: Outil Ayant Subi des Vibrations Sévères (Mensa-Wilmot et al., 2010)**

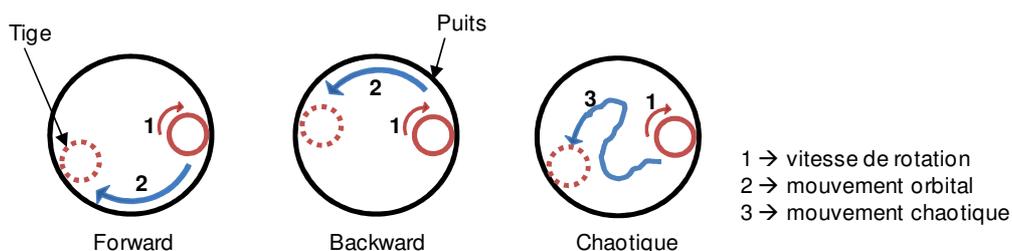
Le whirling est une forme sévère des vibrations latérales, on le définit comme le mouvement orbital de la tige de forage autour de la paroi du puits (Figure 1.11). Ce mouvement orbital peut être un glissement, un roulement sans glissement ou bien une combinaison des deux. Il se produit au niveau de l'outil de forage comme au niveau de la BHA. Le whirling s'intensifie quand la rigidité de la formation augmente pour les outils de type PDC et tricône (Spanos et al., 2003).

Le whirling est plus nuisible pour les équipements de forage que les vibrations latérales. C'est une cause majeure de la dégradation des performances du système de forage et la perte de son efficacité. Le whirling est donc une véritable cause de défaillance des garnitures de forage et d'augmentation des coûts du forage.



**Figure 1.11: Vibrations Latérales et Whirling**

On distingue trois catégories principales de whirling suivant la direction et la norme de la vitesse orbitale de la tige (Figure 1.12). Si la tige évolue le long de la paroi du puits dans le même sens que sa vitesse de rotation autour d'elle-même, le mouvement de précession est appelé « forward whirling ». Si la tige évolue le long de la paroi du puits dans le sens opposé à sa vitesse de rotation, ce mode est appelé « backward whirling ». Quand la tige n'a pas une direction privilégiée, le whirling est de type chaotique.



**Figure 1.12: Différents Types de Whirling (Précession)**

Les différentes sous catégories sont représentées dans le Tableau 1.1, par exemple le forward whirling synchrone est un mouvement pour lequel la vitesse de whirling est égale à la vitesse de rotation de la tige de forage. Un forward whirling stable peut se transformer en backward whirling si les impacts entre la tige de forage et la surface du puits se multiplient à cause de la dureté de la formation forée (Aldred et al., 1992). Le backward whirling est plus destructif pour l'ensemble de la structure, il est généralement associé à une grande variation du couple en surface (Dykstra et al., 1996).

Dans la littérature, on identifie l'excentricité de la tige (Figure 1.13) comme une cause principale des vibrations latérales et du whirling, les causes de l'excentricité sont :

- la présence d'équipements de mesure ;
- une déformation initiale de la tige causée principalement par une utilisation antérieure ou bien une imperfection de fabrication ;
- l'usure de la tige.

La rotation d'un rotor excentrique crée une force centrifuge, qui est proportionnelle à la masse du rotor, au carré de sa vitesse de rotation ainsi qu'à son excentricité. Cette force d'inertie centrifuge donne au whirling son caractère de vibrations entretenues.

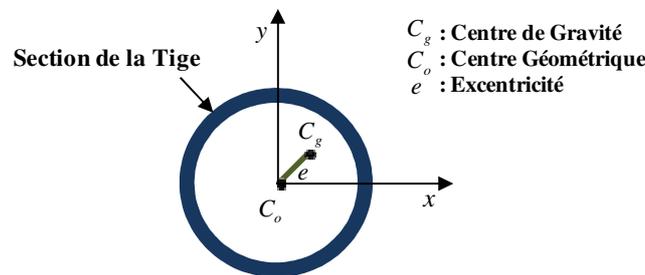


Figure 1.13: Excentricité d'une Section de la Tige

Tableau 1.1: Classification des Différents Types de Whirling (Spanos et al., 2003)

$\Omega = 0$	Pas de Whirling		
$\Omega > 0$	Forward Whirling	$0 < \Omega < \omega$	Avec Glissement
		$\Omega = \omega$	Synchrone
		$\Omega > \omega$	Improbable
$\Omega < 0$	Backward Whirling	$-\frac{R_e}{J} \omega < \Omega < 0$	Avec Glissement
		$\Omega = -\frac{R_e}{J} \omega$	Sans Glissement
		$\Omega < -\frac{R_e}{J} \omega$	Improbable

$\omega \rightarrow$  vitesse de rotation  
 $\Omega \rightarrow$  vitesse de whirling  
 $R_e \rightarrow$  rayon de la tige  
 $J \rightarrow$  jeu tige-trou

## **1.3. Approches de Modélisation de la Mécanique des Tiges**

Le phénomène des vibrations est rendu complexe par le couplage entre les différents modes ainsi que le nombre élevé de paramètres qui entrent en jeu dans ce processus. Les interactions entre la garniture de forage et la formation forée compliquent d'avantage la modélisation du comportement dynamique de la garniture. Les premiers modèles sont statiques et s'intéressaient surtout au calcul des contraintes et des déformations de la garniture ainsi qu'au comportement directionnel du système de forage. Les modèles dynamiques sont complémentaires aux modèles statiques et se présentent selon deux approches principales. L'approche temporelle qui consiste à prédire l'évolution des contraintes et déformations dans le temps et/ou la réponse transitoire du système. La deuxième approche est fréquentielle, elle consiste à chercher les fréquences propres du système, ce qui permet de déterminer les vitesses de rotation critiques à éviter au cours du forage. Eviter ces vitesses critiques permet d'éviter le phénomène de résonance. Qu'ils soient statiques ou dynamiques, les modèles sont souvent confrontés à des mesures de chantiers ou validés par des expériences au laboratoire. Cette validation est nécessaire, non pas à cause des doutes sur les lois théoriques fondamentales qui sont parfaitement établies, mais parce que le problème mathématique complet est tellement complexe que l'on est amené à procéder à des simplifications pour établir ces modèles.

### **1.3.1. Approches Statiques : Modèles de Torque & Drag**

Les modèles statiques sont développés pour calculer les déformations, les efforts axiaux et la torsion dans les tiges de forage au cours des différentes manœuvres (remontée, introduction des tiges, forage...). Ces modèles sont appelés modèles de Torque & Drag. Ils comportent deux catégories : les modèles lisses qui négligent la rigidité de la garniture et les modèles rigides qui en tiennent compte. Certains modèles rigides négligent les interactions entre la garniture et la paroi rocheuse du puits foré. Le premier modèle Torque & Drag a été développé par Johancsik et al. (1984). Ce modèle, largement utilisé à l'heure actuelle dans l'industrie, se base sur l'équilibre entre le poids de la garniture, la force axiale et les forces de frottement en supposant que la garniture repose de manière continue sur le puits supposé incliné. Ce modèle permet le calcul des pertes en couple (Torque) et en tension (Drag) dues au frottement garnitures-formation. Les puits présentant des changements abrupts dans leurs trajectoires (dogleg) ont été modélisés par Corbett et al. (1984) mais ce n'est qu'en 1987 que Sheppard et al. (1987) ont démontré que l'optimisation de la structure de forage doit se faire en tenant compte de la complexité des trajectoires, en particulier les trajectoires tridimensionnelles.

Certains modèles de Torque & Drag ont été couplés avec des mesures de fond de trou et des mesures en surface, ce qui permet d'estimer un coefficient de frottement apparent garniture-formation au fur et à mesure que le forage évolue (Lesage et al., 1988). Le premier modèle rigide a été introduit par Ho (1988). Cette nouvelle approche a nettement amélioré les estimations des efforts. Par ailleurs, le travail de Amara (1985) a permis de mieux analyser le comportement directionnel d'une garniture comportant plusieurs stabilisateurs et relativement rigide (Figure 1.14). D'autres modèles plus évolués ont été proposés, notamment celui de Zifeng et al. (1993) qui prend en compte les effets du fluide de forage et qui considère différents coefficients de frottement suivant l'opération envisagée (avancement sans rotation, avancement avec rotation, etc.). Quand la trajectoire du puits est complexe et présente des *doglegs* sévères alors les modèles lisses et les modèles rigides sans gestion réaliste des points de contact deviennent insuffisants. Dans ce cas, les éléments finis sont souvent utilisés pour résoudre le problème sans avoir à assumer un contact continu garniture-formation (Rezmer-Cooper et al., 1999).

