



HAL
open science

Modélisation tridimensionnelle du comportement mécanique de la garniture de forage dans les puits à trajectoires complexes : application à la prédiction des frottements garniture-puits

Abdessalem Belaid

► **To cite this version:**

Abdessalem Belaid. Modélisation tridimensionnelle du comportement mécanique de la garniture de forage dans les puits à trajectoires complexes : application à la prédiction des frottements garniture-puits. Géologie appliquée. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2005. Français. NNT : 2005ENMP1323 . pastel-00579916

HAL Id: pastel-00579916

<https://pastel.hal.science/pastel-00579916v1>

Submitted on 25 Mar 2011

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

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



Collège doctoral

T050927ABEL

N° attribué par la bibliothèque

□□□□□□□□□□

THESE

pour obtenir le grade de
DOCTEUR DE L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DES MINES DE PARIS
SPECIALITE "TECHNIQUE ET ECONOMIE DE L'EXPLOITATION DU SOUS-SOL"

présentée et soutenue publiquement par

Abdessalem BELAID

le 27 Septembre 2005

**MODELISATION TRIDIMENSIONNELLE DU COMPORTEMENT
MECANIQUE DE LA GARNITURE DE FORAGE DANS LES PUIITS A
TRAJECTOIRES COMPLEXES :
APPLICATION A LA PREDICTION DES FROTTEMENTS
GARNITURE-PUITS**

Directeur de thèse : Hédi SELLAMI

Jury

M. P.WEBER	Professeur	ENSTIMA ALES	Rapporteur
M. A.MILLARD	Professeur	LM2S SACLAY	Rapporteur
M. C.SIMON	Docteur	DRILLSCAN	Examineur
M. S.MENAND	Docteur	ENSMP PARIS	Examineur
M. M.TIJANI	Professeur	ENSMP PARIS	Examineur
M. H.SELLAMI	Directeur de Recherche	ENSMP PARIS	Examineur

Centre de Géotechnique et d'Exploitation du Sous-sol - Ecole des Mines de Paris
35, Rue Saint-Honoré - 77305 Fontainebleau Cedex

*à la mémoire de mon père.
à toute ma famille.*

RESUME

Réussir le forage d'un puits pétrolier le plus rapidement possible et à moindre coût est devenu un défi continu pour les professionnels du secteur. Pour relever ce défi, un bon dimensionnement des installations de forage s'impose. La meilleure prédiction des pertes liées aux frottements entre la garniture de forage et les parois du puits, notamment pour les puits à trajectoires fortement déviées, est un atout majeur pour ce dimensionnement.

Les modèles usuels de prédiction des frottements montrent certaines insuffisances lorsque la trajectoire du puits se complexifie. Un nouveau modèle de calcul de frottements dans les puits de forage à trajectoires complexes a été développé et validé. Ce modèle utilise une méthode tridimensionnelle de reconstitution de la trajectoire intégrant à la fois la courbure et la torsion géométrique. Contrairement aux modèles classiques, qui supposent simplement que la garniture repose par gravité sur la paroi basse du trou de forage et qui négligent souvent la rigidité des tiges, le nouveau modèle rigide calcule la vraie déformée de la garniture de forage à l'intérieur du trou via un algorithme itératif de contact unilatéral. En outre, pour un gain important du temps de calcul, le modèle se base sur une intégration numérique directe des équations d'équilibre local sans avoir recours à la méthode des éléments finis.

La comparaison avec un modèle couramment utilisé dans l'industrie de forage, appelé modèle LISSE, a été effectuée sur plusieurs puits réels et théoriques. Il ressort de cette comparaison que le nouveau modèle vient palier plusieurs faiblesses du modèle LISSE dans le cas des trajectoires à géométrie complexe (surestimation des zones de contacts et des forces de contact en présence de micro-tortuosité, non sensibilité au signe du gradient d'azimut en présence de fort gauchissement, hypothèse de contact sur la paroi basse du trou pas toujours vérifiée).

Par ailleurs, la confrontation avec les mesures du terrain pour la plupart des puits à géométrie bidimensionnelle ou faiblement tridimensionnelle avec des faibles *dog legs* (ne dépassant pas 2 à 3°/30 m) fournit généralement des concordances entre les résultats des deux types de modèles et les valeurs mesurées. En revanche, en présence de tortuosités et *dog legs* locaux le nouveau modèle fournit une meilleure prédiction des pertes en frottement.

Mots clés : modélisation mécanique, structure élancée, puits pétrolier, calcul des frottements, forage directionnel, “*Torque&Drag*”, trajectoires complexes, algorithme de contact unilatéral, déformée, modèle lisse, modèle rigide, gauchissement, micro/macro tortuosité, garniture de forage, tubage

SHORT SUMMARY

Drilling an oil well rapidly and at lower cost is now becoming a challenge in the drilling industry. To face and carry out this challenge, a good design of the drilling installation is essential. Therefore, predicting correctly friction losses, known as “*Torque&Drag*”, between the drill string and the borehole is a major asset especially for directional wells with complex trajectories .

The existing models of friction calculation show some weaknesses in the case of complex trajectory wells. A new mechanical model of friction calculations inside complex trajectory wells was developed and validated. This model uses a 3D method of wellpath calculations called “Minimum of Torsion” that includes two geometric parameters: curvature and torsion. Unlike traditional models, which assume that the drilling structure lies, by gravity, on the low side of the borehole and often neglect the stiffness of the drill string, the new “Stiff String” model calculates the deformation state of the drilling assembly inside the hole via an iterative contact algorithm. Furthermore, the new model, by using a direct integration method of equilibrium equations, is much more faster than other one solved with finite element method.

