

---

## ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

### INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous rappelons d'abord les méthodes de reconstitution des trajectoires de forage en mettant l'accent sur la nouvelle méthode tridimensionnelle élaborée récemment au CGES et qui sera adaptée par la suite dans notre modélisation. Ensuite, nous présentons une synthèse bibliographique sur les modèles existants sur le calcul des frottements en forage pétrolier connus sous le nom de modèles de "Torque & Drag". Pour chaque modèle rencontré, nous présentons la nature des approches développées ainsi que les hypothèses adoptées et nous menons des discussions sur les points forts et les limitations de la modélisation.

### II-1 RECONSTITUTION DES TRAJECTOIRES DE FORAGE

#### II-1.1 Introduction

La trajectoire d'un puits pétrolier est déduite à partir des mesures de l'inclinaison et de l'azimut généralement réalisées tous les 10 à 30 m (cf chapitre I § trajectoire). La reconstitution de la trajectoire d'un puits dévié consiste à calculer la géométrie de la courbe de l'axe central du puits et sa position dans le repère terrestre fixe en appliquant une méthode mathématique. Compte tenu des erreurs systématiques et aléatoires des mesures ainsi que de la méthode choisie de reconstitution, la trajectoire calculée est considérée comme étant la plus probable au sens statistique.

En outre, la qualité de la reconstitution de la trajectoire est un élément essentiel dans la résolution de nombreux problèmes nécessitant le positionnement dans l'espace de l'outil au fur et à mesure de l'avancement du forage ( suivre une trajectoire théorique pour atteindre un objectif imposé, éviter la collision entre puits voisins en cas de forage "en grappe" (*multipuits*), etc,...).

La trajectoire idéale est celle qui permet d'atteindre la cible tout en minimisant les pertes liées aux frottements en terme de couple et de tensions connus sous le nom "Torque & Drag".

#### II-1.2 Caractéristiques géométriques de la trajectoire

Outre les trois grandeurs mesurées à savoir la profondeur forée, l'inclinaison et l'azimut, il existe plusieurs grandeurs caractérisant la géométrie de la trajectoire et qui sont évaluées à partir des trois premiers paramètres. Nous allons dans la suite expliciter les principales grandeurs évaluées.

##### II-1.2.1 Gradient d'inclinaison et gradient d'azimut

Les foreurs ont coutume de représenter l'évolution de l'inclinaison et de l'azimut en fonction de la profondeur forée en terme de gradients. Le gradient d'inclinaison (respectivement d'azimut) est égal à la différence entre deux mesures de l'angle d'inclinaison (respectivement d'azimut) rapportée à la distance forée entre les deux points (ces gradients sont souvent exprimés en degrés/30 m).

Pour établir une phase montante (*build-up*, figure 2.1), le foreur doit fournir un gradient d'inclinaison positif constant (les valeurs de tels gradients varient de 1 à 8°/30m). De même, pour construire une phase descendante (*drop-off*), le gradient d'inclinaison doit être négatif dans le même ordre de grandeur (variant de -1 à -6°/30m). Souvent, lors de l'établissement

de telles phases, les foreurs veillent généralement à ce que l'azimut ne change pas (gradient d'azimut nul) pour éviter le caractère gauche non planifié de la trajectoire.

Pour établir des virages à droites (*right turns*) ou des virages à gauches (*left turns*) dans les trajectoires de forages, les foreurs appliquent des gradients d'azimut positifs ou négatifs. Les valeurs absolues de gradient d'azimut sont un peu moins grandes que celles de l'inclinaison (variant généralement entre 0 et environ 5°/30m). Notons au passage que les variations d'azimut constatées en phases verticales (inclinaison quasi-nulle) sont sans importance car elles n'engendrent pas de variations sur la géométrie de la trajectoire. En revanche, pour des gradients d'inclinaison non nulles, les variations d'azimut peuvent induire un caractère gauche sur la trajectoire dont l'intensité est fonction à la fois de la valeur du gradient d'inclinaison et du gradient d'azimut.

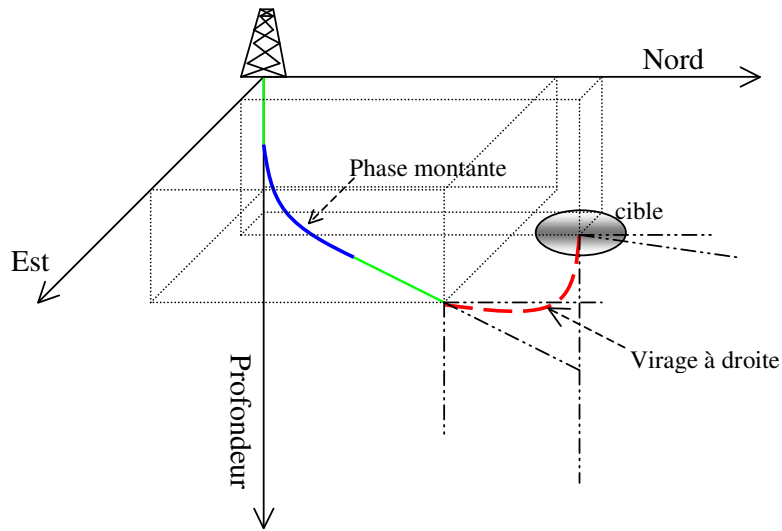


Figure 2.1: Schéma d'une trajectoire de forage avec phase montante et virage à droite

### II-1.2.2 Courbure, DLS (*dogleg severity*)

Le DLS (*dogleg severity*) renseigne sur la courbure de la trajectoire (plus cette valeur est élevée plus la courbure est importante). Entre deux points de mesures A et B, il peut être exprimé en fonction des trois grandeurs mesurées ( longueur forée, inclinaison et azimut ) de la façon suivante :

$$DLS_{AB} = \frac{Ar \cos(\cos \theta_A \cos \theta_B + \cos(\phi_B - \phi_A) \sin \theta_A \sin \theta_B)}{S_{AB}}$$

Avec  $S_{AB}$  la longueur entre les deux points de mesures A et B ;  $\theta_A$  (respectivement  $\theta_B$ ) l'inclinaison au point A (respectivement B) et  $\phi_A$  (respectivement  $\phi_B$ ) l'azimut au point A (respectivement B).

Le DLS s'exprime souvent en deg/30m. Traditionnellement, des DLS de l'ordre de 2 à 4°/30m sont acceptables, mais les valeurs de DLS trop élevées doivent être évitées car elles posent d'énormes problèmes en forage (augmentation des frottements tige-paroi du puits, coincement des tiges de forage, etc,...).

### II-1.2.3 La torsion géométrique

La torsion géométrique est un paramètre qui décrit le caractère gauche (tridimensionnel) de la trajectoire. Plus ce paramètre est grand, plus le caractère gauche de la trajectoire est prononcé. Il est difficile d'exprimer ce paramètre analytiquement en fonction des trois grandeurs mesurées (longueur forée, inclinaison, azimuth), mais, il est possible de le calculer numériquement à partir des formules de Frénet donnant l'évolution du trièdre  $(\vec{t}, \vec{n}, \vec{b})$  en fonction de l'abscisse curviligne.

Ce paramètre doit être pris en compte lors de la reconstitution des trajectoires complexes (tridimensionnelles) car il reflète un aspect important de la géométrie du puits de forage et permet de mieux décrire la courbe effectivement forée.

En plus, comme nous allons le voir par la suite, la torsion géométrique  $\tau$  intervient dans les modèles de calcul de frottement (l'objet de notre travail) et donc nous devons bien évidemment en tenir compte lors de la reconstitution de la trajectoire.

## **II-1.3 Méthodes de reconstitution de la trajectoire de puits de forage**

### II-1.3.1 Méthodes existantes

Il existe une vingtaine de techniques différentes de reconstitution de la trajectoire du puits basées sur le principe d'interpolation par morceaux de deux, ou plus, points de mesure. On propose ci-après de décrire brièvement les principales méthodes sans les expliciter mais en insistant sur les hypothèses adoptées et sur la méthode d'interpolation utilisée.

- Méthode tangentielle : la trajectoire calculée est assimilée à une série de segments de droite. Il existe plusieurs variantes de cette méthode (angle moyen, sécante, tangentielle pondérée, etc,...) où seul le découpage change.

L'inconvénient de cette méthode réside dans le fait que la trajectoire calculée est très éloignée de la trajectoire réelle à moins de discrétiser très finement cette dernière. En effet, la courbe calculée par cette méthode de reconstitution est uniquement composée de tronçons rectilignes sans courbure ni torsion géométrique.

- Méthode du minimum de courbure (MMC) : la trajectoire est reconstituée par une série d'arcs de cercles minimisant la courbure. Deux arcs consécutifs peuvent être dans deux plans différents mais ont la même tangente au nœud commun. Ce qui donne finalement la construction par interpolation de classe C1 (continuité en tangente) à courbure constante par morceau mais à torsion géométrique nulle partout.

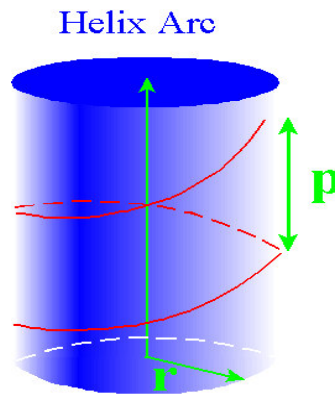
La MMC est une méthode largement utilisée par le métier aujourd'hui et ceci notamment grâce à ses résultats satisfaisants en terme de prédiction lorsque la trajectoire reste plane ou est faiblement tridimensionnelle. En revanche, cette méthode présente des limitations de prédiction pour les cas des trajectoires complexes à fort caractère gauche (présence d'une torsion géométrique importante qui est ignorée par cette méthode).

- Méthode quadratique : le calcul de la trajectoire se fait par une série d'arcs d'interpolation de second ordre (fonctions polynomiales du second degré).

Les portions de courbe ainsi construites restent cependant planes, avec une torsion nulle et donnent des projections paraboliques ou rectilignes.

II-1.3.2 Méthode de Minimum de Torsion (MMT)

Cette méthode récemment développée au CGES [Savignat et al. 2000] est basée sur le théorème principal des courbes gauches et les propriétés géométriques de l'hélice à pas constant. L'avantage principale de la technique proposée consiste à pouvoir décrire les portions gauches de la trajectoire par des arcs d'hélice (figure 2.2) dont la courbure et la torsion géométrique peuvent être non nulles. Le problème de la reconstitution de la géométrie tridimensionnelle d'un puits de forage (et donc de la géométrie initiale non déformée de la garniture) a été résolu grâce à la mise en œuvre de cette nouvelle méthode.