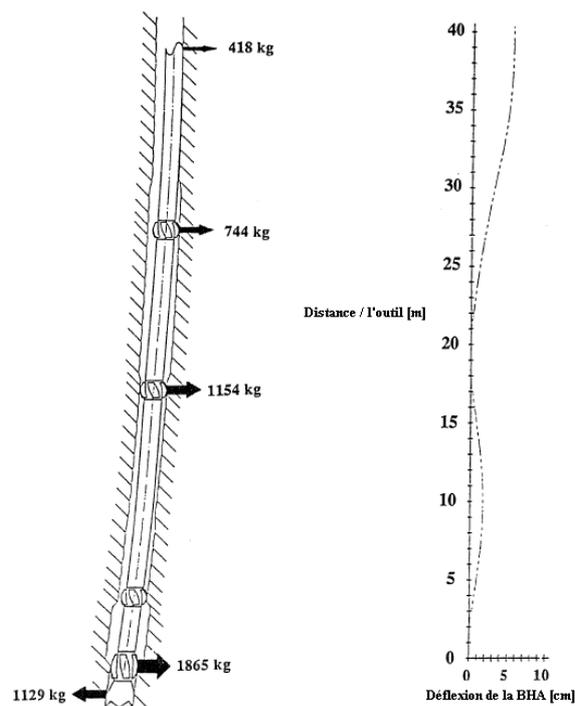


Figure 1.14: Comportement Directionnel d'une BHA (Amara, 1985)

Les modèles statiques de Torque & Drag permettent d'estimer avec une relative précision les forces de contact et efforts dans la garniture. Ceci a permis d'améliorer la résistance des tiges et le comportement des connexions. Mais ces modèles ne sont pas toujours fiables quand il s'agit de déterminer le comportement directionnel de la garniture (Payne, 1992). Par ailleurs, dans le cadre de diverses thèses du Centre de Géosciences de Mines ParisTech, un logiciel (ABIS) a été développé et constamment amélioré. On peut citer la thèse de Belaid

(2005). Cependant, ces modèles restent dans le cadre d'un formalisme statique et ne peuvent décrire le comportement dynamique et évaluer les vibrations que peut subir une garniture de forage pétrolier.

### **1.3.2. Modélisation de la Dynamique des Tiges**

Le développement des modèles dynamiques est étroitement lié au développement des équipements de mesure en surface et au fond, qui a commencé dans les années 60 (Jansen, 1993). Des phénomènes dynamiques tels que le bit-bounce, associé à l'utilisation des outils tricônes, ont commencé à être compris et la notion de vitesse de rotation critique est devenue importante pour les foreurs (Dareing, 1984). Le phénomène de stick-slip n'était considéré que plus tard dans les années 80 avec l'apparition des outils PDC et les vibrations latérales n'ont commencé à faire l'objet d'études approfondies que récemment (Vandiver et al., 1990). Depuis leur découverte, les vibrations latérales se sont très vite reconnues comme le phénomène le plus destructeur pour la garniture et les équipements de mesure de fond mais aussi pour les outils de type PDC vulnérables aux chocs. Dans cette partie, il s'agit de présenter une analyse bibliographique des modèles dynamiques consacrés à l'étude des vibrations latérales et du phénomène de whirling.

Il existe des modèles analytiques pour étudier les vibrations latérales mais ceux-ci ne permettent pas d'étudier le phénomène dans sa complexité et ont besoin de certaines hypothèses simplificatrices telles que l'absence de contact ou le contact continu de la garniture avec la paroi du puits (Dykstra et al., 1996). La complexité du phénomène étudié, le nombre important de paramètres rentrant en jeu et la non-linéarité des équations de mouvement (Dykstra, 1996) sont à l'origine du recours à des méthodes numériques, en particulier la méthode des éléments finis pour résoudre le problème (Baird et al., 1984). En effet, les paramètres dont il faut tenir compte sont : la trajectoire du puits, la configuration de la garniture, l'interaction garniture-formation, le comportement de l'outil et des stabilisateurs, le fluide de forage (Dykstra et al., 2001). On peut modéliser les vibrations latérales en considérant l'effet des vibrations axiales (Shyu, 1989) et/ou des vibrations de torsion (Yigit et al., 1998), dans ce cas, il faut définir des lois de couplage entre les modes de vibration.

Dans la littérature, on peut distinguer deux approches principales : l'approche temporelle et l'approche fréquentielle. Concernant l'approche temporelle, on peut modéliser le comportement de la garniture dans le régime établi (Dykstra et al., 1996) ou bien dans le régime transitoire (Stone et al., 1984). Le régime transitoire est important quand il s'agit de prendre en compte l'interaction garniture-formation notamment pour les zones de contact, les impacts et le mécanisme de coupe de la roche par l'outil de forage. Le calcul dans le

domaine temporel est complexe et nécessite d'énormes ressources de calcul. L'approche fréquentielle permet aussi d'appréhender le comportement de la garniture ; il s'agit de déterminer les fréquences propres de la structure (Jogi et al., 2002) et d'en déduire les vitesses de rotation critiques ; éviter ces vitesses permet d'éviter que la structure n'entre en résonance. Les charges critiques correspondantes aux vitesses de rotation critiques peuvent être calculées (Heisig et al., 2000), on dispose ainsi d'une information assez complète sur les domaines des vibrations sévères. Comme pour les modèles Torque & Drag, les mesures en cours de forage ont été utilisées (Macpherson et al., 2001) pour valider les résultats des simulations conjointement avec des mesures de laboratoires sur des installations à échelle réduite (Melakhessou et al., 2003).

### **1.3.2.1. Approche Fréquentielle**

Quand la vitesse de rotation est proche d'une fréquence propre de la structure, l'amplitude des vibrations augmente considérablement, c'est le phénomène de résonance. L'analyse harmonique de la garniture est donc nécessaire afin de prédire les conditions optimales de forage loin de toute résonance.

L'utilisation des équipements de mesure au fond remonte aux années 60 mais la technologie ne permettait pas le transfert des mesures à la surface avec un débit suffisant. Pour s'affranchir de cette limitation, Macpherson et al. (1993) ont utilisé des équipements de mesure en surface avec une fréquence d'échantillonnage élevée ; ceci a permis la compréhension des phénomènes vibratoires au fond du trou. Le couplage latéral-axial était utile pour déduire les fréquences latérales (les vibrations latérales étant dispersées avant d'atteindre la surface).

Le développement du phénomène de résonance est étudié en utilisant le spectrogramme de la force axiale déterminé à partir des mesures de surface pour différentes valeurs du poids sur l'outil et de la vitesse de rotation (Figure 1.15). Sur ce spectrogramme, les auteurs identifient différentes fréquences caractéristiques ; il s'agit de fréquences d'excitation et de fréquences de résonance. Concernant les fréquences d'excitation, elles proviennent de la rotation des tiges et de l'outil (RPM et ses multiples) ainsi que de la pompe à boue (SPM et ses multiples). Pour les fréquences de résonance, on identifie une fréquence de 8.5 Hz que les auteurs attribuent à une résonance axiale. En revanche, à partir de  $t=1000$  s, une autre fréquence développe autour de 6-7 Hz (zone foncée sur la Figure 1.15) ; les auteurs l'attribuent à une résonance latérale.