A comparison with the widely used “Soft String” model was carried out on several actual and theoretical wells. The comparison shows that the new model rectify many weaknesses of the existing model such as the over-estimation of the contact zones and forces in the case of tortuous wells, the non sensitivity to the turn direction (left or right) in the case of 3D well paths, and the drillstring-wellbore contact assumption which is not usually verified.

Confrontations with measured data, in the case of wells having smooth trajectory (low tortuosity), show agreement of both models with field measurements. However the new model has better friction losses prediction when wellpath tortuosity increases.

Key words : mechanical modelling, slender beam, well, friction calculations, directional drilling, “*Torque&Drag*”, complex trajectories, contact algorithms, soft string model, stiff string model, micro/macro tortuosity, hole drilling assembly, casing

Remerciements

Je tiens à remercier Monsieur SELLAMI qui m'a accueilli dans son équipe de recherche et qui a orienté mes travaux durant la thèse avec ses conseils et ses idées éclairantes.

Je remercie également Monsieur TIJANI pour m'avoir aidé tout au long de mes recherches. Sans son soutien et ses apports, le meilleur de ce travail n'aurait pas pu voir le jour.

Mes remerciements vont aussi à Monsieur MENAND qui a suivi l'évolution de mes travaux pour son soutien et ses conseils précieux.

Je remercie Monsieur MILLARD et Monsieur WEBER d'avoir accepté de prendre part à mon jury de thèse en tant que rapporteurs.

Je remercie également Monsieur SIMON d'avoir accepté de prendre part à mon jury de thèse.

Je voudrais remercier toutes les personnes du CGES avec lesquelles j'ai eu le plaisir de travailler pendant toute la thèse.

Enfin, je remercie vivement toute ma famille et tous mes amis qui m'ont toujours soutenu et encouragé à faire mon meilleur

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION GENERALE

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LE FORAGE ET INTRODUCTION A LA PROBLEMATIQUE DES FROTTEMENTS GARNITURE-PUITS..... 2

I-1 GENERALITE SUR LE FORAGE	2
I-1.1 Système de forage	2
I-1.2 Garniture de forage.....	3
I-1.3 Paramètres de forage	5
I-1.4 Phases de forage et de tubage.....	6
I-1.5 Trajectoires de puits de forage	8
I-2 L'ENJEU DE LA MAITRISE DES FROTTEMENTS GARNITURE-PUITS	11
I-2.1 Définitions des termes “ <i>Torque & Drag</i> ”	11
I-2.2 Intérêts d’un Modèle de prédiction “ <i>Torque & Drag</i> ”	12
I-2.3 Facteurs influençant le “ <i>Torque&Drag</i> ” dans un puits pétrolier	13
I-2.4 Méthodes pratiques de minimisation du “ <i>Torque & Drag</i> ”	14
I-3 POSITION DU PROBLEME	16
I-3.1 Introduction	16
I-3.2 Objectif de l’étude.....	16
I-3.3 Plan de travail.....	16

CHAPITRE II : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE..... 18

II-1 RECONSTITUTION DES TRAJECTOIRES DE FORAGE	18
II-1.1 Introduction.....	18
II-1.2 Caractéristiques géométriques de la trajectoire	18
II-1.2.1 Gradient d’inclinaison et gradient d’azimut	18
II-1.2.2 Courbure, DLS (<i>dogleg severity</i>).....	19
II-1.2.3 La torsion géométrique	20
II-1.3 Méthodes de reconstitution de la trajectoire de puits de forage.....	20
II-1.3.1 Méthodes existantes	20
II-1.3.2 Méthode de Minimum de Torsion (MMT)	21
II-2 TRAVAUX EXISTANTS SUR LE “ <i>TORQUE&DRAG</i> ”	23
II-2.1 Introduction.....	23
II-2.2 Modèles lisses	23
II-2.2.1 Modèle de Johancsik et al. (1983) : Méthode de la tension des éléments	23
II-2.2.2 Modèle de Sheppard (1987) (Méthode de la tension effective des éléments)	28
II-2.2.3 Modèle de Maidla et al. (1987).....	29
II-2.2.4 Modèle d’Aadnoy (2000).....	30
II-2.2.5 Discussions sur les modèles lisses	31
II-2.3 Modèles rigides sans gestion des contacts	32
II-2.3.1 Modèle de HO, (1988).....	32
II-2.3.2 Modèle de Zifeng et al. (1993)	35
II-2.4 Modèles rigides avec gestion des contacts.....	38
II-2.4.1 Modèle de Rezmer-Cooper et al. (1999).....	38

II-2.5 Le “Torque&Drag” et le “Coiled Tubing”	40
II-2.5.1 Introduction.....	40
II-2.5.2 Modèles “Torque&Drag” dans le “coiled tubing”	40
II-2.6 Le “Torque&Drag” et les états limites en traction et en compression	41
II-2.6.1 Limite en traction : critère de Von-Mises	41
II-2.6.2 Etude en compression : flambement des tiges	42
II-2.7 Estimation du coefficient de frottement pour le calcul du “Torque&Drag”	44
II-3 CONCLUSION.....	46