**Figure 2.2: Arc d'hélice à pas constant (utilisé dans le code *TRAJ*)**

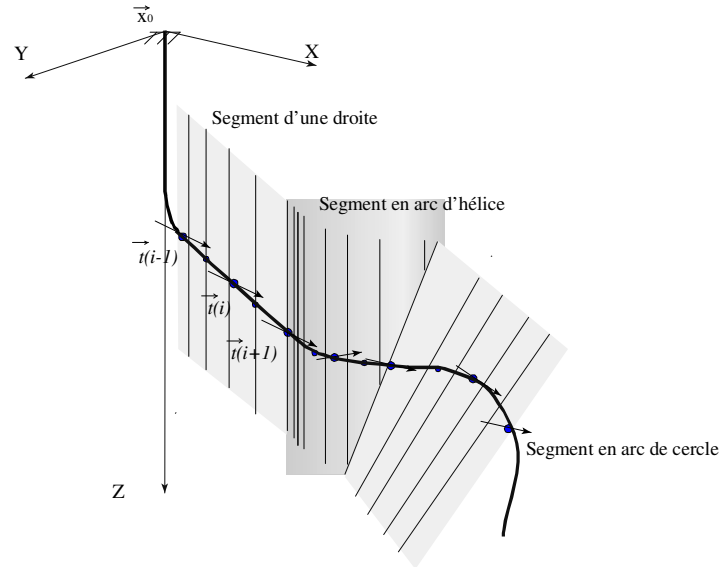
Le principe de la méthode consiste à interpoler les données de mesure  $(s_{i-1}, \vec{t}_{i-1})$ ,  $(s_i, \vec{t}_i)$  et  $(s_{i+1}, \vec{t}_{i+1})$  aux trois points consécutifs  $i-1$ ,  $i$  et  $i+1$  de la trajectoire ( $s$  étant l'abscisse curviligne et  $\vec{t}$  le vecteur tangent associé) par un segment de droite, un arc de cercle ou un arc d'hélice selon la position des vecteurs tangents l'un par rapport aux autres (figure 2.3).

On distingue ainsi trois cas possibles :

- i)  $\vec{t}_i = \vec{t}_{i+1}$ , la trajectoire locale est un segment de droite ( $\beta = \tau = 0$ ),
- ii)  $(\vec{t}_{i-1}, \vec{t}_i, \vec{t}_{i+1})$  sont coplanaires, alors les trois points de la trajectoire se trouvent dans le même plan et ils peuvent être interpolés par un arc de cercle ( $\beta \neq 0, \tau = 0$ ),
- iii)  $(\vec{t}_{i-1}, \vec{t}_i, \vec{t}_{i+1})$  ne sont pas coplanaires alors on construit un arc d'hélice à pas constant (enroulé sur la surface d'un cylindre) qui interpole les données  $(s_{i-1}, \vec{t}_{i-1})$ ,  $(s_i, \vec{t}_i)$  et  $(s_{i+1}, \vec{t}_{i+1})$  en respectant strictement la longueur mesurée ( $\beta \neq 0, \tau \neq 0$ ).

Dans ce cas, le rayon  $r$  et le pas  $p$  de l'arc d'hélice pour chaque portion se calculent à partir de  $\beta$  et  $\tau$  par les relations suivantes :

$$r = \frac{\beta}{\beta^2 + \tau^2} \quad \text{et} \quad p = \frac{\tau}{\beta^2 + \tau^2}$$



**Figure 2.3: Principe de reconstitution de la trajectoire avec la MMT**

Le code de calcul *TRAJ* a été développé pour la reconstitution de la trajectoire à partir des données de mesure  $(s_i, \theta_i, \varphi_i)$  en utilisant la MMT. Comme sortie, *TRAJ* fournit :

- les coordonnées cartésiennes de chaque point discrétisé
- les trois composantes des vecteurs  $(\vec{t}_i, \vec{n}_i, \vec{b}_i)$  de la base de Frénet en chaque point
- la courbure et la torsion  $(\beta, \tau)$  pour chaque segment  $[s_i, s_{i+1}]$

En plus, *TRAJ* offre la possibilité de calculer la trajectoire à l'aide d'autres méthodes autre que la MMT comme :

- Minimum de courbure
- Quadratique
- Spline de Bezier

Dans notre étude sur le calcul de frottement dans les puits de forage à trajectoires complexes, nous avons utilisé *TRAJ* pour la reconstitution de la trajectoire en considérant ainsi les principales caractéristiques géométriques à savoir la courbure  $\beta$  et la torsion  $\tau$  qui interviennent dans le modèle de calcul.

## II-2 TRAVAUX EXISTANTS SUR LE “*TORQUE&DRAG*”

### II-2.1 Introduction

Les premiers travaux sur la prédiction du “*Torque&Drag*” ont été effectués au début des années soixante-dix. Fontenot (1973) fut parmi les premiers à s'intéresser de près à ce problème. Dans son travail, il a étudié les facteurs affectant le “*Torque&Drag*” et il a essayé de fournir des corrélations empiriques entre ces deux grandeurs et la forme géométrique du puits (son diamètre, sa profondeur) à partir des mesures sur le terrain. Parmi les résultats intéressants issus de ce travail, on peut citer la diminution des pertes en “*Torque&Drag*” le long de la garniture suite à l'augmentation du diamètre du trou.

A partir des années quatre-vingt, les modèles spécialement dédiés “*Torque&Drag*” ont commencé à apparaître et à se développer. De nos jours, on rencontre dans la littérature de nombreuses publications sur ce sujet qui diffèrent les unes des autres par la nature de l'approche utilisée et par les hypothèses adoptées dans la modélisation.

Nous allons dans ce que suit expliciter les principaux modèles de calcul de “*Torque&Drag*” rencontrés dans la littérature. Pour cela, nous allons les classer en trois catégories : les modèles lisses, les modèles rigides sans gestion de contacts et les modèles rigides avec gestion de contacts. La différence entre modèle lisse et modèle rigide réside dans la prise en compte ou non, dans le calcul, de la rigidité des tiges de forage. Parmi les modèles rigides, ceux sans gestion de contacts supposent que la garniture suit toujours la ligne moyenne de la trajectoire du puits et repose, par gravité, sur la partie basse du trou. Enfin, les modèles rigides avec gestion de contacts sont ceux qui ne font aucunes hypothèses simplificatrices sur les contacts garniture-parois du puits et cherchent à déterminer la déformée réelle de la garniture à l'intérieur du trou (les contacts ne sont pas connus d'avance mais figurent parmi les inconnus du problème).

### II-2.2 Modèles lisses

#### II-2.2.1 Modèle de Johancsik et al. (1983) : Méthode de la tension des éléments

Le premier modèle mathématique spécialement dédié à la prédiction du “*Torque&Drag*” fut développé par Johancsik et al. (1983). La méthode utilisée dans ce modèle, de type géométrique (projection de forces, figure 2.4), est appelée méthode de tension des éléments.

Soit un élément de la garniture de longueur  $L_s$  et de section constante  $A_s$ . Les angles d'inclinaison et d'azimut sont  $(\theta, \phi)$ , en bas de l'élément, et  $(\theta+\Delta\theta, \phi+\Delta\phi)$  en haut de l'élément. Cet élément est soumis à son propre poids déjaugé  $W_b$  et à un effort normal de contact garniture-parois du puits,  $N$ . Par frottement solide, et selon la loi de Coulomb, cet effort normal  $N$  induit un effort tangentiel égal à  $\mu N$  et un moment de torsion égal à  $\mu r_e N$  avec  $\mu$  le coefficient de frottement garniture-parois et  $r_e$  le rayon extérieur de la section de l'élément (bras de levier). Il s'agit maintenant de lier la variation de la tension  $\Delta T_t$  et la variation du moment de torsion  $\Delta M_t$  sur cet élément aux forces  $N$  et  $W_b$ .

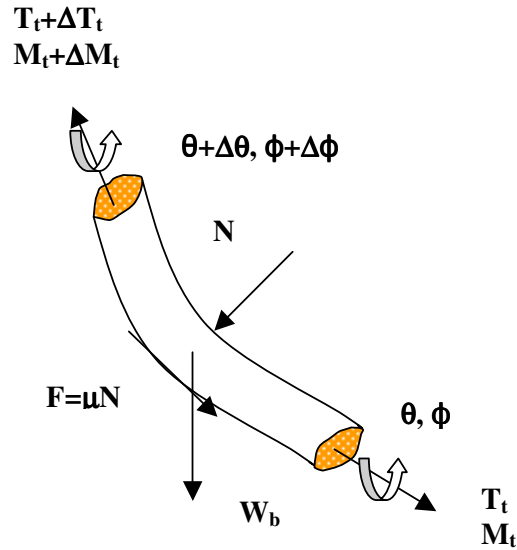


Figure 2.4: Élément de tige de forage

La projection des forces et moments donnent les relations suivantes :

$$N = \sqrt{(T_t \Delta\phi \sin \theta)^2 + (T_t \Delta\theta + W_b \sin \theta)^2}$$

$$\Delta T_t = W_b \cos \theta \pm \mu N \quad (+ \text{remontée}, - \text{descente})$$

$$\Delta M_t = \mu N r_e$$

Avec :

$$W_b = L_s w_b; w_b = \rho_a \left(1 - \frac{\rho_b}{\rho_a}\right) A_s g$$

L'expression du poids volumique  $w_b$  se déduit facilement de l'application de la loi de poussée d'Archimède d'un élément de poids volumique  $\rho_a$  dans un fluide de poids volumique  $\rho_b$ .

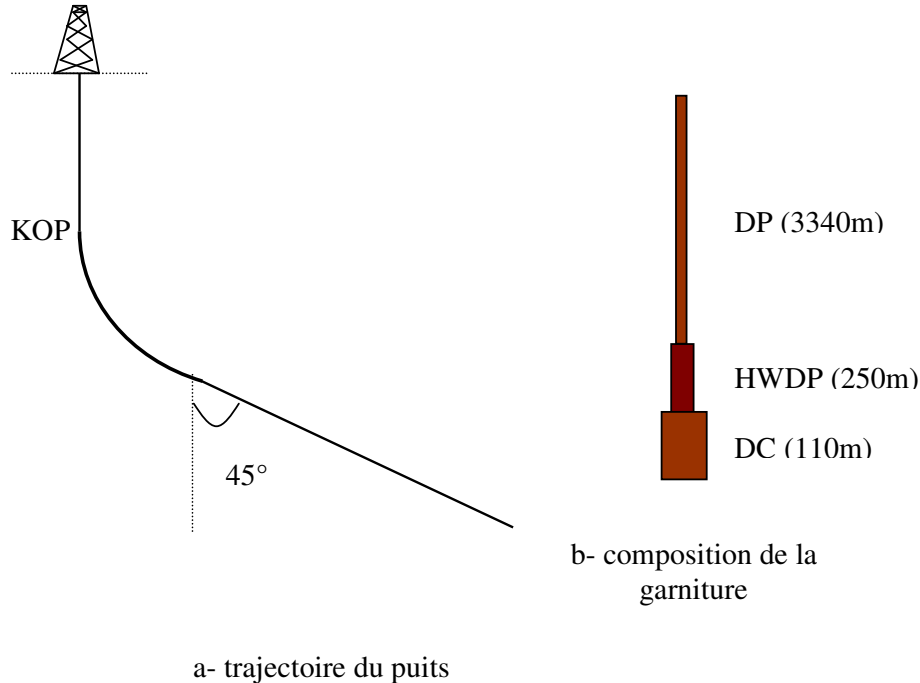
Connaissant les valeurs de l'angle d'inclinaison en bas de l'élément,  $\theta$ , ainsi que les variations d'angles ( $\Delta\theta, \Delta\phi$ ), le poids déjaugé des tiges, le bras de levier et le coefficient de frottement, ces trois équations permettent de calculer les trois inconnues  $T_t$ ,  $N$  et  $M_t$ .