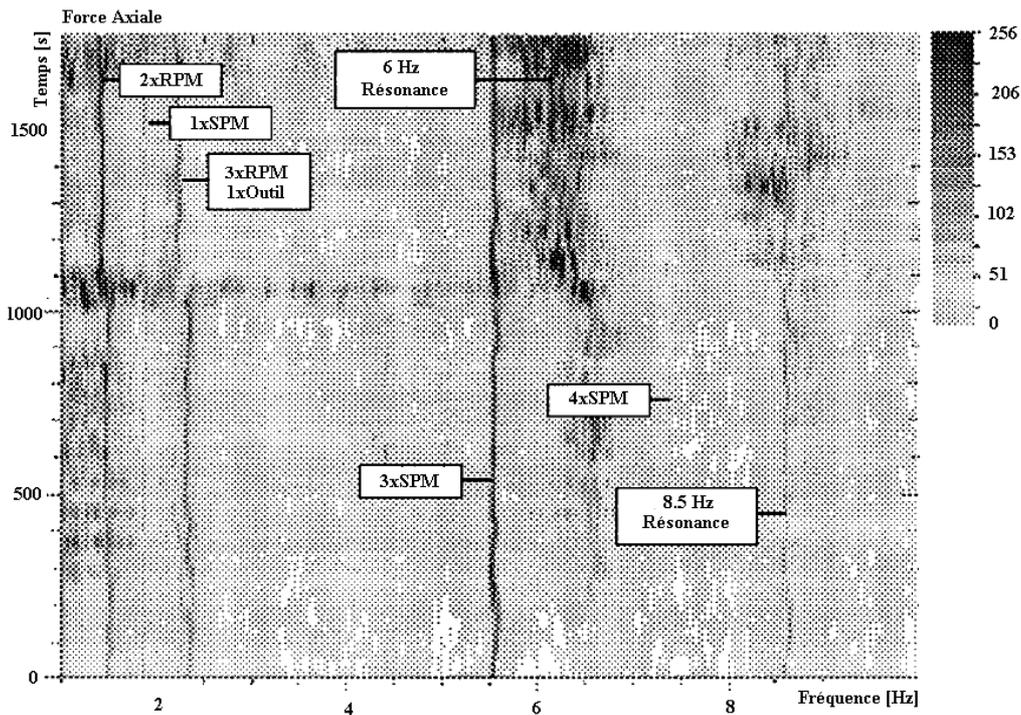


Figure 1.15: Spectrogramme de la Force Axiale Mesurée en Surface (Macpherson et al., 1993)

Avec le développement des moyens de transmission des données du fond à la surface, Macpherson et al. (2001) ont utilisé simultanément des données de surface et des données de fond pour mieux analyser le comportement de la garniture de forage. Le Tableau 1.2 donne une comparaison entre les fréquences propres axiales mesurées et celles évaluées théoriquement ; il est clair que l'estimation des fréquences propres fonctionne bien surtout à partir du 3<sup>ème</sup> mode propre. Un autre résultat important qui ressort de ces mesures est la détection du whirling. La vitesse de whirling de la tige est déterminée en se basant sur le déphasage entre les moments de flexion dans deux directions orthogonales. Ainsi, suivant le signe de la vitesse et sa valeur, différents types de whirling ont été mis en évidence.

Tableau 1.2: Fréquences Propres Axiales, Théorie vs. Mesures (Macpherson et al., 2001)

Mode	Théorie [Hz]	Mesure [Hz]	% Différence
1	3.7	4.2	11.90
2	13.4	11.8	11.94
3	25.8	27.5	6.18
4	38.8	39.6	2.02

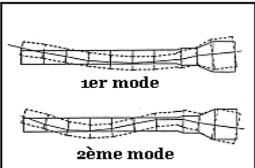
**Remarque :** les mesures en cours de forage étaient utiles pour la validation des modèles théoriques. Ces mesures permettent aussi de déterminer les fréquences caractéristiques de certaines composantes de système de forage (les outils par exemple). Ces fréquences sont utiles car elles permettent d'éviter le phénomène de résonance (Macpherson et al., 1993).

Bien qu'elles permettent de détecter les phénomènes dynamiques au fond, les mesures à elles seules ne suffisent pas parce qu'elles sont incomplètes (on ne peut pas tout mesurer, partout et tout le temps). De plus, au stade prévisionnel de la conception on ne dispose pas de mesures d'où la nécessité de modèles théoriques qui servent aussi en cours de l'opération et/ou en post-forage puisqu'ils permettent de mieux comprendre les mesures et les phénomènes dynamiques. C'est pour cela que plusieurs tentatives de modélisation ont été entreprises.

GEODYN est un code de calcul par éléments finis développé par Stone et al. (1984) qui permet de simuler la réponse transitoire de la garniture et sa réponse fréquentielle. Le modèle prend en compte les interactions BHA-formation et calcule l'avancement de l'outil en couplant avec un modèle de coupe de la roche (Baird et al., 1984). Le Tableau 1.3 montre les modes propres latéraux obtenus pour une tige de trois mètres environ avec un outil de forage de type PDC vissé au bout. On remarque une bonne concordance entre les mesures et les résultats de GEODYN.

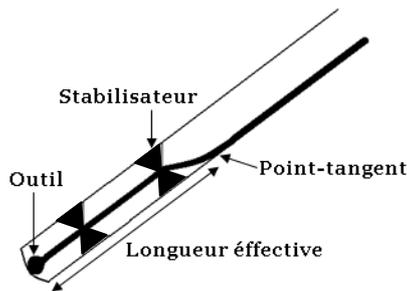
**Tableau 1.3: Modes de Flexion, GEODYN (Stone et al., 1984)**

Source \ Mode [Hz]	1 <sup>er</sup> mode	2 <sup>ème</sup> mode	3 <sup>ème</sup> mode
Test	155	442	870
GEODYN	149	435	889
% Différence	3.9	1.6	2.2



Le diagramme illustre deux modes de flexion latérale d'une tige de forage. Le '1er mode' est représenté par une courbe sinusoïdale simple avec un seul pic et creux. Le '2ème mode' est représenté par une courbe sinusoïdale avec deux pics et creux, montrant une flexion plus complexe.

On peut déterminer une expression analytique de la vitesse critique (résonance latérale) en utilisant un modèle mathématique simplifié (Heisig et al., 2000) mais cette expression reste limitée à une situation de contact continu et ne s'applique que sur des puits rectilignes. Les éléments finis sont nécessaires quand on prend en compte une trajectoire réelle du puits, l'amortissement de la structure, les non-linéarités et le couplage entre les différents modes de vibrations. Dans ces modèles de calcul, seule une certaine longueur effective de la BHA est prise en compte et ce pour des raisons purement numériques. Mais cela reste cohérent avec l'observation que les vibrations latérales s'atténuent rapidement et ne se propagent pas jusqu'à la surface. La longueur effective s'étend de l'outil de forage jusqu'au point tangent, c'est-à-dire le premier point en contact permanent avec le puits juste derrière le dernier stabilisateur (Figure 1.16). On assume que si la BHA est en contact permanent avec la paroi basse du puits, les vibrations latérales ne se produisent pas facilement. Cependant, une analyse statique (de type Torque & Drag par exemple) est nécessaire pour calculer la longueur effective avant le calcul des fréquences propres latérales.



**Figure 1.16: Point-tangent et Longueur Effective**

Plusieurs modèles théoriques de calcul des fréquences propres de la BHA ont donné naissance à des logiciels ; Jogi et al. (2002) ont utilisé des données de terrain pour comparer les performances de certains de ces logiciels. Parmi les logiciels comparés par les auteurs :

- BHASYS, développé à partir du modèle de Paslay et al. (1992) ;
- NADRID, basé sur le modèle de Heisig (1993) ;
- WHIRL, développé à partir des travaux de Dykstra (1996).

Cette comparaison est importante car elle permet de juger de la validité de certaines hypothèses incorporées dans les modèles théoriques et qui concernent en particulier les conditions aux limites. Pour ce qui est des fréquences propres latérales, la comparaison théorie-mesures est présentée sur la Figure 1.17. On remarque que les modèles comparés donnent des résultats assez proches des mesures. Les différences sont dues à la nature des conditions aux limites au niveau du point-tangent et de l'outil de forage qui diffèrent d'un modèle à l'autre. D'après Jogi et al. (2002), les meilleures conditions aux limites pour le calcul des fréquences latérales consistent à considérer une condition libre au point-tangent (déplacements latéraux permis et efforts obtenus de l'analyse statique) et un appui simple au niveau de l'outil de forage (déplacements latéraux interdits et efforts nuls). Pour les fréquences axiales, les meilleures conditions sont libre en surface et encasté au fond. En revanche, pour les fréquences de torsion, le meilleur choix consiste en un encastrement en surface et libre au fond.

Quand la garniture entre en résonance, les paramètres de contrôle les plus efficaces dont les foreurs disposent sont le poids sur l'outil et la vitesse de rotation appliquée en surface. Changer ces paramètres peut affecter le taux de pénétration de l'outil et donc réduire l'efficacité du processus de forage mais ceci reste le plus souvent la meilleure solution pour réduire les vibrations sévères. Certains auteurs comme Dareing (1984) ont démontré que la longueur des masse-tiges affecte directement les fréquences propres et donc les vitesses de rotation critiques ; contrôler alors la résonance revient à contrôler la longueur des masse-

tiges. C'est une solution en amont qui intervient pendant la phase de conception mais ne résout pas complètement le problème de résonance.