CHAPITRE III ELABORATION D’ UN NOUVEAU MODELE DE PREVISION DES FROTTEMENTS GARNITURE-PUITS

III-1 REPERES DE TRAVAIL ET OUTILS GEOMETRIQUES.....	48
III-1.1 Repère de Frénet.....	48
III-1.2 Repère d’inertie	50
III-1.3 Décomposition du problème.....	53
III-2 FORMULATION DU PROBLEME.....	53
III-2.1 Introduction	53
III-2.2 Principales hypothèses de travail.....	54
III-2.3 : Formulation avec contact continu	54
III-2.3.1 poids linéique déjaugé	55
III-2.3.2 force de contact linéique et forces de frottement induites	55
III-2.4 Insuffisances de la formulation.....	57
III-2.5 Gestion des irrégularités	58
III-2.5.1 irrégularités du moment et de l’effort.....	58
III-2.5.2 irrégularités de la géométrie de la trajectoire	59
III-2.6 : Formulation complète.....	61
III-3 RESOLUTION DU PROBLEME.....	62
III-3.1 Géométrie connue.....	62
III-3.2 Conditions aux limites	63
III-3.3 Incertitude sur la géométrie	64
III-3.4 Formulation générale	64
III-3.5 La Nouvelle formulation	66
III-3.6 Algorithme de Contact.....	67
III-3.7 Code de calcul ABIS	69
III-4 CONCLUSION	70

CHAPITRE IV : APPLICATION DU NOUVEAU MODELE A LA PREDICTION DES PERTES EN FROTTEMENT DANS LES Puits PETROLIERS

IV-1 INTRODUCTION.....	72
IV-2 TRAITEMENT DES DONNEES	72
IV-2.1 Données	72
IV-2.1.1 La trajectoire.....	72
IV-2.1.2 La garniture	72
IV-2.1.3 Structure du puits de forage.....	73

IV-2.1.4 Les paramètres de forage.....	73
IV-2.1.5 Les mesures in-situ.....	73
IV-2.2 Procédure de simulation avec <i>ABIS</i>	74
IV-3 ETUDE DE SENSIBILITE A L' AIDE D' <i>ABIS</i>	78
IV-3.1 Introduction	78
IV-3.2 “Simplification” de la garniture réelle.....	78
IV-3.3 Discrétisation de la garniture.....	80
IV-3.4 Jeu entre garniture et parois du puits.....	81
IV-3.5 Conditions aux limites.....	82
IV-3.6 Influence du coefficient de frottement	83
IV-3.7 Influence de la méthode de reconstitution de la trajectoire.....	84
IV-3.8 Influence de la tortuosité dans la phase verticale	86
IV-3.8.1 Trajectoires.....	86
IV-3.8.2 Simulations du “Torque&Drag”.....	86
IV-3.9 Conclusion.....	87
IV-4 SIMULATIONS NUMERIQUES ET ETUDE COMPARATIVE	88
IV-4.1 Introduction	88
IV-4.2 Puits à géométrie simple.....	89
IV-4.2.1 Puits bidimensionnel	89
IV-4.2.2 Puits bidimensionnels en cours de forage	91
IV-4.2.3 Puits tridimensionnels avec faible gauchissement	93
IV-4.3 Puits à géométrie complexe.....	96
IV-4.3.1 Puits avec forte micro-tortuosité	96
IV-4.3.2 Puits théoriques avec gauchissement prononcé.....	99
IV-4.3.3 Puits réels présentant du gauchissement	102
IV-4.4 Localisation des contacts de la garniture déformée à l'intérieur du trou de forage	104
IV-4.4.1 Introduction	104
IV-4.4.2 Contact sur la paroi haute du puits	104
IV-4.4.3 Contact en cas de micro-tortuosité : contacts ponctuels.....	106
IV-4.5 Comparaison des performances d' <i>ABIS</i> avec un modèle en éléments finis	107
IV-4.6 Synthèse.....	109
IV-5 CONCLUSION	110
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....	112
NOMENCLATURE	114
ANNEXE	115
BIBLIOGRAPHIE.....	121

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE I

Figure 1.1 : Système de forage Rotary	4
Figure 1.2 : Quelques éléments de la garniture de forage	5
Figure 1.3 : Exemple d'une architecture d'un puits.....	7
Figure 1.4 : Trajectoires classiques de type J et S	9
Figure 1.5 : Exemple de trajectoires complexes de forage	9
Figure 1.6 : Macro et micro-tortuosité.....	10
Figure 1.7 : Mesures en continu d'inclinaison et d'azimut illustrant la micro-tortuosité.....	11
Figure 1.8 : Schéma simplifiée du principe du "Torque & Drag"	12
Figure 1.9 : Quelques mauvais états du trou de forage.....	13
Figure 1.10 : Solutions pratiques de réduction des frottements garniture-parois de puits.....	15