Les calculs utilisent une méthode itérative, tronçon par tronçon, en remontant la garniture de l'outil de forage à la surface. Le choix des longueurs élémentaires des tronçons dépend évidemment de la trajectoire du puits dans lequel se trouve la garniture ainsi que de la complexité de la composition de la garniture elle-même. Les auteurs considèrent dans leurs simulations des longueurs de tronçon variant de 3 à 30 m. La valeur de  $M_t$  en surface représente la "Torque" et la valeur de  $T_t$  en surface représente la valeur du "Drag" (PUW en remontée, SOW en descente et STW en statique et cela selon la valeur du coefficient de frottement respectivement  $\mu$ ,  $-\mu$  et 0).

Le modèle, simple dans sa forme, peut alors facilement être mis en œuvre pour la prédiction des pertes en “*Torque&Drag*”. En plus, si l’on dispose de mesures réelles, le modèle peut être inversé pour estimer, par calage, les coefficients de frottement entre les tiges et les parois du puits pétrolier. Cette méthode peut s’avérer utile au moment du forage car des valeurs de coefficient de frottement anormales (> à 0.5 par exemple) peuvent renseigner le foreur sur des problèmes mécaniques ou hydrauliques (mauvais nettoyage du trou) éventuels et l’inciter à prendre à temps les mesures nécessaires.

Johancsik et al. (1983) ont utilisé leur modèle pour simuler l’évolution du “*Torque&Drag*” dans des puits réels. Un exemple de simulation a été appliqué à un puits bidimensionnel en forme de J (figure 2.5a) de longueur totale de 3700 m. Le KOP (Point d’amorçage de la déviation) de ce puits se trouve à la profondeur de 730 m, puis la phase montante (*buid*) fait accroître l’inclinaison jusqu’à 45°.

La garniture choisie pour la simulation (figure 2.5b) comporte 110 m de tiges type DC (6’’½) (*Drill Collars*), 250m type HWDP (5’’) (*Heavy Weight Drill Pipes*) et le reste des tiges classiques de forage type DP (5’’) (*Drill Pipes*).



**Figure 2.5 : Exemple de cas simulé par Johancsik et al. (1983)**

Les figures 2.6 et 2.7 représentent l’évolution de la tension et du moment de torsion le long de la garniture en fonction de la profondeur du puits. Sur la figure 2.6, à partir du bas du trou, les trois courbes (PUW, STW et SOW) commencent avec une forte pente associée à la présence des DC, la pente est ensuite moins prononcée le long des HWDP pour s’affaiblir après avec les DP. Outre la sensibilité de ces courbes au poids des éléments de la garniture (passage DC-HWDP-DP), nous remarquons aussi une sensibilité à la forme de trajectoire. En effet, dans la phase montante, les pentes des courbes changent par rapport à la phase stabilisée.



Plus précisément, la tension en remontée (PUW), augmente plus rapidement en phase montante qu'en phase stabilisée ou en phase verticale; la tension en statique (STW) est peu sensible à la présence de la phase montante; enfin, la tension en descente diminue puis augmente faiblement le long de la phase montante. Ce changement de comportement dans la phase montante est dû à la présence d'un gradient d'inclinaison non nul.

Quant à l'écart entre les trois courbes (remontée, statique et descente), nous remarquons qu'il est beaucoup plus prononcé en phase montante. En outre, pour la phase verticale, les trois courbes possèdent pratiquement la même pente car les frottements ne jouent aucun rôle dans cette phase (effort normal de contact théoriquement nul).

Concernant le couple de torsion, on note sur la figure 2.7 que c'est l'existence de la phase montante qui donne un effet prépondérant sur l'augmentation du couple (environ 50% de la valeur du couple total sur une portion de seulement 20% de la trajectoire). La phase verticale (0 à 700 m de profondeur) n'induit pas d'augmentation du couple en raison de l'absence de contact et donc de frottement. Notons enfin que la valeur du couple présent à l'outil est estimé d'après les auteurs à environ 270 daN.m. Ce couple est représenté sur la courbe à la profondeur de l'outil (environ 3700 m).

Les auteurs ont utilisé les mesures réelles du puits pour estimer le coefficient de frottement du puits (par calage). Ils ont trouvé un coefficient de frottement de l'ordre de 0.4 pour ce puits, valeur relativement élevée justifiée par le fait que les foreurs ont utilisé une boue à base d'eau moins lubrifiante qu'une boue à base d'huile.

Ces courbes nous donnent une idée intéressante sur l'évolution des tensions et du couple dans la garniture de forage dans un puits réel à trajectoire classique. Les valeurs des tensions et du couple en surface nous renseignent sur les efforts à fournir pour forer ou manœuvrer la garniture (170 tonnes pour remonter cette garniture et environ 3320 daN.m de couple en rotation pour forer). Ceci dit, la trajectoire adoptée ici est assez simple en l'absence de gauchissement et de tortuosités locales, ce qui nous empêche de voir leur influence dans le modèle de prédiction de Johancsik et al. (1983).

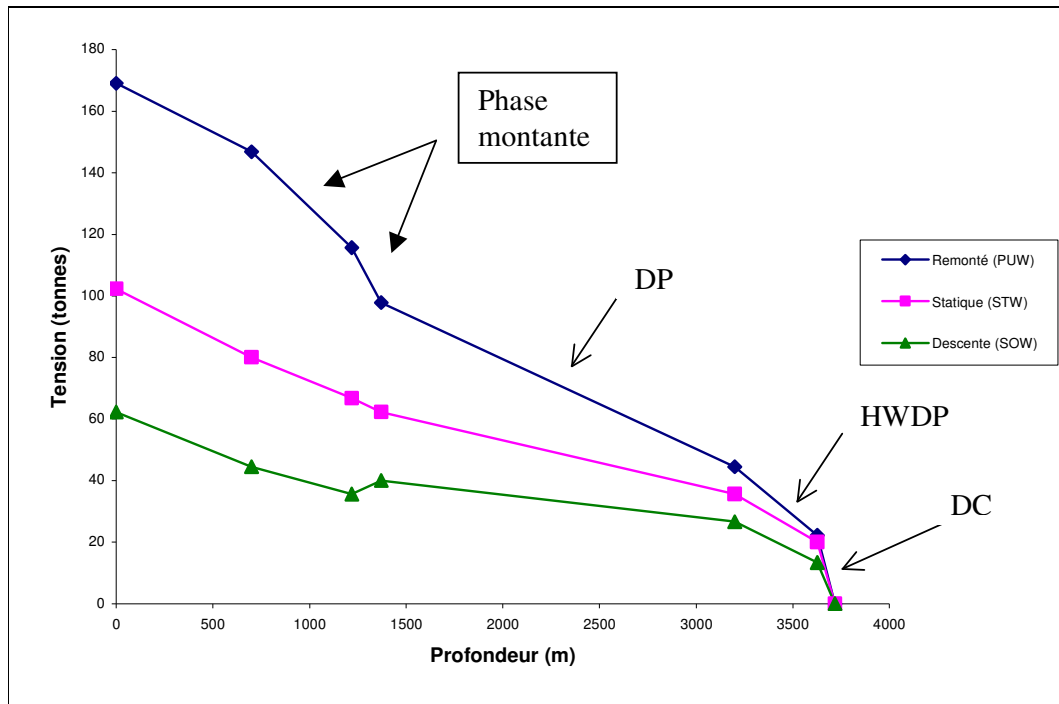


Figure 2.6 : Evolution des tensions le long de la garniture (selon Johancsik et al., 1983)

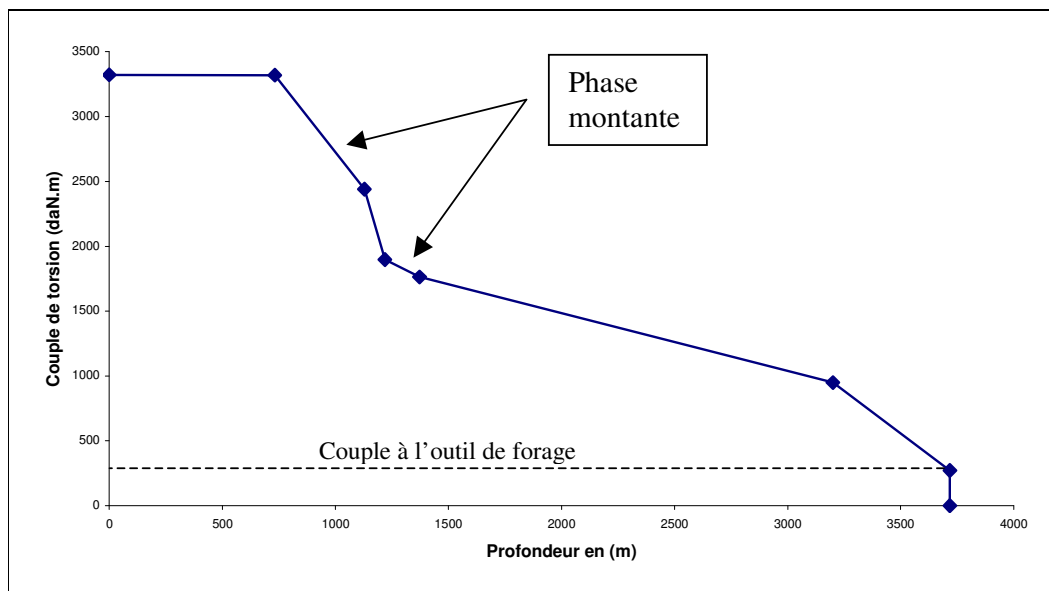


Figure 2.7 : Evolution du couple de torsion le long de la garniture (selon Johancsik et al.)

II-2.2.2 Modèle de Sheppard (1987) (Méthode de la tension effective des éléments)

Dans ce modèle, l'auteur prend en compte la pression exercée par la boue de forage dans le calcul des tensions des éléments de garniture (la tension  $T_t$ , dans le modèle précédent, est remplacée par une tension effective  $T_e$ ).

$$T_e = T_t + P_e A_e - P_i A_i$$

où  $P_e$  et  $P_i$  sont respectivement les pressions de la boue à l'extérieur et à l'intérieur de la tige (figure 2.8) et  $A_e$  et  $A_i$  sont les sections extérieure et intérieure de l'élément ( $A_e = \pi r_e^2$  et  $A_i = \pi r_i^2$ ).