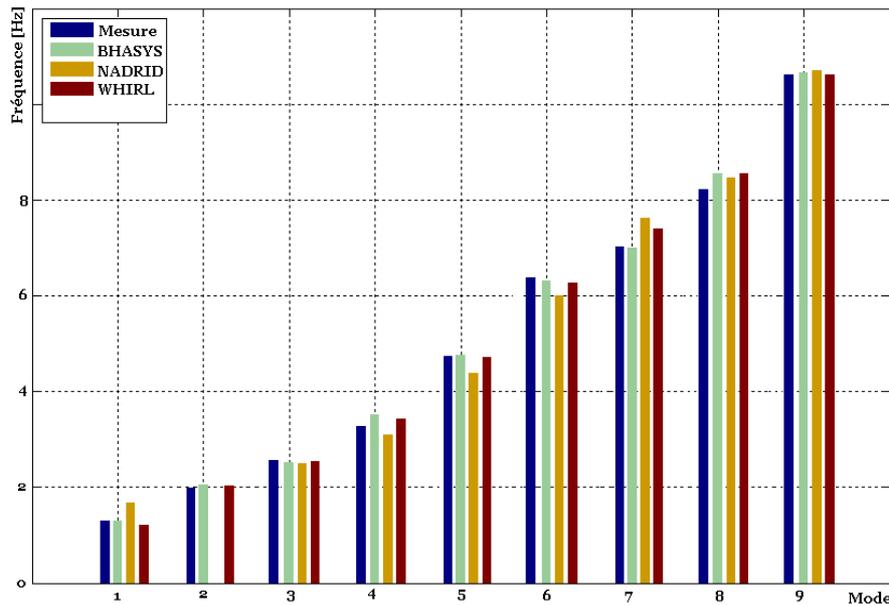


Figure 1.17: Fréquences Propres Latérales. Modèles vs Mesures (Jogi et al., 2002)

### 1.3.2.2. Approche Temporelle

L'approche fréquentielle ne nous renseigne que sur les vitesses critiques et la résonance mais il manque à ce stade les accélérations, les impacts, les phénomènes temporels (whirling, stick-slip, bit-bounce...), les contraintes, etc. D'où la nécessité d'une approche temporelle qui, en plus, permet d'accéder par analyse fréquentielle aux autres résultats. Nous allons présenter dans ce qui suit les modèles temporels les plus importants rencontrés dans la littérature et utilisés dans le domaine du forage, leurs hypothèses et certains de leurs résultats.

- **Modèle de Rey (1983)**

La dynamique d'une tige fléchie et en rotation dans un puits incliné d'un angle  $\alpha$  par rapport à la verticale est présentée dans ce modèle (Figure 1.18). La tige est soumise à un effort de compression et un couple extérieur sans oublier la force d'inertie due à l'excentricité de la tige. Le fluide de forage est pris en compte avec la force de poussée.

Les forces mises en évidence dans la modélisation de Rey (1983) sont :

- l'amortissement interne et externe : l'amortissement externe est dû à la présence du fluide de forage dans l'espace annulaire. Alors que l'amortissement interne est dû au mouvement de la tige pour un observateur lié au repère en rotation (vitesse relative).

Cet amortissement interne est difficile à évaluer et l'auteur l'a pris nul pour ses applications numériques ;

- le couplage flexion-torsion : le couple de torsion a une influence sur la flexion de la tige ;
- la force de poussée et la force de compression : la poussée est due à l'immersion de la tige dans le fluide de forage. La compression provient du poids sur l'outil et est localisée dans la partie inférieure de la tige ;
- la force d'inertie : c'est une force centrifuge proportionnelle à la masse, l'excentricité et au carré de la vitesse.

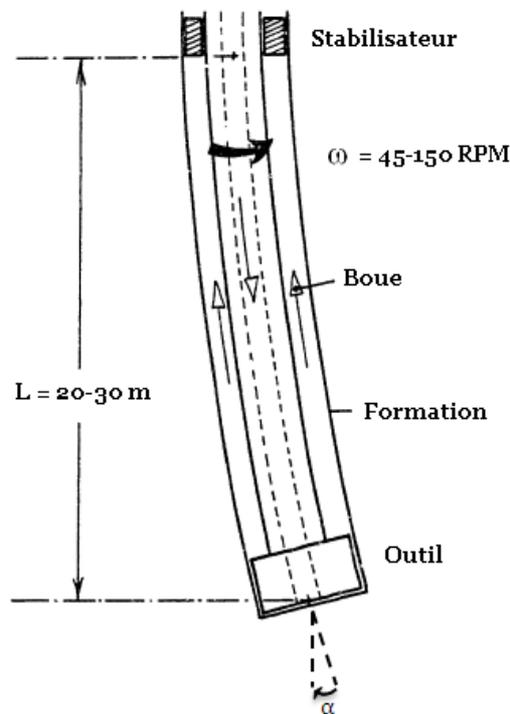


Figure 1.18: Tige Inclinée en Rotation (Rey, 1983)

Dans ce modèle, la présence du fluide est prise en compte à travers la poussée mais aussi la masse ajoutée. En effet, la masse qui intervient dans les équations de mouvement n'est pas seulement la masse de la section d'acier mais aussi la masse du fluide à l'intérieur de la tige à laquelle on ajoute la masse déplacée par la tige au cours de son mouvement<sup>9</sup>.

Ce modèle présente uniquement deux degrés de liberté, ce sont les déplacements latéraux de chaque section de la tige. Cependant, un soin particulier est apporté aux conditions aux limites dans cette étude, la dynamique de la garniture dépend des conditions adoptées au niveau de l'outil de forage et au niveau des stabilisateurs. En effet, l'outil est centré dans le

<sup>9</sup> Cette notion de masse ajoutée sera détaillée dans le chapitre suivant.

trou (déplacement latéral nul) et soumis à une force axiale et un moment de restauration dus aux interactions outil-formation.

Le cas des stabilisateurs est beaucoup plus complexe car les conditions dépendent non seulement de la configuration de la BHA (montante, stabilisante, descendante) mais aussi du jeu stabilisateur-puits. Il y a une incertitude admise par l'auteur au niveau des conditions aux limites aux stabilisateurs. Enfin, l'équation du mouvement est résolue numériquement dans le régime permanent à l'aide de la méthode des différences finies.

**Remarque :** l'excentricité de la tige est un paramètre aléatoire, la valeur moyenne adoptée par Rey (1983) est de l'ordre de 2.5 mm.

L'augmentation du poids sur l'outil entraîne une diminution des fréquences propres, ainsi quand la fréquence fondamentale tend vers zéro, le phénomène de flambage apparaît. Cependant, le couple de torsion n'a pas un effet concret sur les fréquences propres, pourvu qu'il soit très élevé. Suivant la condition aux limites adoptée au niveau du stabilisateur, la force statique à l'outil peut varier et par conséquent le comportement directionnel de la BHA ne sera plus le même.

Le modèle de Rey ne permet pas de déterminer la réponse transitoire de la garniture en termes de vibrations latérales. En plus, il ne considère les points de contact qu'au niveau du stabilisateur et de l'outil. Donc, on ne peut pas simuler les impacts ou le phénomène de whirling des tiges. Le modèle présenté ne tient pas compte non plus de l'effet des forces axiales sur les vibrations latérales. C'est ce que Shyu (1989) a introduit dans son modèle couplé.

- **Modèle de Shyu (1989)**

Le modèle de Rey (1983) a été repris par Shyu (1989) afin d'introduire l'effet de l'excitation des vibrations latérales par les vibrations axiales. En effet, l'auteur a identifié deux types de couplage axial-latéral : le couplage *linéaire* et le couplage *paramétrique* (Figure 1.19).

Pour un couplage linéaire, on considère que la tige est initialement courbée et que la force axiale dans chaque section de la tige dépend de la courbure initiale. En revanche, pour le couplage paramétrique la tige est considérée initialement non courbée et la variation de la force axiale provient uniquement de la déformation axiale. Les fluctuations du poids sur l'outil excitent donc les vibrations latérales. La différence entre le couplage linéaire et le couplage paramétrique réside dans la fréquence d'excitation, ainsi pour un couplage linéaire la fréquence de vibration axiale est deux fois plus grande que la fréquence de vibration latérale (Figure 1.19).

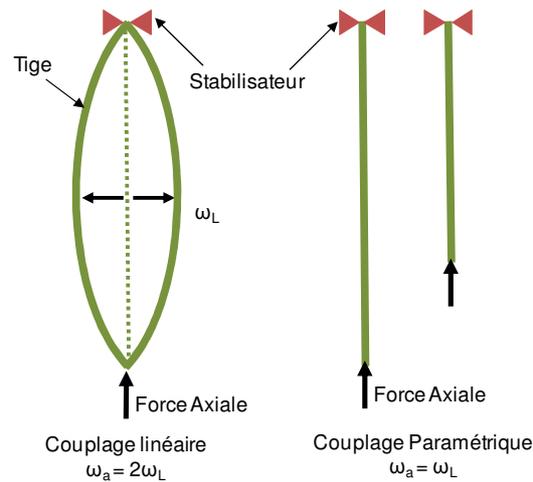


Figure 1.19: Couplage Axial-Latéral (Shyu, 1989)

L'étude du couplage linéaire permet de mieux élucider l'effet de la courbure sur la fréquence propre fondamentale (Figure 1.20), si la courbure augmente alors la fréquence diminue. On en déduit que dans un puits droit ou à faible courbure, la fréquence est une fonction décroissante du jeu radial tige-formation.