CHAPITRE II

Figure 2.1: Schéma d'une trajectoire de forage avec phase montante et virage à droite.....	19
Figure 2.2: Arc d'hélice à pas constant (utilisé dans le code <i>TRAJ</i>)	21
Figure 2.3: Principe de reconstitution de la trajectoire avec la MMT	22
Figure 2.4: Élément de tige de forage.....	24
Figure 2.5 : Exemple de cas simulé par Johancsik et al. (1983).....	25
Figure 2.6 : Evolution des tensions le long de la garniture (selon Johancsik et al., 1983).....	27
Figure 2.7 : Evolution du couple de torsion le long de la garniture (selon Johancsik et al.).....	27
Figure 2.8 : Circuit de la boue de forage	28
Figure 2.9 : Surface de contact entre le puits et la garniture selon Maidla et al.(1987)	29
Figure 2.10 : Tronçon de garniture en trajectoire rectiligne et montante	30
Figure 2.11 : Tronçon de la garniture de forage soumis aux actions extérieures	32
Figure 2.12 : Géométrie de la structure prise par HO.....	34
Figure 2.13 : Coefficients de frottements axial et radial.....	37
Figure 2.14 : Force de frottement latérale induit par le mouvement de rotation	37
Figure 2.15 : Décomposition de la force latérale de contact selon Cooper et al. (1999).....	39
Figure 2.16 : Le forage avec les tubes enroulés CTD.....	40
Figure 2.17 : Contrainte axiale pour une tige soumise à une traction T_t	42
Figure 2.18 : Différents modes de flambage.....	43
Figure 2.19 : Des conséquences de flambage observées sur terrain : a) Californie b) Asie sud-est	43
Figure 2.20 : Frottement entre garniture et puits de forage	44
Figure 2.21 : Schéma de contact garniture-puits	46

CHAPITRE III

Figure 3.1 : Repère de Frénet et angles d'inclinaison et d'azimut	48
Figure 3.2 : Section courante de la tige	51
Figure 3.3 : Élément de structure $x(s)$ dans le puits de forage.....	55
Figure 3.4 : Frottement tangentiel induit par la rotation de la garniture.....	56
Figure 3.5 : Point de discontinuité dans la transition entre deux sections à deux rigidités différentes	58
Figure 3.6 : Conditions aux limites au point bas et au point haut de la garniture	63
Figure 3.7 : La force de contact s'oppose au déplacement latéral	67
Figure 3.8 : Recherche de points de contact entre la garniture et les parois du puits	68

Figure 3.9 : Exemple de recherche de points de contact entre la garniture et les parois du puits par l’algorithme de contact	68
--	----

CHAPITRE IV

Figure 4.1 : Organigramme de la simulation avec <i>ABIS</i>	75
Figure 4.2 : Discrétisation des éléments type 1, 2 et 3 de la garniture sous <i>ABIS</i>	76
Figure 4.3 : Discrétisation des tiges avec présence de <i>Tool-Joints</i> sous <i>ABIS</i>	77
Figure 4.4 : Trajectoire du puits de forage.....	79
Figure 4.5 : Comparaison du couple en surface en utilisant la garniture réelle et la garniture “simplifiée”	79
Figure 4.6 : Géométrie de la section du puits de 500 m	80
Figure 4.7 : Influence du pas de discrétisation de la garniture sur le calcul par <i>ABIS</i> de la tension dans les tiges.....	80
Figure 4.8 : Influence du pas de discrétisation de la garniture sur le calcul du moment de torsion dans les tiges	81
Figure 4.9 : Influence du jeu entre la tige et les parois du puits sur le calcul du moment de torsion	81
Figure 4.10 : Conditions au limite au point bas de la garniture a) <i>Torque&Drag</i> , b) Libre....	82
Figure 4.11 : Influence de la condition aux limites au point bas de la garniture entre la tige et les parois du puits sur le calcul des tensions.....	82
Figure 4.12 : Influence de la condition aux limites au point bas de la garniture entre la tige et les parois du puits sur le calcul du moment de torsion	83
Figure 4.13 : Influence de la variation du coefficient de frottement sur le calcul des tensions de remontée et de descente des tiges.....	84
Figure 4.14 : Influence de la variation du coefficient de frottement sur le calcul du moment de torsion dans les tiges	84
Figure 4.15 : Allure des trajectoires pour différents GA	85
Figure 4.16 : Influence de la méthode de reconstitution de la trajectoire sur le calcul de la tension et du moment de torsion dans les tiges.....	85
Figure 4.17 : Evolution de l’inclinaison en fonction de la profondeur forée pour les trois cas et formes des trajectoires associées	86
Figure 4.18 : Evolution des grandeurs du “ <i>Torque&Drag</i> ” (phase 12’’ ¼)	87
Figure 4.19 : Trajectoire du puits P1	89
Figure 4.20 : Evolution de l’inclinaison et de l’azimut en fonction de la profondeur.....	89
Figure 4.21 : Evolution des grandeurs “ <i>Torque&Drag</i> ” dans le cas du puits P1 (phase 12’’ ¼)	91
Figure 4.22 : Trajectoire du puits P2	91
Figure 4.23 : Evolution de l’inclinaison et de l’azimut en fonction de la profondeur.....	92
Figure 4.24 : Evolution des grandeurs “ <i>Torque&Drag</i> ” dans le puits P2 (phase 8’’ ½).....	92
Figure 4.25 : Géométrie du puits P3.....	93
Figure 4.26 : Evolution de l’inclinaison et de l’azimut en fonction de la profondeur.....	93
Figure 4.27 : Evolution des grandeurs du “ <i>Torque&Drag</i> ” dans le puits P3 (phase 8’’ ½)....	94
Figure 4.28 : Evolution des forces de contact dans le puits P3 phase 8’’ ½.....	95
Figure 4.29 : Evolution de l’inclinaison et de l’azimut selon les mesures en continu et standard (puits P4)	96
Figure 4.30 : Evolution de la tension en surface lors de la descente du tubage du puits P4 (phase 9’’ 5/8).....	97
Figure 4.31 : Evolution des grandeurs du <i>Torque & Drag</i> dans le puits P4 (phase 12’’ ¼) ...	98
Figure 4.32 : Evolution des forces de contact dans le puits P4 (cas de remonté : PUW).....	98