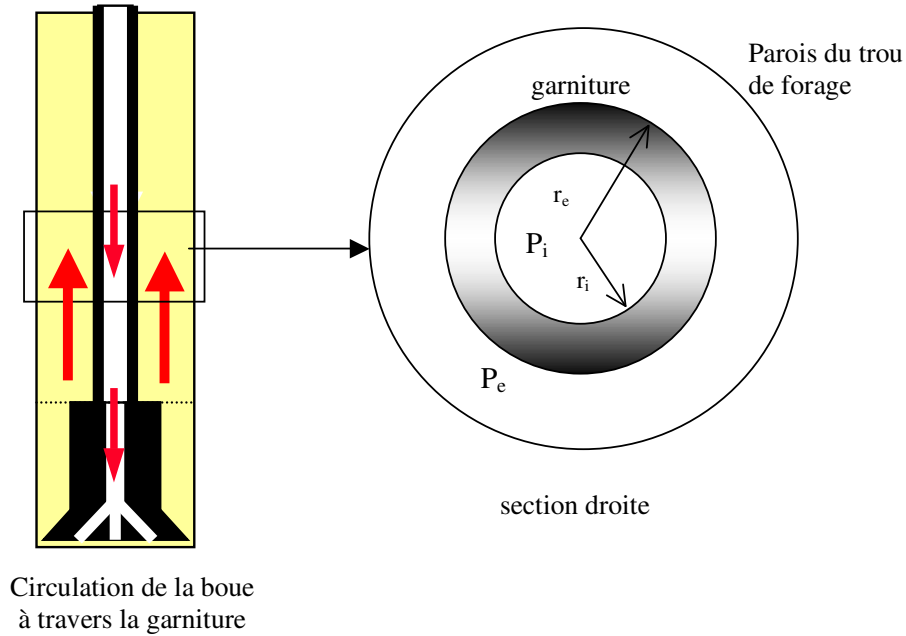


Figure 2.8 : Circuit de la boue de forage

Les équations du modèle de Sheppard (1987) se déduisent de celles de Johancsik et al. (1983) en remplaçant la tension  $T_t$  par  $T_e$  et les variations finies  $\Delta$  des grandeurs physiques par des dérivés par rapport à l'abscisse curviligne  $s$  parcourant la garniture.

Dans le cas des puits 2D, il est possible de formuler une solution analytique donnant l'expression explicite de  $T_e(s)$  en fonction des données du problème. Sheppard (1987) a utilisé son modèle en configuration 2D (solution analytique) pour déterminer les inclinaisons optimales de la trajectoire réduisant au plus les valeurs de "Torque & Drag" le long du train de tiges.

Pour les cas 3D (puits avec variation de l'azimut), l'intégration analytique n'est plus possible et une intégration numérique (méthode itérative) devient alors indispensable pour résoudre le problème. Dans ce dernier cas, les calculs se font tronçon par tronçon en remontant la garniture de l'outil de forage à la surface.

Dans son article, l'auteur n'a pas étudié l'effet du terme supplémentaire qu'il a incorporé à la tension et dû à la pression de boue.

Pour avoir un aperçu sur l'effet de ce nouveau terme sur la tension nous avons pris un cas typique de pression à l'intérieur et à l'extérieur de la tige pour un puits de 3050m.

Dans ce cas, la pression à l'intérieur de la garniture est égal à 49.7 MPa et la pression à l'extérieur de la garniture vaut 34.5 Mpa.

Si, nous prenons des tige classiques de diamètre extérieur 5''1/2 et de diamètre intérieur 4.78'', alors tout calcul fait donne :

$P_e A_e - P_i A_i = -0.6$  tonnes. Cette valeur peut être considérée comme négligeable comparée aux tensions au crochet dû au poids et aux frottements pour un tel puits (de l'ordre de 100 tonnes voire plus).

### II-2.2.3 Modèle de Maidla et al. (1987)

Un autre modèle lisse un peu différent des deux précédents a été développé par Maidla et al. (1987). Ce dernier est notamment destiné à la prédiction de l'effort axial (*Drag*) le long du d'un trou tubé (*casing*) ainsi que la tension au crochet (*Hook Load*) et cela pour estimer le coefficient de frottement garniture-paroi du puits. Ainsi, dans ce modèle, les auteurs s'intéressent uniquement au "*Drag*". Aucun renseignement sur le couple de torsion n'est donc donné. Le modèle introduit de nouvelles grandeurs comme la notion de traînée visqueuse hydrodynamique due au fluide de forage, et un coefficient de correction sur la surface de contact.

Pour introduire les frottements hydrodynamiques, les auteurs utilisent plusieurs formules semi-empiriques assez complexes issues des travaux en théorie de la traînée visqueuse. Selon les auteurs, ces frottements hydrodynamiques sont négligeables comparés aux frottements mécaniques dus au contact garniture-paroi du puits.

Le modèle développé s'applique aux puits à trajectoires 2D et 3D. Selon les auteurs, le modèle 2D est suffisant en phase de planification de puits à trajectoires bidimensionnelles classiques notamment en forme de J ou S.

Pour le calcul de la force tangentielle de frottement, les auteurs introduisent dans leur modèle un coefficient de correction  $C_s$ . Ce dernier est supposé représenter l'effet de surface de contact entre la garniture et la paroi du puits supposée non rigide (figure 2.9). Si cette dernière hypothèse peut être acceptable lors de la traversée de formation tendre, elle n'est cependant pas valable pour les formations dures et les puits tubés.

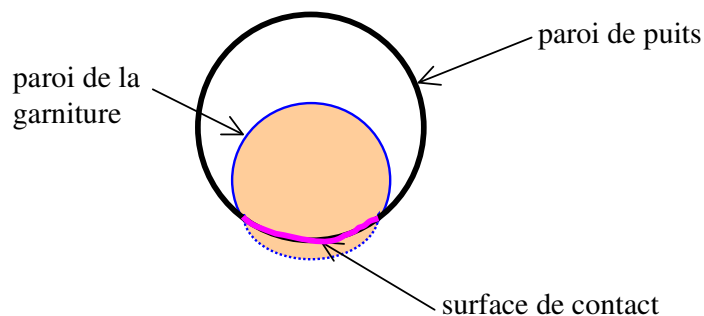


Figure 2.9 : Surface de contact entre le puits et la garniture selon Maidla et al.(1987)

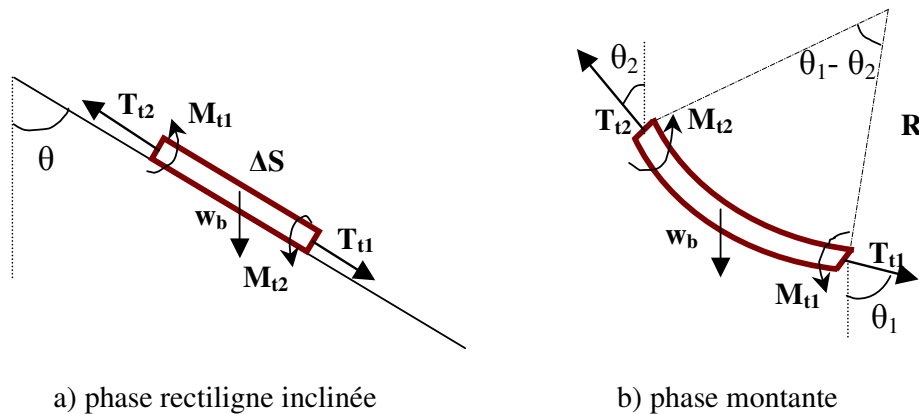
En outre, pour caler leur modèle avec les mesures sur terrain des tensions en surface, les auteurs ont été obligés d'utiliser, pour le même puits, des valeurs de coefficient de frottement variables (0.38 à 0.43 lors de la remontée et 0.21 à 0.3 lors de la descente de la garniture). Ceci est en contradiction avec le principe, généralement utilisé dans les modèles de calcul de "Torque & Drag", de deux coefficients de frottement intrinsèques pour un puits de forage (un coefficient pour le contact métal-métal pour la partie tubée du puits, et un autre pour le contact métal-roche pour la partie découverte du puits) et ceci indépendamment de sens de manœuvre de la garniture.

II-2.2.4 Modèle d'Aadnoy (2000)

Aadnoy a développé un modèle purement analytique en s'inspirant du modèle lisse de Johancsik et al. (1983). En effet, l'auteur reprend les équations différentielles de la tension et du moment de torsion et les intègre pour le cas de trajectoires connues particulières. L'intégration des équations du modèle se fait en fonction de la variation géométrique de la trajectoire. Les calculs dans ce modèle se font par "assemblage géométrique". Ils vont des calculs les plus simples pour les sections verticales, horizontales ou inclinées de la trajectoire aux plus complexes pour des sections particulières : montante (*build-up*), descendante (*dropp-off*), virage à droite (*right side bend*), virage à gauche (*left side bend*) ou même caténaires.

L'auteur calcule le "Torque & Drag" de manière explicite (par intégration) selon la géométrie de la section de la trajectoire (droite, inclinée, montante, descendante, etc...). La valeur résultante sera la somme des contributions de chacune des sections.

Nous donnons dans la suite quelques géométries de trajectoire considérées par l'auteur (figure 2.13) ainsi que les résultats obtenus en terme de "Torque & Drag".



**Figure 2.10 : Tronçon de garniture en trajectoire rectiligne et montante**

a-trajectoire rectiligne

Il est facile de noter que pour ce cas illustré sur la figure 2.10a, nous avons la relation suivante pour la tension et le couple :

$$T_{t2} = T_{t1} + w_b \Delta S (\cos \theta + \mu \sin \theta) \text{ (remontée de la garniture)}$$

$$T_{t2} = T_{t1} + w_b \Delta S (\cos \theta - \mu \sin \theta) \text{ (descente de la garniture)}$$

$$M_{t2} = M_{t1} + \mu w_b \Delta S r_c \sin \theta$$

Pour cette géométrie simple, il est facile de lier directement la tension et le moment de torsion en haut du tronçon, respectivement à la tension et le moment de torsion en bas du tronçon.

**b-trajectoire courbée**

Si le tronçon est circulaire (*build up, drop off*), ces relations deviennent plus complexes car il faut intégrer les équations différentielles d'équilibre local le long de cet arc.

Pour le cas de la trajectoire montante de rayon R illustrée sur la figure 2.10b, Aadnoy trouve les résultats suivants :

$$T_{t2} = T_{t1}e^{\mu(\theta_2 - \theta_1)} + Q_1 \quad (\text{remontée})$$

$$T_{t2} = T_{t1}e^{-\mu(\theta_2 - \theta_1)} + Q_2 \quad (\text{descente})$$

$$M_{t2} = M_{t1} + \mu r_e [(T_{t1} + w_b R \sin \theta_1) |\theta_2 - \theta_1| + 2R w_b (\cos \theta_2 - \cos \theta_1)]$$

avec :

$$Q_1 = -w_b R (\sin \theta_2 - e^{\mu(\theta_1 - \theta_2) \sin \theta_1})$$

$$Q_2 = -\frac{w_b R}{1 + \mu^2} [(1 - \mu^2)(\sin \theta_2 - \sin \theta_1 e^{\mu(\theta_1 - \theta_2)}) - 2\mu(\cos \theta_2 - \cos \theta_1 e^{\mu(\theta_2 - \theta_1)})]$$

L'analyse de ces relations montre que, contrairement au cas rectiligne, la relation entre les tensions  $T_{t1}$  et  $T_{t2}$  n'est plus additive mais devient multiplicative via un facteur exponentiel en inclinaison. En plus, pour cette géométrie, la tension  $T_{t1}$  en bas du tronçon intervient dans le calcul du Torque  $M_{t2}$  en haut du tronçon. De telles corrélations peuvent engendrer des augmentations beaucoup plus importantes du "Torque & Drag" qu'en phase rectiligne. C'est pour de telles raisons que les parties courbées des trajectoires (montante, descendante, etc,...) doivent être bien conçues (longueur, rayon de courbure, gradient d'inclinaison, etc,...) afin de générer le moins possible de pertes de "Torque & Drag".