La considération du couplage paramétrique permet de mettre en évidence certaines zones d'instabilité des vibrations latérales de la tige (Figure 1.21). Dans le travail présenté par Shyu (1989), la zone d'instabilité est calculée sans tenir compte de l'amortissement qui empêche la structure d'amorcer une instabilité pour des forces axiales faibles. C'est ce que confirme Dunayevsky et al. (1993) qui ont incorporé un amortissement latéral et un amortissement axial dans leur modèle. En effet, la Figure 1.22 montre que l'amortissement axial rétrécit la zone d'instabilité et donc augmente la zone de stabilité surtout pour des grandes fluctuations de la force axiale. En revanche, l'amortissement latéral stabilise la structure face à des faibles fluctuations de la force axiale.

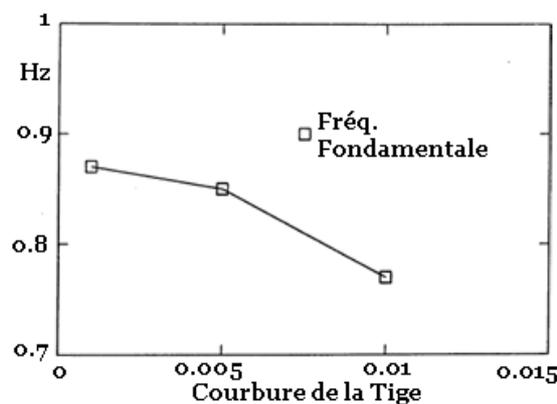


Figure 1.20: Courbure et Fréquence Fondamentale (Shyu, 1989)

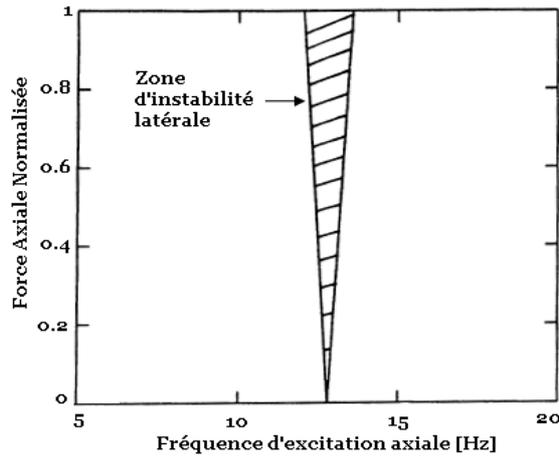


Figure 1.21: Zone d'Instabilité Paramétrique (Shyu, 1989)

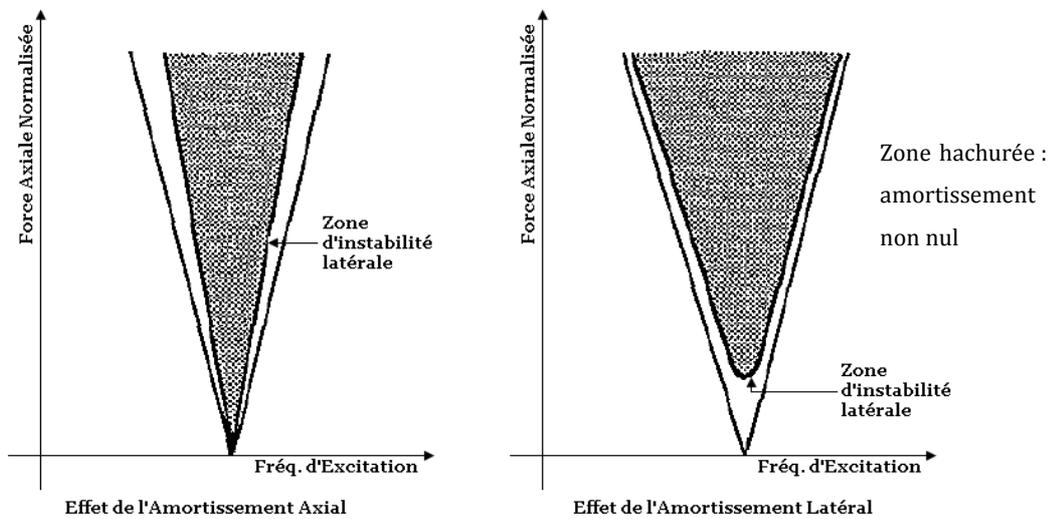


Figure 1.22: Amortissement et Instabilité Paramétrique (Dunayevsky et al., 1993)

Finalement, on note qu'avec le modèle de Shyu (1989), le phénomène de whirling peut être étudié en considérant un contact continu à un point donné situé à mi-chemin entre l'outil de forage et le stabilisateur. Dans cette zone, une force de frottement est appliquée si le déplacement latéral dépasse le jeu, la section est en forward whirling et si les forces de frottement deviennent plus grandes que les forces d'amortissement alors on a une transition vers le mode du backward whirling. Selon les auteurs, ce phénomène induit des contraintes de flexion élevées et l'usure des tiges en cas de glissement.

- **Modèle de Jansen (1993)**

La tige est représentée ici par un arbre rotatif avec des stabilisateurs et un outil en extrémité tel que présenté sur la Figure 1.23. Seul le premier mode de flexion est considéré car on admet ici que la vitesse de rotation est de l'ordre de la première fréquence propre de flexion (Dykstra et al., 1996).

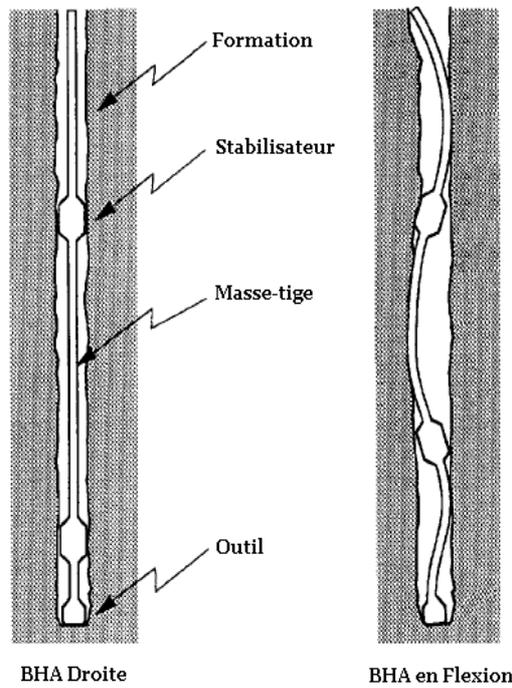


Figure 1.23: BHA Droite et BHA en Flexion (Jansen, 1993)

La Figure 1.24 montre la trajectoire d'une section de la tige pour un forward whirling et un backward whirling. Le forward whirling est généré par la force d'excentricité. Ce forward whirling peut dégénérer en backward whirling à cause des impacts tige-formation (Dykstra et al., 1996).

Cependant, il existe un autre mécanisme plus complexe pour la génération du backward whirling. En fait, le frottement au niveau du stabilisateur génère un backward whirling quand la force de frottement dépasse la force d'amortissement, le backward whirling du stabilisateur génère à son tour un backward whirling auto-entretenu au niveau de la tige. Mis à part le frottement, Jansen (1993) a identifié le jeu stabilisateur-formation comme élément déterminant dans la génération et/ou la stabilité du phénomène de whirling des tiges.