Figure 4.33 : Evolution des forces de contact dans le puits P4 (cas descente de tubage).....	99
Figure 4.34 : Géométrie du puits P5	99
Figure 4.35 : Evolution du DLS et de la torsion géométrique dans la trajectoire du puits P5	100
Figure 4.36 : Evolution des grandeurs <i>Torque & Drag</i> dans le puits P5 (phase 12’’ ¼)	101
Figure 4.37 : Géométrie du puits P6.....	102
Figure 4.38 : Evolution de l’inclinaison et de l’azimut en fonction de la profondeur	102
Figure 4.39 : Evolution des grandeurs “ <i>Torque & Drag</i> ” dans le puits P6 (phase 12’’ ¼)	103
Figure 4.40 : Déformée de la garniture à l’intérieur du puits calculée par <i>ABIS</i>	105
Figure 4.41 : Garniture déformée à l’intérieur du puits calculée par <i>ABIS</i>	105
Figure 4.42 : Contact au niveau d’un “ <i>Tool Joint</i> ” calculé par <i>ABIS</i>	106
Figure 4.43 : Déformée de la garniture en présence de micro-tortuosité du puits, calculée par <i>ABIS</i> comparée à celle supposée par le modèle <i>LISSE</i>	107
Figure 4.44 : Trajectoire du puits de forage de longueur 1600 m.....	108
Figure 4.45 : Comparaison des résultats d’ <i>ABIS</i> et de <i>STEL</i> en terme des tensions et déplacement latéral	108

LISTE DES TABLEAUX

CHAPITRE I

Tableau 1.1 : Exemple de programme de forage et de tubage.....	7
--	---

CHAPITRE II

Tableau 2.1 : Ecart en tension entre modèle lisse et modèle rigide (selon HO, 1988).....	35
Tableau 2.2 : Valeurs des tensions limites élastiques pour quelques tiges de forage.....	42

CHAPITRE IV

Tableau 4.1 : Eléments de discrétisation de la garniture sous <i>ABIS</i>	76
Tableau 4.2 : Composition de la garniture réelle.....	78
Tableau 4.3 : Composition de la garniture après “simplification”.....	78
Tableau 4.4 : Valeurs de la courbure et de la torsion géométrique obtenues par les méthodes MMC et MMT.....	85
Tableau 4.5 : Composition de la garniture du puits P1.....	90
Tableau 4.6 : Structure du puits P1.....	90
Tableau 4.7 : Comparaison des temps de calcul par <i>ABIS</i> et <i>STEL</i>	107

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Ce travail s'inscrit dans le cadre d'un vaste programme de recherche sur le forage pétrolier entrepris depuis plusieurs années par le Centre de Géotechnique et d'Exploitation du sous Sol (CGES). Il s'insère plus précisément dans les travaux récents en forage directionnel sous le module de calcul des frottements garniture puits.

L'objectif de ce travail est de développer un modèle de prédiction des pertes en frottement, connu dans le métier par les termes "*Torque & Drag*", qui permet de prédire correctement les tensions et le couple de rotation à fournir en surface pendant les manœuvres de la garniture de forage (remontée, descente) et pendant la phase de forage de puits à trajectoires complexes ainsi que la tension en surface lors de la descente des tubages. Un tel modèle devient ainsi un outil efficace de dimensionnement des installations de forage, de conception de trajectoires des puits, de suivi en temps réel (monitoring) de l'opération de forage sur chantier et même de *post* analyse pour optimiser les forages futurs à partir des expériences acquises .

Cet objectif de recherche est justifié par le fait que la plupart des modèles utilisés actuellement par les foreurs pétroliers deviennent insuffisantes dans le cas de trajectoires complexes.

L'étude présentée dans ce mémoire a été découpée en quatre chapitres. Le premier qui a pour vocation introductive, donne une brève description des équipements de forage ainsi qu'un aperçu sur l'importance des frottements dans les puits pétroliers.

Le second porte sur une synthèse bibliographique sur les modèles de calcul de frottements garniture puits existants. Cette synthèse est précédée par une description des méthodes de reconstitution des trajectoires et notamment la nouvelle méthode hélicoïdale qui tient compte de la torsion géométrique (gauchissement) des courbes. Cette méthode sera utilisée par la suite par notre modèle de calcul des frottements.

Le troisième chapitre est consacré à la formulation théorique du modèle. Toutes les étapes de la modélisation y seront explicitées. En particulier, la méthode de gestion des contacts ponctuels dus aux irrégularités de la trajectoire et de la garniture, sera détaillée. Notons que lors de la résolution des équations du modèle, l'intégration se fait de manière directe et sans faire appel à des méthodes gourmandes en temps de calcul telle que la méthode des éléments finis. Le modèle final a été implanté dans un code de calcul numérique baptisé *ABIS*. L'algorithme de contact de ce code a subi beaucoup d'amélioration afin d'accélérer la convergence lors de simulation des puits à trajectoires assez longues (plusieurs kilomètres) et/ou complexes.

Dans le dernier chapitre, nous nous intéressons à l'utilisation du code *ABIS* pour la simulation numérique des frottements dans des puits réels et théoriques. Nous comparons à chaque fois les résultats d'*ABIS* avec ceux des modèles habituels afin de dégager les différences. La confrontation avec les mesures sur chantier nous permet de situer chaque modèle par rapport à la réalité du terrain. Une conclusion sur l'intérêt du nouveau modèle sera enfin présentée.