Dans le cas de puits classiques bidimensionnels type J ou S, l'auteur utilise ces formules analytiques en sommant les contributions des différentes sections (verticale, inclinée, montante, descendante,...) une à une et en commençant par le bas (à l'outil,  $T_t$  et  $M_t$  sont généralement nuls et il s'agit de les quantifier en surface). Cette méthode est très efficace dans la phase planification des puits à trajectoires simples où l'on cherche souvent à optimiser la trajectoire (position KOP, rayon de la phase montante ou descendante, longueur de la partie rectiligne, etc,...) afin de minimiser les pertes en terme de "Torque & Drag".

Cette méthode analytique est donc très adaptée à la planification des puits "géométriquement simples" comme les puits verticaux, les puits droits inclinés, les puits bidimensionnels classiques type J ou S. L'intérêt porte essentiellement sur la facilité d'obtenir des prédictions par simple utilisation de formules théoriques et sans avoir recours à des calcul numériques sur machines (un simple tableur suffit).

Ceci dit, si la trajectoire du puits se complexifie, ce modèle analytique devient inefficace, et un passage par des outils numériques devient nécessaire.

**II-2.2.5 Discussions sur les modèles lisses**

Dans tous les modèles lisses présentés auparavant, les auteurs supposent que les pertes en "Torque & Drag" sont principalement dues aux frottements mécaniques entre les tiges et les parois du puits. Pour le calcul de la force tangentielle de frottement, on utilise la loi de frottement solide de Coulomb.

Selon les auteurs, les modèles lisses peuvent être un outil efficace de prédiction des pertes en frottement pour les puits à trajectoires bidimensionnelles classiques comme celles de type J ou S et peut donc servir comme moyen de suivi en temps réel (*monitoring*) lors de forage de tels puits .

Cependant, ces modèles présentent certaines limitations. D’abord, comme leurs noms l’indiquent, ils ne prennent pas en compte la rigidité des tiges de la garniture pour le calcul des tensions ou des moments le long de la garniture. Si cette hypothèse peut être acceptée dans le cas des tiges minces et des trajectoires lisses, elle est cependant insuffisante en présence de grands DLS (courbures très fortes) et avec des tiges lourdes (DC) [cf § suivant : HO, 1988]. Des DLS importants peuvent être observés par exemple lors de corrections fréquentes de trajectoire réalisées avec le système moteur-raccord coudé : technique souvent utilisée à l’heure actuelle.

En plus, ces modèles supposent que la structure de forage repose par gravité sur la paroi basse du trou de manière continue négligeant ainsi tout jeu éventuel entre la structure et la paroi du trou. Nous verrons dans le dernier chapitre de ce rapport que cette hypothèse de contact continu peut être mis en cause dans certains cas et qu’il faut tenir compte du jeu entre la garniture et les parois du puits foré. Nous verrons aussi que l’utilisation du modèle lisse avec une discrétisation raffinée de la trajectoire surestime de manière drastique les valeurs de “*Torque&Drag*”.

Pour palier aux insuffisances de leurs modèles, et les caler avec les mesures *in situ*, certains auteurs ont été obligé d’utiliser des coefficients de correction ou des coefficients de frottements différents pour chaque opération (remontée, descente, etc,...).

## II-2.3 Modèles rigides sans gestion des contacts

### II-2.3.1 Modèle de HO, (1988)

HO a mis en évidence les insuffisances des modèles "lisses" (Johancisk, 1983 ; Sheppard, 1987, etc,...) et a développé, le premier, un modèle rigide qui tient compte de la raideur des tiges et que nous présentons dans la suite (cf nomenclature à la fin du rapport pour la définition des paramètres).

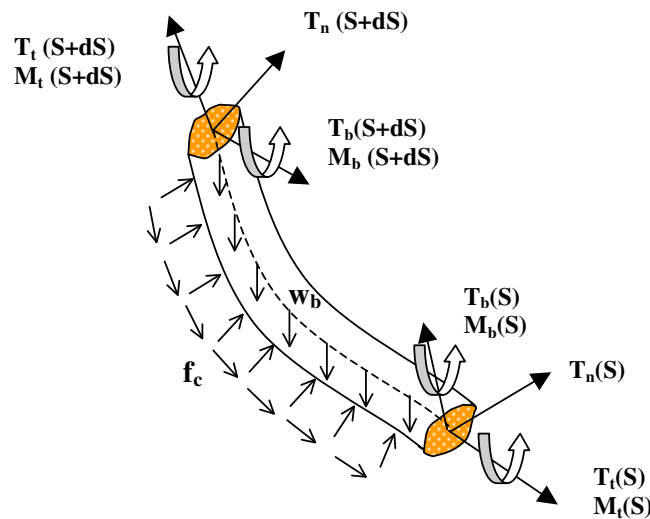


Figure 2.11 : Tronçon de la garniture de forage soumis aux actions extérieures

L'équilibre du système mécanique du tronçon de tige illustré sur la figure 2.11 est défini par les équations infinitésimales d'équilibre local suivantes :

$$\begin{aligned} \frac{d\vec{T}}{ds} + \vec{f}_c + \vec{w}_b &= \vec{0} \\ \frac{d\vec{M}}{ds} + \vec{t} \wedge \vec{T} + m_t \vec{t} &= \vec{0} \end{aligned}$$

avec :

$$\vec{T} = T_t \vec{t} + T_n \vec{n} + T_b \vec{b}$$

$$\vec{M} = M_t \vec{t} + M_b \vec{b}$$

$$\vec{f}_c = c_1 \mu N_L \vec{t} + \vec{N}_L$$

$$\vec{N}_L = N_n \vec{n} + N_b \vec{b}$$

$$N_L = \sqrt{(N_n^2 + N_b^2)}$$

$$m_t = \mu r_c N_L$$

( $c_1$  coefficient de convention de signe qui vaut 1 en cas de remontée, -1 en cas de descente et 0 en cas de suspension statique ;  $\vec{N}_L$  la force normale de contact ;  $\vec{f}_c$  étant la force linéique totale de contact et  $m_t$  le moment linéique de contact).

Le moment de flexion résultant est défini en fonction de la courbure  $\beta$  et la rigidité  $EI$  du tronçon de la trajectoire par la relation suivante :

$$M_b = EI\beta$$

Nous remarquons que le moment de flexion est porté uniquement par le vecteur bi-principal  $\vec{b}$  et que la composante selon le vecteur  $\vec{n}$  est nulle. Même si l'auteur ne donne pas d'explication à ce point, ceci résulte principalement des propriétés mathématiques du trièdre  $(\vec{t}, \vec{n}, \vec{b})$  de Frénet associées à la théorie d'élasticité (voir prochain chapitre pour la démonstration de ce résultat).

La projection de ces équations sur ce repère de Frénet donne :

- Moment selon  $\vec{t}$

$$\frac{dM_t}{ds} = \mu r_c N_L$$

- Force selon  $\vec{t}$

$$\frac{d(T_t + \frac{M_b^2}{2EI})}{ds} - \mu N_L + w_b \vec{k} \cdot \vec{t} = 0$$

- Force selon  $\vec{n}$

$$-\frac{d^2 M_b}{ds^2} + \tau(\beta M_t + \tau M_b) + \beta T_t + N_n + w_b \vec{k} \cdot \vec{n} = 0$$

- Force selon  $\vec{b}$

$$-\frac{d(\beta M_t + \tau M_b)}{ds} - \tau \frac{dM_b}{ds} + N_b + w_b \vec{k} \cdot \vec{b} = 0$$



$\tau$  étant la torsion géométrique de la trajectoire qui provient du caractère 3D (gauchissement) de la trajectoire du puits de forage. Ce terme apparaît en fait lors de la dérivation du trièdre de Frénet (voir prochain chapitre).

Sachant que  $M_b$  est connu d'avance, le dernier système est un système différentiel de 4 équations à 4 inconnues ( $M_t$ ,  $T_t$ ,  $N_n$ ,  $N_b$ ) donc un système isostatique à solution unique si les conditions aux limites sont bien définies. Après intégration, on obtient les valeurs de  $M_t$  et de  $T_t$  en surface, respectivement le couple et la tension que doit fournir l'opérateur,  $N_n$  et  $N_b$  les forces de contact subies par la garniture le long du puits.

Pour la prédiction des pertes en "Torque & Drag", HO utilise un couplage numérique entre un modèle rigide résolvant les équations ci-dessus tenant compte de la rigidité et utilisant la méthode des différences finis et la théorie des grandes déformations, avec un modèle lisse (codé avec un schéma stable d'intégration) où la rigidité est négligée. Le couplage est justifié par le fait que l'apport de la rigidité dans le calcul du "Torque & Drag" n'est significatif que dans la partie basse de la garniture.

Selon l'auteur, le modèle lisse se montre insensible aux tortuosités et aux coudes locaux de la trajectoire réelle du puits et sous-estime ainsi les quantités de "Torque & Drag". L'influence de la rigidité s'avère importante dans la section des masse tiges (DC), un peu moins importante pour la section des tiges lourdes (HWDP) et faible pour le reste des tiges de forage (DP).

Dans ses simulations, l'auteur considère l'exemple représenté sur la figure 2.12

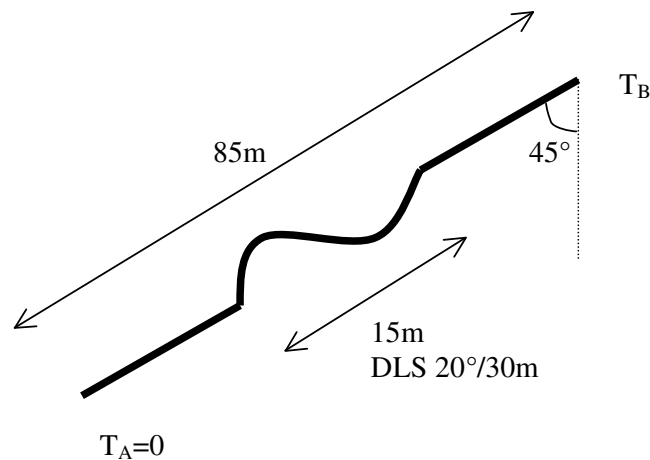


Figure 2.12 : Géométrie de la structure prise par HO.

Le tableau 2.1 résume les résultats trouvés par HO (1988) en terme de tension au point B (sachant que la tension au point A est supposée nulle) de cette structure de longueur 85 m à

travers un DLS très élevé de l'ordre de 20°/30m pour les différents cas DC, HWDP et DP avec le modèle lisse classique et son modèle rigide .

Type de structure	Poids linéique (kg/m)	Rigidité ( $10^4 \text{ Nm}^2$ )	T <sub>B</sub> Lisse (tonnes)	T <sub>B</sub> Rigide (tonnes)	Différence en %
DC	169.5	335.5	12.9	16.5	22
HWDP	52.9	51.6	4.0	4.4	10
DP	22.2	27.7	1.8	1.8	0

**Tableau 2.1 : Ecart en tension entre modèle lisse et modèle rigide (selon HO, 1988)**

Nous remarquons, d'après ce tableau, que l'écart entre le modèle lisse et le modèle rigide est fortement prononcé dans la partie des masses tiges (DC), moins prononcé dans la partie tiges lourdes HWDP et pratiquement nul dans la partie tiges de la garniture. Malgré un DLS élevé et peu représentatif de la réalité des trajectoires des forage classiques notamment dans la phase planification, un tel DLS peut être atteint en présence de micro-tortuosité (changement local de directions sur des portions réduites de la trajectoire) causée par de déviations brusques et locales obtenues lors de forage de formations hétérogènes et/ou avec des techniques directionnelles induisant ce type de phénomènes.