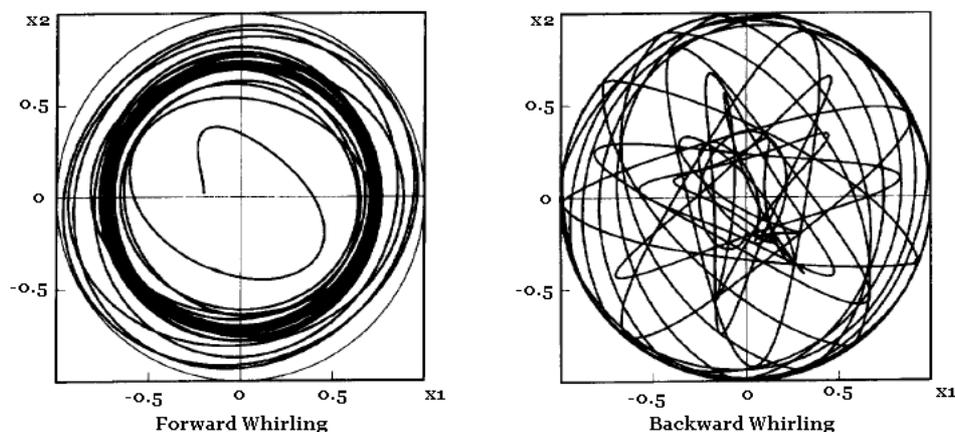


Figure 1.24: Forward et Backward Whirling (Jansen, 1993)

- **Modèle de Théron (1996)**

Le whirling est présenté comme une succession d'impacts par Théron (1996). Dans ce modèle, la durée des impacts est supposée négligeable devant la période de mouvement ce qui permet d'assimiler l'impact à celui d'un disque en rotation sur une surface plane (Figure 1.25). En s'appuyant sur cette modélisation du whirling, Théron et al. (2001) ont étudié les conditions nécessaires pour que le whirling soit stable.

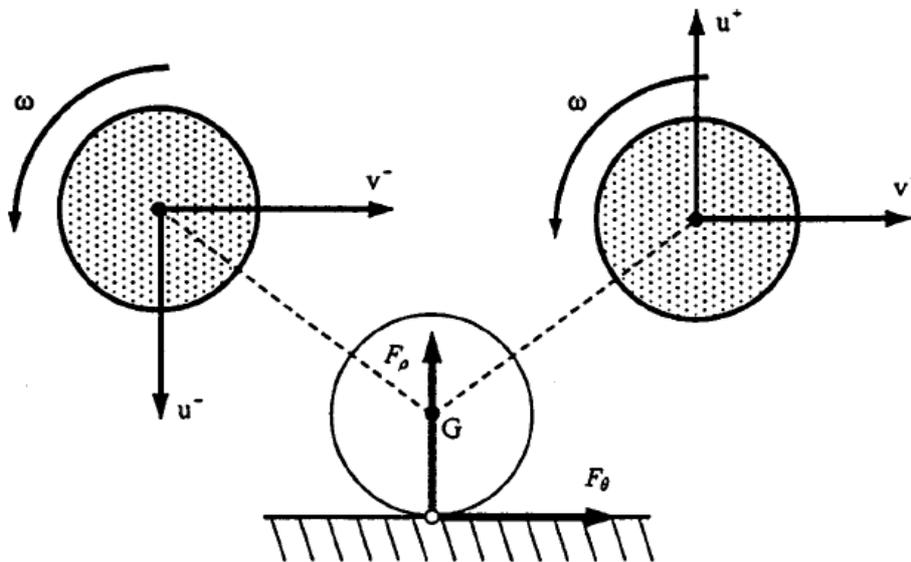


Figure 1.25: Modèle d'Impact (Théron et al., 2001)

La condition mécanique pour que le whirling persiste est que la vitesse de rotation soit suffisamment élevée pour induire une force centrifuge capable de vaincre les forces de frottement et d'amortissement. En effet, une vitesse de rotation seuil a été déterminée en fonction du frottement, de l'amortissement, de la fréquence de flexion de la BHA et du jeu latéral. Si la vitesse de rotation est en dessous de la valeur seuil, alors le whirling n'apparaît pas. La vitesse seuil est inversement proportionnelle au frottement. La Figure 1.26 montre que pour un frottement faible ( $\mu=0.05$ ), les vibrations sont amorties alors que pour un frottement élevé ( $\mu=0.2$ ) la tige développe un whirling stable.

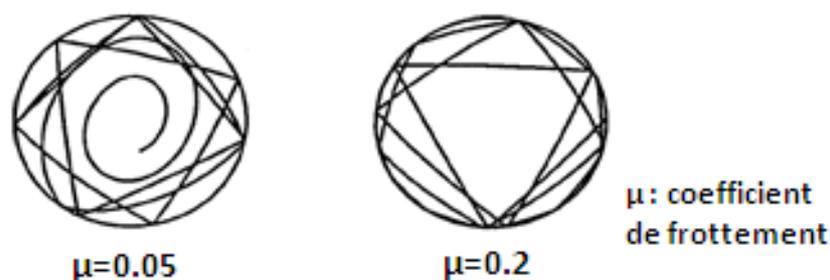


Figure 1.26: Effet du Frottement (Théron et al., 2001)

### 1.3.2.3. Couplage des Modes de Vibration

D'après Spanos et al. (2003), analyser chaque mode de vibration séparément peut être intéressant pour comprendre les mécanismes de vibration mais ceci n'est pas une approche fiable quand il s'agit d'étudier un cas pratique sachant que les différents modes de vibration se produisent simultanément et agissent l'un sur l'autre. Les mécanismes d'excitation des différents modes de vibrations ont été étudiés par Besaisow et al. (1988) qui montrent qu'il existe des mécanismes d'excitation primaires et des mécanismes d'excitation secondaires. Quand un premier mode de vibrations est excité par une force extérieure, ce mode peut exciter un deuxième mode à travers les mécanismes de couplage, l'amplitude du deuxième mode est évidemment plus petite que le premier mode. Par exemple, la force excentrique est une excitation primaire pour les vibrations latérales et à travers les mécanismes de couplage cette force est considérée comme une excitation secondaire des vibrations axiales et des vibrations de torsion.

L'outil de forage joue un rôle important dans les mécanismes de couplage, il assure surtout le transfert d'énergie entre les vibrations axiales et les vibrations de torsion. L'outil est ainsi considéré comme un convertisseur axial-torsion c'est-à-dire un convertisseur poids sur l'outil (WOB)-couple sur l'outil (TOB<sup>10</sup>). Par exemple, l'outil tricône excite de façon primaire les vibrations axiales et de façon secondaire les vibrations de torsion et les vibrations latérales à travers les mécanismes de couplage (Besaisow et al., 1988).

Nous nous intéressons dans la suite aux couplages qui font intervenir le mode des vibrations latérales.

- **Couplage Latéral-Axial**

D'après Yigit et al. (1996), le couplage latéral-axial est souvent négligé si les fréquences propres axiales sont nettement plus élevées que les fréquences propres latérales. Pour les systèmes de forage pétrolier, les mesures en cours de forage montrent que les fréquences propres axiales et latérales sont du même ordre de grandeur (Jogi et al., 2002) ; ceci justifie le couplage latéral-axial.

Comme indiqué plus haut, des auteurs comme Shyu (1989) ont identifié deux types de couplage axial-latéral : le couplage linéaire et le couplage paramétrique. Le couplage linéaire se produit quand la tige est initialement courbée alors que le couplage paramétrique se produit quand on a une force compressive dynamique provenant généralement de l'interaction outil-formation (Dunayevsky et al., 1993). En se basant sur des observations et

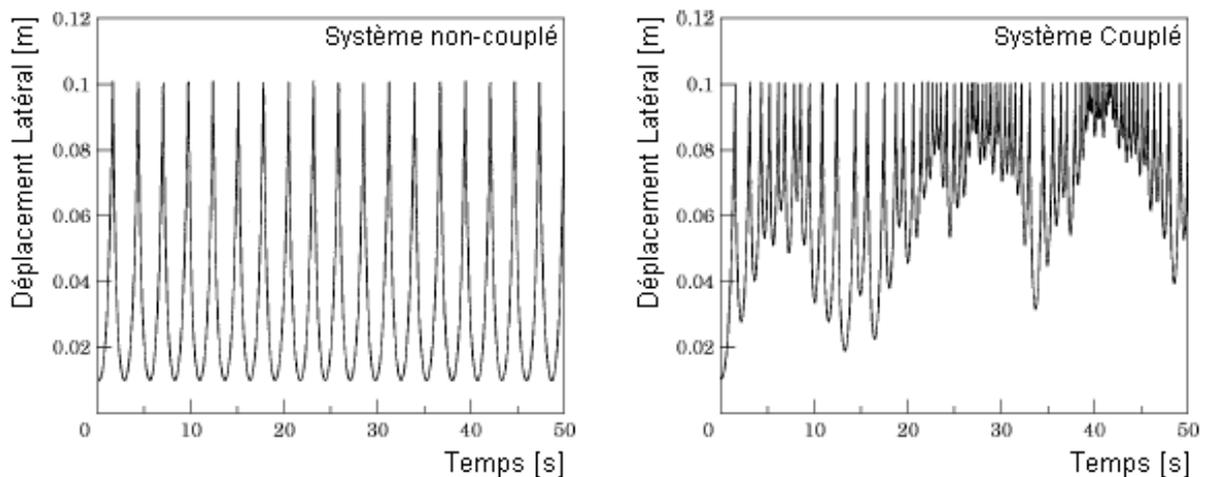
---

<sup>10</sup> Torque On Bit

mesures de terrain, Vandiver et al. (1990) ont estimé que le couplage paramétrique est moins fréquent que le couplage linéaire, c'est-à-dire que c'est la flexion de la tige qui joue le rôle le plus important dans l'excitation des vibrations latérales.