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LE FORAGE ET INTRODUCTION A LA PROBLEMATIQUE DES FROTTEMENTS GARNITURE PUIITS

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LE FORAGE ET INTRODUCTION A LA PROBLEMATIQUE DES FROTTEMENTS GARNITURE-PUITS

I-1 GENERALITE SUR LE FORAGE

I-1.1 Système de forage

Dans un premier temps, il apparaît nécessaire d'introduire la terminologie pétrolière de base utilisée par la suite. Nous allons donc brièvement rappeler le principe et la constitution des systèmes de forage les plus couramment utilisés aujourd'hui (forage rotary) ainsi que les termes techniques que nous reprendrons à notre compte.

Le principe de forage rotary consiste à mettre en rotation un outil sur lequel s'applique une force orientée dans la direction d'avancement. Ce procédé permet de creuser un trou de rayon égal à celui de l'outil. Les copeaux (*cutting*) générés au fond du trou suite à la destruction de la roche par l'outil remontent en continu à la surface grâce à la circulation du fluide de forage qui est généralement une boue bentonique à base d'eau ou d'huile. Ce fluide est pompé depuis la surface vers l'intérieur des tiges de forage pour être injecté au travers de l'outil sur le front de coupe. La boue remonte ensuite dans l'espace annulaire entre les tiges et les parois du puits et entraîne ainsi les copeaux de roche vers la surface. Le poids sur l'outil (*Weight On Bit :WOB*) est obtenu par gravité grâce à l'introduction de tiges lourdes appelées masses-tiges. Le couple de rotation est obtenu soit à partir d'un couple en surface transmis vers l'outil via un train de tiges soit à partir d'un moteur fond de trou au dessus de l'outil et piloté en surface.

Un système de forage rotary classique (figure 1.1) se compose principalement de :

- Un système de production d'énergie : l'énergie est produite par des moteurs diesels, puis elle est acheminée sous forme électrique ou mécanique vers les différents systèmes de l'installation : pompe à boue, treuil et table de rotation. Le coût énergétique est un facteur essentiel dans l'évaluation du coût global de forage ; il s'avère donc impératif de bien l'estimer et de le réduire au maximum tout en garantissant le succès de l'opération de forage. Notre étude qui se base sur la bonne prédiction des couples et des efforts en surface rentre dans ce cadre d'optimisation.
- Un appareil de levage : cet appareil est constitué d'un derrick, d'un crochet et d'un treuil. Il permet d'effectuer les manœuvres de tiges (remonté du puits ou descente) et la complétion, mais aussi de contrôler le poids appliqué sur l'outil. Nous présenterons plus en détail dans la deuxième partie de ce chapitre une description explicite les efforts au crochet notamment en manœuvres car la quantification de ces efforts (*Drag*) constitue un objet essentiel de notre étude.
- Un système de rotation : Il est constitué d'une table de rotation, d'une tige d'entraînement à section carré (*kelly*) ainsi que d'une tête d'injection qui peut être motorisée (*Top Drive*). Comme pour l'effort au crochet, la prédiction du couple en surface (*Torque*) fait aussi l'objet de notre étude. Nous y reviendrons en deuxième partie pour le décrire de manière plus précise.
- Un système hydraulique : ce système se compose d'un ensemble de bacs à boue, de pompes à boue ainsi que d'un système de traitement de la boue.
- Une garniture de forage : Le terme garniture de forage désigne toute la partie du système à l'intérieur du trou de forage. Sa composition sera donnée dans le paragraphe suivant.

I-1.2 Garniture de forage

C'est cet élément qui nous intéresse le plus dans notre étude et nous tenterons de modéliser son comportement statique à l'intérieur du puits de forage. La connaissance des différents constituants de la garniture s'avère donc nécessaire pour la modélisation.

De manière générale, une garniture se compose, de bas en haut, des éléments suivants :

- Un outil de forage : extrémité basse de la garniture, l'outil est entraîné en rotation et permet la progression de la garniture par son action directe sur le front de taille. On distingue deux types d'outils, à molettes (tricônes) et monoblocs (diamant, PDC).
- des masses-tiges (*Drill Collars* , DC) : il s'agit d'une série de tubes massifs en acier (figure 1.2) dont le rôle est d'assurer une poussée suffisante sur l'outil. Par conséquent, pendant la phase de forage, le train de masses-tiges est en partie, voire en totalité, en état de compression.
- Un train de tiges (*Drill Pipes*, DP) : c'est la partie la plus longue de la garniture ; elle est constituée d'une série importante de tubes minces d'acier qui s'étendent jusqu'à la surface et dont le rôle est de transmettre le couple vers l'outil et de soutenir plus ou moins le train de masses tiges. Chaque tige est munie à ses extrémités de renflements appelés *tool-joint* (TJ) (figure 1.2) servant pour le vissage des tiges entre elles et comme points d'appui du train de tiges sur la paroi de puits. En conditions normales, on s'arrange pour que le train de tiges soit en traction afin d'éviter son flambement car celui-ci favorise l'apparition de forces de contacts très élevées entre tiges et parois de puits. Ce train de tiges comporte parfois (cas du forage dirigé ou du forage horizontal) une série supplémentaire de tiges lourdes (*Heavy weight Drill Pipe*, HWDP) plus épaisses placées souvent juste après les masses tiges. Ces tiges lourdes ont pour but de réduire les risques de flambement des tiges.