Dans son article, l'auteur ne réalise pas des simulations et ne fournit aucune comparaison en terme de couple de torsion et se contente des comparaisons des tensions.

### discussions

Malgré les nettes améliorations par rapport aux modèles lisses, grâce à la prise en compte de la rigidité des tiges, de l'ensemble des efforts intérieurs et des caractéristiques géométriques de la ligne moyenne de la trajectoire du puits (courbure, gauchissement), ce modèle adopte une forte hypothèse sur le contact. En effet, la ligne médiane de la garniture est supposée toujours parallèle à l'axe du puits (pas de déformation relative) et que, par gravité, la garniture touche de manière continue la paroi basse du trou. Cette hypothèse est loin d'être valable si le puits présente de fortes tortuosités et DLS dans sa géométrie. D'ailleurs, les équations du modèles sont écrites pour un tronçon de garniture avec une rigidité EI donnée et l'auteur ne donne aucun détail sur la manière de gérer les discontinuités en EI (passage de DC aux HWDP ou de HWDP aux DP...). Enfin, concernant le coefficient de frottement garniture-puits, l'auteur suppose toujours le même facteur en translation axiale et en rotation et sans tenir compte de l'influence des vitesses de ces deux mouvements sur les coefficients de frottement.

#### II-2.3.2 Modèle de Zifeng et al. (1993)

Zifeng et al. (1993) ont développé un modèle similaire à celui de HO (1988) prenant en compte la rigidité des tiges, les efforts tranchants ainsi que les moments de flexion et introduisant les effets des vitesses axiale et radiale de la garniture sur les coefficients de frottement suivant ces directions ainsi que les propriétés du fluide de forage (viscosité, etc,...).

Dans le modèle, les équations d'équilibre d'un tronçon de la garniture à section constante s'écrivent en terme de forces et moments de la façon suivante (voir nomenclature en fin du rapport pour la définition des paramètres) :

$$\frac{d\vec{T}}{ds} = -\vec{w}_b - \vec{f}$$

$$\frac{d\vec{M}}{ds} = \vec{T} \wedge \vec{t} + e\vec{t}$$

avec :

$$\vec{T} = T_t \vec{t} + T_n \vec{n} + T_b \vec{b}$$

$$\vec{M} = M_t \vec{t} + EI\vec{\beta}$$

$$\vec{w}_b = w_b \vec{k}$$

$$\vec{f} = -(\mu_a N_L + q_1 v_t + q_2) \vec{t} + (N_n + \mu_r N_b) \vec{n} + (N_b - \mu_r N_n) \vec{b} \quad (\text{la force totale de contact})$$

$$e = \mu_r r_c N_L + m_0 \quad (e \text{ étant le moment total extérieur de contact})$$

$$N_L = \sqrt{(N_n^2 + N_b^2)}$$

$$\mu_r = \frac{2\pi r_c \omega_a \mu}{\sqrt{v_t^2 + (2\pi r_c \omega_a)^2}}$$

$$\mu_a = \frac{v\mu}{\sqrt{v_t^2 + (2\pi r_c \omega_a)^2}}$$

$$m_0 = 4\pi^2 r_c^3 \omega_a \left[ \frac{\tau_0}{\sqrt{v_t^2 + (2\pi r_c \omega_a)^2}} + \frac{2v_d}{(d_w - 2r_c)} \right] \quad (\text{moment due au fluide de forage})$$

$$q_1 = \frac{2\pi v_d}{\ln(d_w / 2r_c)}$$

$$q_2 = \frac{2\pi r_c \tau_0 v_t}{\sqrt{v_t^2 + (2\pi r_c \omega_a)^2}}$$

ce qui donne, après développement, le système d'équations suivant :

$$\frac{dM_t}{ds} = \mu_r r_c N_L + m_0$$

$$\frac{dT_t}{ds} + EI\beta \frac{d\beta}{ds} - \mu_a N_L - q_1 v_t - q_2 + w_b \vec{k} \cdot \vec{t} = 0$$

$$-EI \frac{d^2\beta}{ds^2} + \beta T_t + EI\tau^2 \beta + \tau \beta M_t + N_n + \mu_r N_b + w_b \vec{k} \cdot \vec{n} = 0$$

$$- \frac{d(EI\tau\beta + \beta M_t)}{ds} - EI\tau \frac{d\beta}{ds} + N_b - \mu_r N_n + w_b \vec{k} \cdot \vec{b} = 0$$

Par opposition au dernier modèle de HO (1988), les auteurs utilisent deux coefficients de frottement distincts en axial et en radial ( $\mu_r$  et  $\mu_a$ ) qui dépendent des vitesses de rotation et de translation de la garniture  $\omega_a$  et  $v_t$  (figure 2.13). Ainsi, lorsque la garniture se déplace et tourne en même temps, le frottement axial est moins important que lorsqu'elle se déplace axialement uniquement ; plus la rotation est importante, plus le frottement axial diminue. Ceci dit, les deux coefficients de frottement axial et radial ( $\mu_r$  et  $\mu_a$ ) sont directement proportionnels à un même coefficient intrinsèque  $\mu$  (propre au puits).

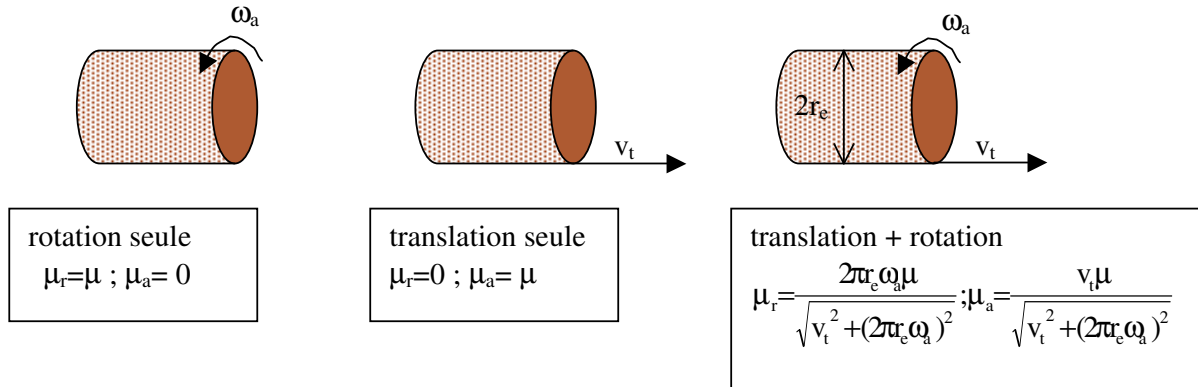


Figure 2.13 : Coefficients de frottements axial et radial

En outre, dans leur modèle, les auteurs prennent en compte l'effort latéral de frottement ( $-\mu_r \vec{t} \wedge \vec{N}$ ) induit par la rotation de la garniture sur la paroi du puits ( figure 2.14 où  $\vec{N} = N_n \vec{n} + N_b \vec{b}$  est l'effort latéral de contact). Cet effort n'était pas pris en compte par HO dans son modèle rigide.

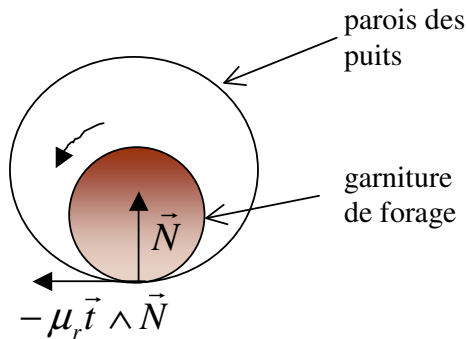


Figure 2.14 : Force de frottement latérale induit par le mouvement de rotation

Les auteurs ont implémenté les équations de leur modèle dans un code numérique et ils n'ont donné aucune précision sur la méthode numérique choisie pour la résolution.

Là aussi, les auteurs font toujours l'hypothèse forte sur le contact (pas de déformation relative entre la ligne moyenne du puits et celle de la garniture) et n'apportent pas de solution au problème de gestion de sauts de rigidité entre des portions de garnitures successives de différents diamètres.

## II-2.4 Modèles rigides avec gestion des contacts

### II-2.4.1 Modèle de Rezmer-Cooper et al. (1999)

L'hypothèse du contact continu émise par les modèles lisses et les modèles rigides déjà présentés plus haut réduit la complexité du problème et facilite sa résolution moyennant des solutions analytiques et/ou des outils numériques simples. Cependant, lorsque la trajectoire du puits devient de plus en plus complexe avec présence de DLS et tortuosités, cette hypothèse simplificatrice devient grossière. Pour prendre en compte le jeu éventuel entre la garniture et la paroi du puits et pour connaître avec précision les zones et les forces de contact, une modélisation plus réaliste du comportement mécanique de la garniture à l'intérieur du trou de forage s'avère nécessaire. De nos jours, rares sont les modèles dédiés au calcul du "*Torque & Drag*" qui répondent à cette nécessité. Le seul modèle trouvé dans la littérature qui répond à cette exigence est celui de Rezmer-Cooper et al. (1999). La méthode utilisée pour résoudre le problème est celle des éléments finis.

Les différentes parties de la garniture sont discrétisées en des éléments poutre à géométrie tridimensionnelle, ayant chacun six degrés de liberté (trois déplacements et trois rotations). Un mailleur automatique, qui tient compte à la fois de la courbure de la trajectoire et de la rigidité des éléments de la garniture, a été développé pour générer les nœuds.

Par ailleurs, pour la gestion du processus de contact, le modèle génère, à chaque nœud de la structure de forage, un ressort à comportement non linéaire produisant une force réactive proportionnelle au dépassement de l'espace annulaire. Ces ressorts fictifs ont pour but de ramener les nœuds les uns après les autres à l'intérieur du trou supposé à parois rigides. La rigidité de chaque ressort est supposée représenter la rigidité de la formation rocheuse.

Malheureusement, dans leur publication, les auteurs ne donnent pas assez de détails explicites sur les équations formulant leur modèle.

Selon Cooper et al., la différence principale entre leur modèle rigide et les différents modèles lisses existants, se concentre dans la manière de calcul de la force latérale de contact.

Cooper et al. décomposent la force latérale de contact en trois parties (figure 2.15) :

- le poids latéral  $W_n$ , cette partie est simplement la projection du poids de l'élément de la garniture sur l'axe perpendiculaire à l'axe médian du puits de forage
- la force latérale de courbure  $F_c$ , elle est égale à la tension dans l'élément multiplié par la courbure de cet élément à l'endroit de contact avec les parois du puits, et elle représente l'action de ces parois sur l'élément afin de le courber à l'intérieur du puits
- la force latérale de flexion  $F_B$ , elle est due à la rigidité de l'élément et non à sa tension et elle représente une force de rappel : la tendance de l'élément, fléchi à l'intérieur du puits, à revenir à son état naturel droit.