Dans le modèle de Yigit et al. (1996), le couplage latéral-axial est fort, alors les vibrations axiales agissent sur les vibrations latérales et vice versa. De ce fait, les équations de mouvement ne peuvent pas être résolues séparément. Un exemple de couplage dit faible est présenté par Dunayevsky et al. (1993), dans ce cas, l'équation du mouvement axial peut être résolue séparément des équations du mouvement latéral.

Pour justifier l'intérêt de tenir compte du couplage latéral-axial, certains auteurs ont comparé les résultats des modèles couplés et non-couplés. En l'absence de couplage latéral-axial, les modèles dynamiques ont tendance à surestimer les charges critiques et les vitesses de rotation critiques (Shyu, 1989). Dans la même logique, le modèle couplé de Yigit et al. (1996) montre que l'instabilité latérale de la BHA est déclenchée pour une force compressive plus faible que celle calculée par le modèle non-couplé. Un autre résultat important du modèle de Yigit et al. (1996) concerne cette fois la périodicité du mouvement de la tige. La réponse d'un système à une excitation harmonique en l'absence de couplage latéral-axial est périodique. En revanche, la réponse du système couplé n'est pas périodique et le mouvement de la tige développe un aspect chaotique (Figure 1.27). Cet aspect non-périodique et chaotique du mouvement est plus réaliste d'après les mesures de chantier.



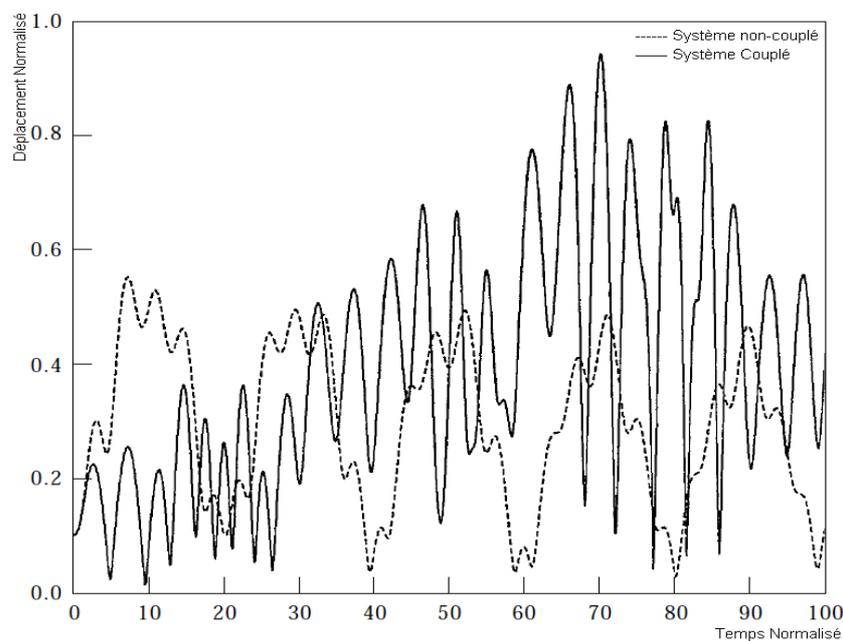
**Figure 1.27: Effet du Couplage Latéral-Axial (Yigit et al., 1996)**

Bien qu'il donne de bons résultats, ce modèle couplé ne prend pas en compte la rotation des tiges, ce qui le rend incapable de prédire certains phénomènes dynamiques comme le whirling. L'autre inconvénient est l'absence de couplage au niveau de l'outil (pas de prise en compte d'une loi d'interaction outil-roche).

- **Couplage Latéral-Torsion**

Des analyses de mesures en cours de forage ont montré que le couplage latéral-torsion existe et qu'il affecte la réponse dynamique du train de tiges. Ces analyses justifient le modèle couplé latéral-torsion développé par Yigit et al. (1998). Les auteurs confrontent les résultats de leur modèle couplé à un modèle non couplé et montrent que le déplacement latéral de la tige augmente en présence des vibrations de torsion (Figure 1.28). Autrement dit, la présence d'une instabilité en torsion induit une instabilité latérale et pourrait engendrer d'éventuels impacts.

Le couplage latéral-torsion nécessite la prise en compte de la rotation de la tige et l'interaction outil-formation et permet de détecter certaines vitesses de rotation critiques qui n'apparaissent pas dans la réponse d'un système non-couplé.



**Figure 1.28: Effet du Couplage Latéral-Torsion (Yigit et al., 1998)**

Les vibrations de torsion ont tendance à empêcher les autres modes de vibration de se développer, la variation de la vitesse angulaire en fonction du temps tend à éliminer les vibrations axiales et les vibrations latérales (Van Den Steen, 1997). Certains auteurs comme Leine et al. (2002) ont utilisé ce type de couplage pour étudier la transition stick-slip/whirling, cette transition est observée fréquemment sur des mesures de terrain (Figure 1.29). Cependant, le modèle de Leine et al. (2002) ne traite la transition et le couplage que de façon qualitative même s'il détaille les mécanismes de couplage latéral-torsion.

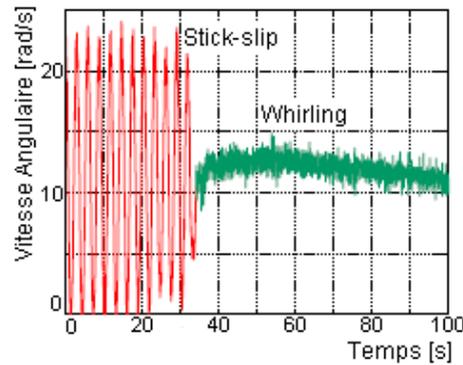


Figure 1.29: Vitesse Angulaire Mesurée (Leine et al., 2002)

Dans la littérature, on trouve également des modèles qui se servent du couplage latéral-torsion afin de prédire les vibrations latérales au fond en mesurant simplement les vibrations de torsion en surface, une approche similaire a été utilisée par Macpherson et al. (1993) mais en utilisant le couplage latéral-axial.

- **Couplage Latéral-Axial-Torsion**

Le problème complet est tout à fait classique et concerne la dynamique d'une structure avec prise en compte des contacts avec un solide rigide. Il peut être résolu à l'aide d'un code numérique général tel que ABAQUS. Mais les chercheurs ont toujours préféré réaliser des codes dédiés au forage pétrolier pour disposer aussi d'outil numérique plus simple donc plus convivial pour l'utilisateur et permettant au programmeur d'introduire plus aisément des notions spécifiques au forage pétrolier telles que les lois d'interaction outil-roche et structure-fluide. L'un des premiers codes complets a été réalisé dans le cadre de la thèse de Birades (1985) en utilisant la méthode des éléments finis pour des structures élancées tridimensionnelles. Ce logiciel présente cependant une grande fragilité de l'algorithme de contact (méthode d'Uzawa). Plus tard, Christofourou et al. (2003) ont proposé un nouveau modèle plus performant et plus réaliste quant à la modélisation du contact tige-formation, de l'interaction outil-roche et du mouvement de l'outil. Cependant, ce logiciel manque de rigueur dans la modélisation de la tige qui est considérée comme un assemblage de masses concentrées reliées par des ressorts sans masse.

Les éléments finis ont été utilisés dans le modèle développé par Piovan et al. (2006). Ce modèle permet de mettre en évidence l'effet combiné des vibrations axiales et des vibrations de torsion sur les vibrations latérales. Comme le montre la Figure 1.30, les impacts apparaissent plus rapidement et sont plus nombreux quand le couplage est pris en compte. En revanche, ce modèle présente un inconvénient majeur qui réside dans le fait qu'il considère que le train de tiges est encastré en surface et que l'outil est assimilé à un appui simple, ce qui annule le couplage et le transfert d'énergie au niveau de l'outil. La

conséquence de cette hypothèse est qu'aucune perturbation au niveau du couple sur l'outil ne peut avoir des répercussions sur les vibrations latérales.