Parmi les éléments complémentaires, on trouve :

- Le système de déviation : Ce système comporte le plus souvent des stabilisateurs et/ou des moteurs fonds du trou (PDM) . Les stabilisateurs sont des tubes d'une longueur souvent de 2m et dotés sur leur pourtour de lames droites ou spiralées (figure 1.2). Leur rôle essentiel est de contrôler la direction de forage en jouant sur leur nombre et leurs positions. On distingue deux types de stabilisateurs : ceux à diamètre fixe et ceux à diamètre variable pouvant être actionnés hydrauliquement ou mécaniquement à partir de la surface. Les moteurs fond du trou (PDM) sont incorporés dans la partie inférieure de certaines garnitures afin de permettre la rotation de l'outil de forage indépendamment de la rotation du train de tiges. Ce procédé est généralement utilisé pour amorcer des déviations ou pour faire des corrections de trajectoire (mode *sliding*).
- Les appareils de mesures (MWD) : Ce sont des appareils embarqués avec la garniture afin de mesurer l'évolution des certains paramètres comme l'inclinaison et l'azimut en fonction de la profondeur forée .
- Les raccords : Ce sont des pièces mécaniques servant à raccorder les différents composants de la garniture (PDM/DC, DC/HWDP, HWDP/DP,..etc). Elles sont généralement de petite taille afin de ne pas encombrer la garniture.

La partie inférieure de la garniture de forage est communément appelée la BHA (abréviation du mot anglais : *Bottom Hole Assembly*) . Elle est principalement constituée de l'outil de forage, des masses tiges et des stabilisateurs. La BHA a un effet prépondérant sur le comportement directionnel du système de forage.

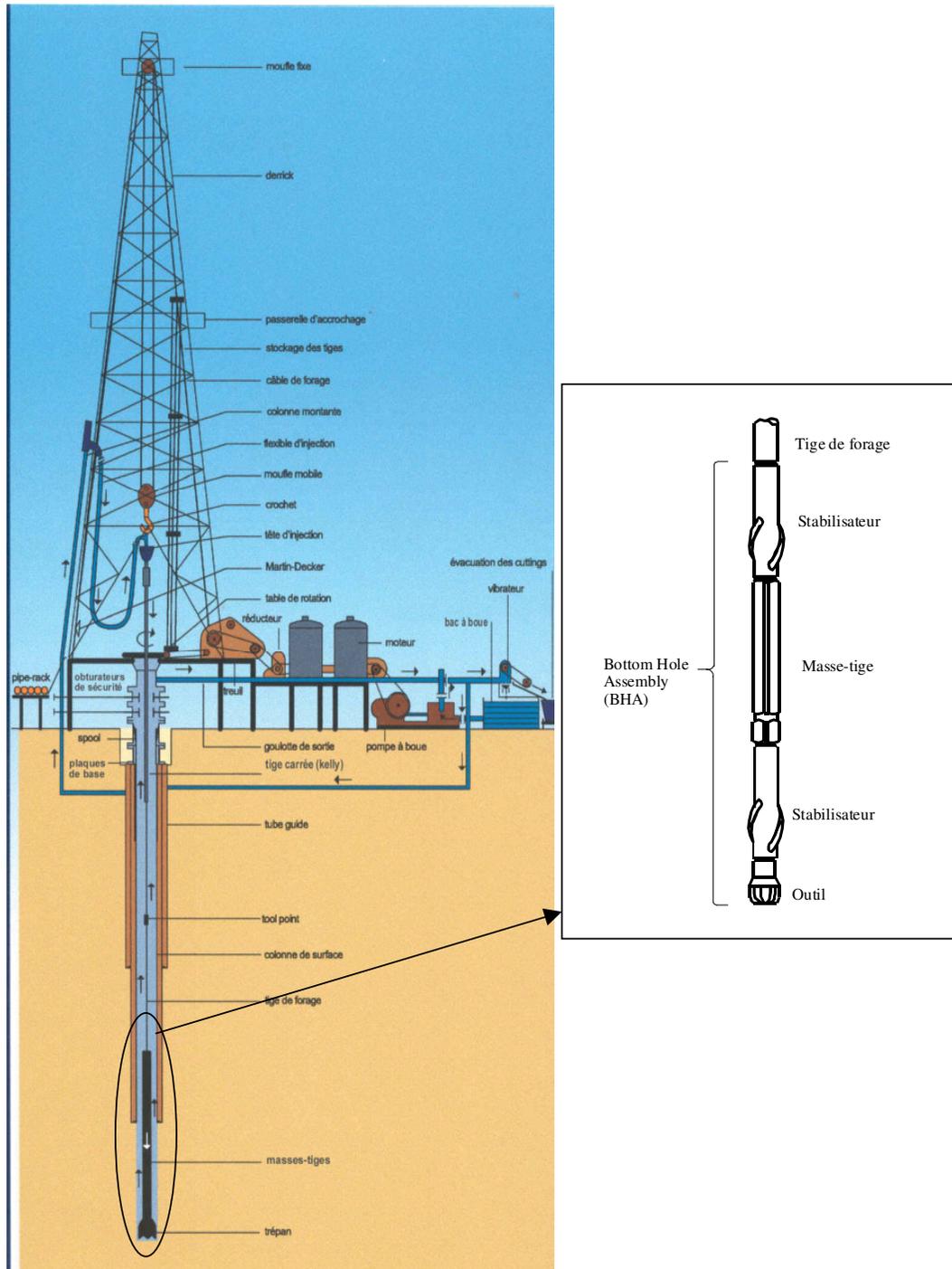


Figure 1.1 : Système de forage Rotary



Figure 1.2 : Quelques éléments de la garniture de forage

I-1.3 Paramètres de forage

Les paramètres de forage sont les différents facteurs sur lesquels le foreur peut agir et qui conditionnent les performances d'un forage. On peut les classer en deux catégories :