La dernière composante de la force latérale (la force latérale de flexion  $F_B$ ) est totalement négligée par les modèles lisses, parce que tout simplement, ces modèles ne tiennent pas compte de la rigidité des éléments de la garniture. Cela induit, selon Cooper et al., à fausser la prédiction de la force latérale de contact, pour les puits qui présentent beaucoup de courbures locales (puits tortueux) et par la suite, de fausser la prédiction des pertes en frottement "*Torque & Drag*" pour de tels puits.

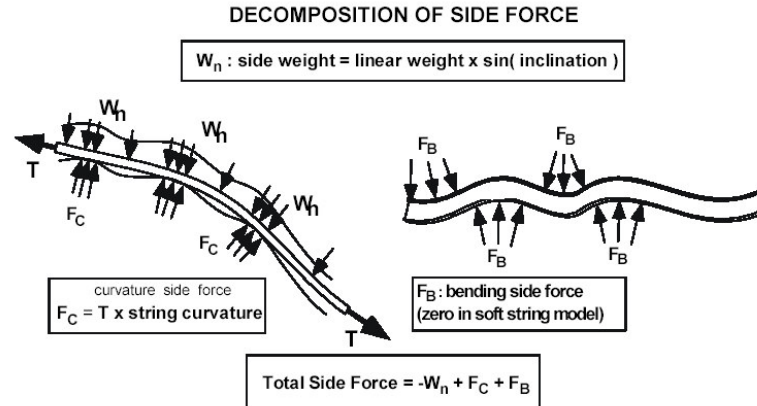


Figure 2.15 : Décomposition de la force latérale de contact selon Cooper et al. (1999)

Malheureusement, dans leur publication, Cooper et al. (1999) n'ont pas confronté leur nouveau modèle avec des mesures *in situ* afin de le valider, et il se sont contentés à effectuer des simulations numériques sur des puits planifiés et de comparer leurs résultats avec le modèle lisse (en terme de force latérale).

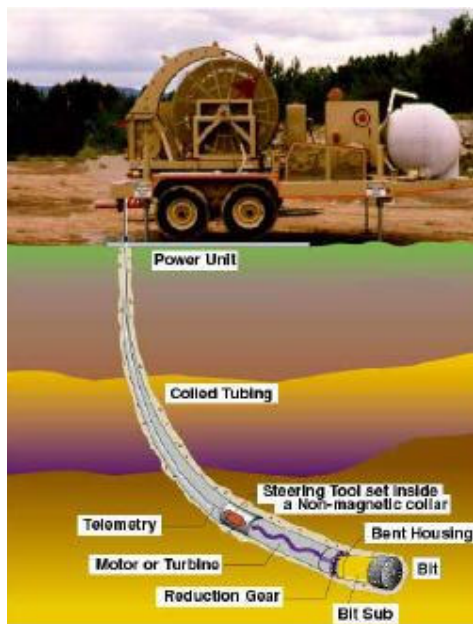
En outre, dans leurs simulations, ils utilisent pour un même puits deux coefficients de frottements différents, un pour le calcul du couple en surface (*Torque*) et un autre pour le calcul des tensions en surface (*Drag*) mais sans distinguer le frottement garniture-tubage de frottement garniture-roche.

Enfin, l'utilisation de la méthode des éléments finis, malgré sa robustesse, présente un inconvénient majeur qui réside dans le fait que le temps de calcul reste assez long. En effet, un maillage complet de toute la structure de forage (longue de plusieurs kilomètres) associé à une tortuosité et complexité importantes de la trajectoire nécessite l'utilisation d'énormes matrices de rigidité dont l'inversion va demander un temps important d'autant plus que cette étape est répétitive jusqu'à contenir la déformée à l'intérieur du trou à l'aide de l'algorithme de gestion des contacts.

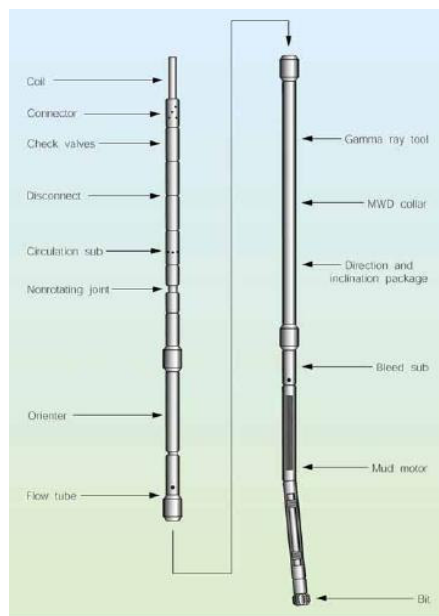
## II-2.5 Le “Torque&Drag” et le “Coiled Tubing”

### II-2.5.1 Introduction

Le CTD “*coiled tubing drilling*” (forage avec tubes enroulés) est une technologie récente de forage spécialement adapté au forage à petit diamètre (“*slim hole drilling*”) dont le diamètre varie généralement de 1” à 4”½ maximum et qui est de plus en plus utilisée sur terrain. Il présente plusieurs avantages techniques et économiques. En effet, le forage se fait directement, avec un outil de forage actionné par un moteur fond du trou (figure 2.16b), sans faire appel à des garnitures de forage rotary ni à des grandes installations (*rig*) pour les manœuvres de descente et de remontée, gagnant ainsi du temps pendant ces opérations. En plus, cette technique est moins encombrante (figure 2.16a), car avant et après utilisation les tubes sont enroulés sur des bobines, facilitant leur stockage ou leur transport d’un endroit à un autre en mer ou sur terre. Cette technique présente, néanmoins certains inconvénients, liés essentiellement à l’impossibilité de rotation de ces tubes (travaillent uniquement en tension), leur maintenance coûteuse (fatigue, courte durée de vie), et les limitations de nettoyage du trou de forage (faible circulation hydraulique) ainsi qu’à la restriction au forage petit diamètre sans parler du risque majeur de flambement des tubes en cas de compression (faible rigidité).



Installation de forage réduite pour le CTD



BHA typique pour le CTD

Figure 2.16 : Le forage avec les tubes enroulés CTD

### II-2.5.2 Modèles “Torque&Drag” dans le “coiled tubing”

Les foreurs utilisant la technologie CTD se sont intéressés à évaluer les tensions en surface lors de l’opération de forage ou les manœuvres de remontée ou de descentes des tubes (pas de couple en surface vu qu’il n’y a pas de rotation des tubes). Comme pour le cas du forage conventionnel rotary, des modèles de calcul de frottements ont été développés.

Dans leur travaux sur les tubes enroulés, Newman et al. (2003) ont présenté un modèle appelé TFM (*Tubing Forces Model*). Dans ce modèle, les équations de base sont identiques à celles du modèle lisse de Johancsick et al. (1987) (projection des tensions). Ils se sont aussi intéressés à l'étude du flambement des tubes lors de la compression (voir paragraphe suivant sur le flambement). En effet, vu leurs faibles rigidités, les tubes flambent plus facilement ce qui peut perturber l'opération de forage.

Un modèle rigide a été développé par McSpadden et al., (2002). Ce modèle est spécialement dédié au "*coiled tubing*" sujet à des DLS extrêmes (donc un rayon de courbure trop petit : de l'ordre de quelques mètres).

Le modèle se base sur une intégration analytique des équations d'élasticité linéaire sur une poutre bidimensionnelle afin de déterminer la répartition des efforts intérieurs (tensions et moments de flexion). Selon la configuration géométrique du puits et de la forme de la déformée de la poutre à l'intérieur du trou, McSpadden et al., établissent les conditions aux limites sur les déplacements latéraux (les flèches), et calculent ensuite les tensions, les forces latérales et les moments de flexion le long du *coiled tubing*. Les auteurs ne mentionnent pas comment ils cherchent les points de contact entre les *coiled tubing* et les parois du puits de forage, ni la manière d'incorporation des frottements dans leurs calculs lors de l'établissement du contact.

Ceci dit, tel qu'il est présenté, ce modèle est restreint aux configurations 2D et ne peut pas être appliqué aux trajectoires tridimensionnelles. En plus, vu la complexité de l'intégration analytique, même pour les configurations 2D, ce modèle s'applique aux formes simples (section inclinée, verticale, courbée) et semble difficilement généralisable à des puits avec multitudes de variations géométriques possibles (tortuosité, *dog legs* multiples, etc, ...).

## II-2.6 Le "*Torque&Drag*" et les états limites en traction et en compression

Un calcul "*Torque&Drag*" permet de déterminer la répartition des tensions le long de la garniture (masses tiges, tiges lourdes et tiges de forage). Pour ne pas engendrer des problèmes mécaniques (rupture, coincement,...), ces tensions doivent rester dans une gamme spécifique. Il existe, en effet des valeurs de tension limite (qui dépendent à la fois des caractéristiques de la tige elle-même ainsi que de celles du puits à forer) à ne pas dépasser. Nous distinguons deux cas de figure selon le signe de la tension : traction et compression.

### II-2.6.1 Limite en traction : critère de Von-Misès

Pour la limite en traction à ne pas dépasser, le critère de Von Misès, très adapté aux métaux, est appliqué. Ce critère s'écrit pour une tige élastique soumise à une traction simple  $T_t$  :

$$\sigma_a < \sigma_e$$

avec  $\sigma_a$  la contrainte axiale (voir figure 2.17) dans la section de la tige et  $\sigma_e$  la limite élastique. Sachant que la tension  $T_t$  s'écrit :

$$T_t = \sigma_a A_s$$

avec  $A_s$  la section de la tige, le critère peut s'écrire :

$$T_t < T_e \quad \text{avec} \quad T_e = \sigma_e A_s$$



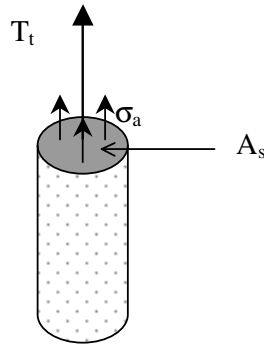


Figure 2.17 : Contrainte axiale pour une tige soumise à une traction  $T_t$

Nous donnons à la suite, comme exemple, les valeurs des limites élastiques en tension , obtenues par simple application de la formule ci-haut, pour 4 classes de tiges de forage classiques (E75, X95, G105 et S135) ayant un diamètre extérieur de 5’’1/2 et un diamètre intérieur de 4.78’’.

Classe	E75	X95	G105	S135
$\sigma_e$ (psi)	75000	95000	105000	135000
$\sigma_e$ (Mpa)	517	655	724	931
$T_e$ (en tonnes)	194.3	246.1	272.0	349.7

Tableau 2.2 : Valeurs des tensions limites élastiques pour quelques tiges de forage

Ce tableau nous indique, qu’au cas où les calculs “*Torque&Drag*”, pour un puits donné, prévoient des tensions en surface, lors de la phase de remontée, dépassant 200 tonnes (voir par exemple le puits #d4, chapitre 4), l’utilisation des tiges classe E75, peut provoquer dangereusement leur plastification en traction notamment au voisinage de la surface. Dans cette dernière situation, il vaut mieux utiliser des tiges classe S135 qui ont une tension limite élastique beaucoup plus élevée et donc un risque de plastification beaucoup moins important. Nous voyons ici, l’importance d’un calcul “*Torque&Drag*” préalable au forage, afin de déterminer les tensions à ne pas dépasser dans les tiges de forage et donc de travailler dans le domaine de sécurité.