La mise en place de modèle entièrement couplé n'est pas une tâche facile compte tenu des non-linéarités surtout géométriques et de la complexité des phénomènes dynamiques de la BHA difficiles à dissocier. Le couplage rapproche le modèle de la réalité mais le découplage permet de mieux analyser et comprendre les phénomènes et leurs dépendances.

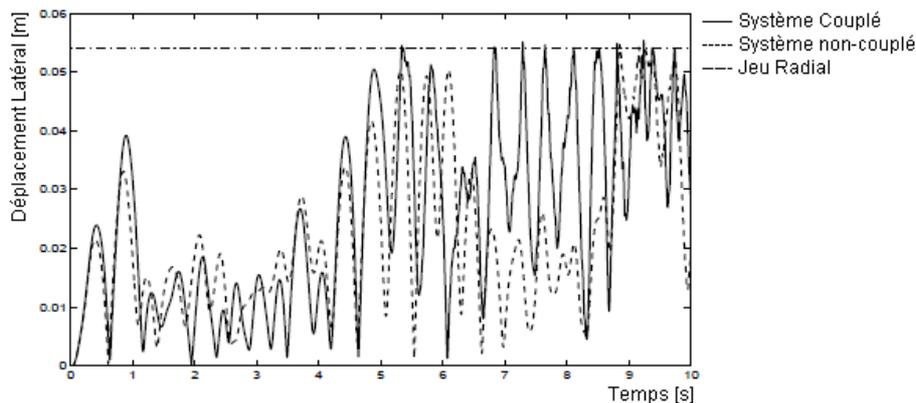


Figure 1.30: Effet du Couplage Total Latéral-Axial-Torsion (Piovan et al., 2006)

### 1.3.3. Stabilité et Contrôle

Le whirling se produit durant environ 40% du temps de forage (Bailey et al., 2008) et le stick-slip se produit durant environ 50% du temps (Wu et al., 2010). Ces vibrations sévères, le whirling en particulier, sont responsables du dysfonctionnement des équipements (en particulier électroniques), l'interruption du forage, la limitation du déport horizontal des puits, etc. Le contrôle est donc nécessaire pour éloigner les paramètres opératoires des domaines critiques et assurer la stabilité de la structure. Certaines solutions consistent à utiliser les modèles théoriques pour prédire le comportement dynamique de la structure ce qui permettrait d'optimiser la configuration de la BHA ou bien celle de l'outil (Wu et al., 2010). D'autres solutions consistent à utiliser des équipements conçus spécialement pour lutter contre les vibrations tels que les outils « anti-whirling » (Johnson, 2006) et les absorbeurs d'impacts (Warren et al., 1990). Ces solutions interviennent en amont, c'est-à-dire avant le début du forage, mais une fois le processus commence le foreur dispose de moins de marge pour manœuvrer et modifier la BHA ou l'outil. Dans cette situation, il faut modifier les paramètres opératoires (poids sur l'outil et vitesse de rotation) en temps réel pour réduire les vibrations sévères (Jardine et al., 1994). Parfois, le contrôle des vibrations latérales déclenche des vibrations de torsion ou des vibrations axiales par des mécanismes de transfert d'énergie. C'est pour cela que l'on propose des schémas de contrôle simultané pour les trois modes de vibrations (Schlumberger, 2008). Les foreurs définissent une zone

optimale de forage, dans cette zone la structure ne subit pas de vibrations sévères et on a un bon rendement c'est-à-dire un taux de pénétration (ROP) assez élevé (Figure 1.31).

Pour un système de forage donné, la zone optimale dépend essentiellement de deux paramètres principaux de commande à savoir le poids sur l'outil (et donc la tension au crochet) et la vitesse de rotation ; quand on augmente la vitesse de rotation on génère du whirling et quand on augmente le poids sur l'outil on génère du stick-slip. Certes la structure ne vibre pas pour une vitesse de rotation et un poids sur l'outil faible, mais le processus de forage n'est pas efficace dans ce cas (ROP faible). Le but du contrôle est donc de rester dans la zone optimale, cette dernière peut être élargie en optimisant la BHA et l'outil (Wu et al., 2010). En revanche, si les vibrations sont sévères alors les systèmes de contrôle ne sont pas efficaces et il faut interrompre le forage et reprendre avec d'autres paramètres opératoires (Aldred et al., 1992). Pour finir, il est important de signaler que le contrôle se fait essentiellement en temps réel (Huang, 2004) et que cela demande inévitablement l'intervention d'un opérateur pour la gestion poids sur l'outil/vitesse de rotation (Dashevskiy et al., 2007).

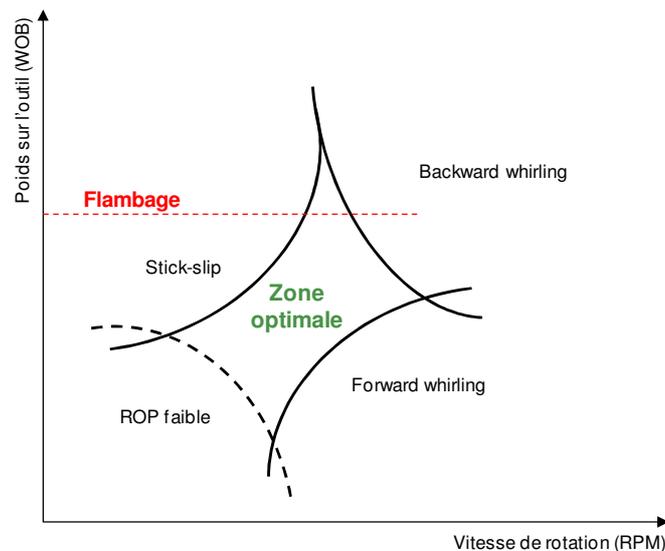


Figure 1.31: Zone Optimale de Forage (Wu et al., 2010)

## 1.4. Position du Problème

Certains thèmes de la dynamique de forage pétrolier ont été étudiés dans le centre de Géosciences de Mines ParisTech. En effet, le travail de Challamel (1999) consistait à comprendre le phénomène de stick-slip et étudier la stabilité d'une structure de forage à partir du processus de destruction de la roche. Le travail de Pelfrène (2010) s'inscrivait dans la même thématique puisqu'il cherchait à établir une relation entre le processus de forabilité des roches et la génération des vibrations de torsion de type stick-slip. Depuis

2007, le centre de géoscience dispose d'un logiciel de calcul des fréquences propres axiales, latérales et de torsion d'une garniture de forage (VBIS). Ce logiciel a été confronté à d'autres logiciels de calcul fréquentiel afin de prouver son efficacité (Marzouki, 2007).

Le Centre de Géosciences veut développer un nouvel axe de recherche en dynamique de forage pétrolier ; il s'agit des vibrations latérales. C'est dans ce cadre que s'inscrit la présentée thèse qui porte sur le développement d'un modèle dynamique pour étudier ces vibrations et en particulier le phénomène de whirling. Le but du modèle est de simuler le comportement dynamique d'une garniture de forage en calculant en fonction du temps les déplacements, les accélérations et les efforts pour chaque section de la garniture. Ce modèle doit permettre de déterminer l'effet des paramètres du forage sur la sévérité des vibrations latérales, en particulier : le poids sur l'outil, la vitesse de rotation, la configuration de la BHA ainsi que les paramètres d'environnement (frottement et fluide de forage).

On rencontre plusieurs modèles dans la littérature que nous aurions pu utiliser pour atteindre cet objectif mais il reste des aspects à élucider concernant la compréhension des phénomènes mis en jeu et les méthodes numériques à mettre au point pour rendre les temps de calcul raisonnables. Au cours du whirling, la garniture entre en contact avec la paroi du puits et peut subir des impacts violents, il est donc indispensable que le modèle permette de calculer le comportement de la garniture dans le régime *transitoire*.

Par ailleurs, nous savons que les efforts axiaux (force de compression et couple de torsion) subissent de fortes variations dans la BHA où se produit l'essentiel des vibrations latérales. De ce fait, on ne peut pas négliger leurs effets sur la dynamique latérale de la garniture. Cependant, pour calculer les efforts axiaux on doit tout d'abord calculer les vibrations axiales et les vibrations de torsion, ce qui signifie que l'on est dans une situation de *couplage* des différents modes de vibrations. Considérer le couplage de tous les modes de vibrations, entraîne sans doute une difficulté supplémentaire dans le développement des méthodes numériques et augmente le temps de calcul. D'où la nécessité d'introduire une façon optimale pour prendre en compte le couplage des différents modes de vibrations. Ce travail de modélisation fera l'objet du chapitre suivant.