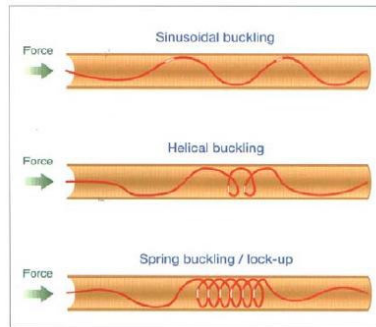
**Remarque**

Des manuels pratiques de forage, tel que le “*drilling data handbook*”, donnent directement les valeurs de  $T_e$  pour toutes les catégories des tiges utilisées généralement sur le terrain pour prévenir le foreur des risques éventuels de dépassement de ces valeurs limites.

II-2.6.2 Etude en compression : flambement des tiges

Pendant le forage (ou même pendant la descente de la garniture dans certains puits directionnels), des éléments de la garniture sont en compression. Quant la compression atteint des valeurs critiques (fonction notamment de la rigidité de l’élément en question et du jeu qui le sépare de la paroi du puits), ces éléments ont tendance à flamber (se déformer latéralement dans l’espace sous des configurations particulières).

Parmi les configurations les plus connues du flambage, on distingue les modes sinusoïdales et hélicoïdales (voir figure 2.18).



**Figure 2.18 : Différents modes de flambage**

Les tiges classiques de forage (DP) sont les éléments les plus susceptibles de flamber en raison notamment de leurs faibles rigidités.

Le flambage excessif pose beaucoup de problèmes lors du forage et doit être évité. Parmi ces problèmes nous pouvons citer :

- déformation excessive des tiges voire leur coincement (voir figure 2.19)
- transmission inefficace du poids à l’outil
- augmentation des frottements garniture-parois du puits
- usure des tubages, etc,...



a)

b)

**Figure 2.19 : Des conséquences de flambage observées sur terrain : a) Californie b) Asie sud-est**

Plusieurs auteurs se sont intéressés à étudier le flambage des tiges dans les puits pétroliers afin de prédire les charges critiques initiant l’apparition de chaque mode (sinusoïdal, hélicoïdal ou autre) et d’éviter les mauvaises répercussions sur l’opération de forage. Des essais au laboratoire ont été menés afin de bien comprendre ce phénomène et de vérifier certaines théories donnant lieu à plusieurs publications.

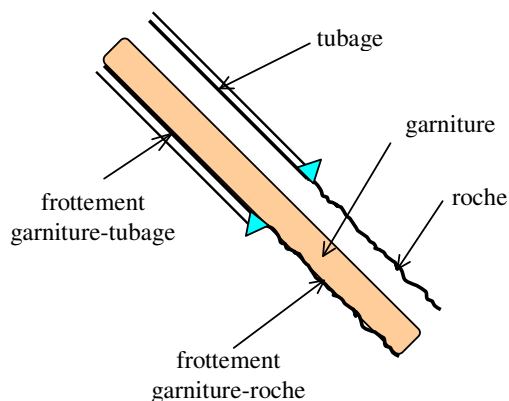
En ayant un bon modèle de “*Torque&Drag*” qui permet de prédire correctement les tensions dans les tiges, l’application des modèles de flambage permet de prévenir son apparition dans les tiges sous tel ou tel mode en cas de compression excessive.

Par ailleurs, il est reconnu que le flambage excessif augmente de manière drastique les forces de contact entre la garniture et les parois du puits et par conséquent les forces de frottements d’où l’interaction entre le flambage et la problématique de “*Torque&Drag*”.

Même si certains codes opérationnels de “*Torque&Drag*” possèdent un module de flambage qui permet de prévenir son apparition en analysant la tension dans les tiges, du travail reste à faire afin de quantifier avec précision l’influence de ce phénomène sur les valeurs des tensions et couples en surface.

## II-2.7 Estimation du coefficient de frottement pour le calcul du “Torque&Drag”

Le coefficient de frottement entre la garniture de forage et les parois du puits est un paramètre essentiel pour effectuer un calcul “Torque&Drag”. Pour un même puits, on distingue d’habitude deux coefficients de frottement, un lié au frottement garniture-tubage dans la partie tubée, et un autre lié au frottement garniture-roche dans la partie trou découvert du puits de forage (figure 2.20).



**Figure 2.20 : Frottement entre garniture et puits de forage**

Les coefficients de frottement mécanique entre la garniture de forage et les parois du puits foré, dans la section tubée et la section trou découvert, sont difficilement quantifiables avec précision car ils dépendent de plusieurs paramètres à la fois (nature et densité de la boue, nature de la formation rencontrée, utilisation ou non de lubrifiants ou d’accessoires mécaniques anti-frottement, conditions opératoires, etc,...) et ils sont souvent déterminés par ajustement des modèles de prédiction de “Torque&Drag” avec les mesures réelles, des tensions en surface et du couple de rotation, pour plusieurs puits dans un même champs pétrolier. Une fois déterminés, ces coefficients servent comme données ou paramètres d’entrée pour les prédictions de “Torque&Drag” pour les futurs puits forés dans la même zone.

Fraser et al. (2003) ont donné des valeurs de coefficients de frottement pour des puits forés dans le champs *Captain* en mer du Nord qui varient de 0.25 (frottement métal-métal en partie tubée) à 0.47 (frottement métal-roche en partie puits découvert) avec une boue à base d’eau WBM et de 0.15 (partie tubée) à 0.39 (partie puits découvert) avec une boue à base d’huile OBM.

Les auteurs affirment qu’avec l’incorporation des rouleaux anti-frottement (“*Roller Technology*”), les coefficients de frottement, avec une boue à base d’eau, peuvent être ramenés à 0.05 en partie tubée et de 0.19 en puits découvert réduisant ainsi de manière significative les valeurs de “Torque&Drag” des puits forés.

Rezmer-Cooper et al. (1999) ont donné des valeurs de coefficients de frottement pour des puits foré par Anadrill variant de 0.25 à 0.4 pour une boue à base d’eau WBM, et de 0.17 à 0.3 pour une boue à base d’huile sans spécifier les cas garniture-tubage ou garniture-roche. En outre, selon eux, pour une boue à base d’eau, l’utilisation de polymère à la place de silicate réduit le coefficient de frottement de manière significative.

Malgré de nombreux essais menés dans des laboratoires, la quantification de ces coefficients reste une tâche compliquée et des écarts sont parfois observés entre les résultats obtenus par des tests au laboratoire et les valeurs *in situ*.

Skalle et al. (1999) ont mené plusieurs essais au laboratoire pour déterminer les valeurs des coefficients de frottement pour différents type de boue et en variant les concentrations des additifs ajoutés à la boue. Les auteurs ont étudié l'influence de l'ajout de certaines particules solides, tel que la baryte sur les valeurs des coefficients de frottement. Ils affirment que l'ajout de cet adjuvant avec une concentration optimale peut diminuer le frottement de 40 %. Cependant, ils n'ont pas comparé leurs tests à ceux du terrain pour voir s'ils obtenaient les mêmes résultats.

Très récemment, quelques essais effectués par le CGES au banc de forage à Pau, ont montré une certaine dépendance des coefficients de frottement à la force latérale de contact, au type de roche et au type de boue. Ces premiers essais ont montré de façon qualitative que le coefficient de frottement entre le *tool joint* et le tubage diminue légèrement avec la force latérale de contact alors que le coefficient de frottement *tool joint*-roche est quasiment indépendant de la force de contact. D'autres essais futurs devraient confirmer cette tendance et surtout quantifier de manière précise l'évolution du coefficient de frottement en fonction de la force latérale de contact afin de l'intégrer dans notre modèle de "*Torque&Drag*".

En conclusion, on peut dire que le coefficient de frottement entre la garniture de forage et les parois du puits est un paramètre qui dépend de plusieurs facteurs à la fois (nature de la boue, nature des parois, mode opératoire, etc,...) et qu'il est difficile d'évaluer avec précision de manière absolue ou d'estimer de manière exacte.

### II-3 CONCLUSION

La difficulté de prédire correctement les efforts et couples nécessaires au forage et aux manœuvres des tiges à l'intérieur du puits de forage est à l'origine de l'apparition de nombreuses publications sur le *Torque & Drag*. Les premiers modèles développés sont des modèles lisses. Si de tels modèles conviennent bien aux cas des trajectoires simples et suffisamment lisses pour lesquelles des solutions complètement analytiques sont parfois proposées, ils présentent néanmoins des limitations sérieuses dans le cas des forages à trajectoire complexe. D'autres modèles plus sophistiqués incorporant la rigidité, les caractéristiques géométriques de la trajectoire et les efforts internes, sont alors apparus. Malgré les améliorations, ces derniers, comme les premiers adoptent une hypothèse forte sur le contact garniture-paroi du puits et ne traitent pas rigoureusement les discontinuités géométriques de la structure de forage. Le fait de confondre la ligne basse du puits avec celle de la garniture de forage induit une surestimation des zones de contact (et par conséquent des forces de contact) notamment dans les sections trop sinueuses suite à des *dog legs* locaux (figure 2.21).

Le seul modèle rencontré dans la littérature, qui semble gérer rigoureusement les contacts garniture-puits, n'est appliqué malheureusement que sur des tronçons réduits de la garniture pour l'étude des forces latérales de contact, et utilise la méthode des éléments finis, relativement lourde en temps de calcul notamment en cas de maillage raffiné pour les trajectoires tortueuses et/ou garnitures complexes.

Tout ceci nous pousse à essayer d'élaborer une modélisation de la structure de forage dans un puits avec prise en compte de la rigidité des tiges et du jeu éventuel garniture-parois de puits sans hypothèse sur le contact et sans avoir recours à la méthode des éléments finis. Les détails de cette nouvelle modélisation seront explicités dans la suite.

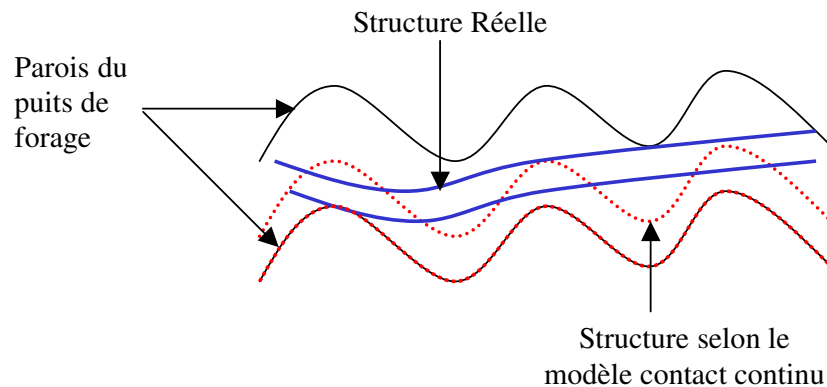


Figure 2.21 : Schéma de contact garniture-puits

## **CHAPITRE III**

### **ELABORATION D' UN NOUVEAU MODELE DE PREVISION DES FROTTEMENTS GARNITURE PUITS**