a- Facteurs mécaniques

- Le poids sur l'outil (WOB, *Weight On Bit*) : Il correspond à la force appliquée par la garniture sur l'outil de forage suivant son axe de révolution pour qu'il puisse pénétrer la roche. C'est en fait la différence entre le poids au crochet outil suspendu et outil posé sur le front de taille. Cette valeur dépend du type d'outil et de la trajectoire du puits. Des différences entre la valeur effective du poids sur l'outil et sa valeur mesurée en surface peuvent être enregistrées lorsque des frottements interviennent notamment dans le cas du forage dévié. La quantification des frottements le long de la paroi entre la garniture et le puits en fonction de la forme de la trajectoire est le but principal de notre étude qui va suivre.
- Le couple à l'outil (TOB, *Torque On Bit*) : il correspond au couple de rotation effectif appliqué à l'outil ou transmis depuis la surface. De même que pour le poids à l'outil, son estimation passe par une bonne évaluation des frottements le long de la garniture.
- La vitesse de rotation : c'est la vitesse de rotation de l'outil par rapport à son axe de révolution. Cette vitesse varie en général de 50 à 250tr/mn pour le forage rotary classique et peut atteindre jusqu'à 1000tr/mn lorsqu'on utilise une turbine de forage. La vitesse de rotation en surface peut être contrôlée précisément mais elle peut différer sensiblement de la vitesse de rotation instantanée de l'outil. Ces différences sont dues généralement à des instabilités dynamiques due à des vibrations (latérales : *Whirl*, de torsion : *stick-slip* et axiales : *bit bounce*) et à des frottements générés en forage dévié.

b- Facteurs hydrauliques

- Le type de la boue et sa densité : on entend par type de la boue, les caractéristiques physico-chimiques du fluide de forage et sa densité. On distingue généralement trois types de boue : des boues à base d'eau (*Water Based Mud*, WBM) et des boues à base d'huile (*Oil Based Mud*, OBM) et des boues synthétiques (*Synthetic Based Mud*, SBM). Le choix de la boue influe directement sur le coefficient de frottement garniture-parois de puits comme on le verra dans la suite. Enfin, la densité de la boue permet de contrôler la pression du fluide de forage sur les parois et le fond du puits. Les gammes de densité de boue généralement utilisées sont de l'ordre de 1 à 1.6 ; mais des valeurs beaucoup plus fortes peuvent être utilisées en cas de pressions anormales. Nous reviendrons sur ce facteur lorsqu'on parlera du tubage.
- Le débit et la pression d'injection : ces deux paramètres doivent permettre d'une part d'assurer un écoulement suffisant sur l'outil pour refroidir les éléments de coupe pendant le forage et d'autre part un régime de circulation de la boue permettant un nettoyage efficace du puits afin d'éviter que les débris s'accumulent par gravité sur la partie basse du trou notamment dans le cas de forage hautement dévié.

I-1.4 Phases de forage et de tubage

Le forage d'un puits pétrolier passe généralement par plusieurs phases. Le passage d'une phase à une autre se traduit par la diminution du diamètre du puits qui devient de plus en plus petit (26'', 17 ½'', 12 ½''..., voir tableau 1.1). Le forage ayant été accompli à la profondeur prévue pour une phase donnée, la garniture entière est remontée en surface pour le changement de l'outil et de la BHA en vue de la prochaine phase. Mais avant le début de la nouvelle phase, la phase déjà forée doit être tubée et cimentée. Le tubage consiste à descendre dans le puits des tubes en acier (*casing*) afin de consolider les parois du puits au fur et à mesure de l'avancement du forage et surtout de préparer l'infrastructure pour la production une fois la cible atteinte. Cette opération, périlleuse du fait du faible jeu tubage-trou et la quasi impossibilité de mettre en rotation la colonne de tubage, consiste en une manœuvre de descente par ajout unitaire de tubes. D'une phase de forage à l'autre, les tubages sont empilés les uns dans les autres depuis la surface (voir figure 1.3). A la fin de la descente et pendant chaque phase, c'est par circulation directe (c'est à dire injection du fluide par l'intérieur du tube et retour par l'annulaire) que l'on mettra en place le ciment dans l'annulaire (phase cimentation). La qualité de la cimentation dépend de la manière dont le ciment s'écoule dans l'annulaire. Un anneau de ciment ayant une épaisseur suffisante permet d'assurer un lien étanche et résistant entre le corps du tube et les parois du puits. Pour l'élaboration d'un programme de tubage, la considération du jeu entre le tubage et les parois du puits est très importante. D'autres considérations doivent aussi être prises en compte dans le programme du tubage comme les pressions des fluides dans les terrains forés ou la résistance mécanique des tubes utilisés.

Le tableau 1.1 donne un exemple de programme de forage et de tubage pour un puits d'exploration classique :

Phase Forage (in)	Diamètre Tubage(in)	Profondeur de forage (m)
36	30	36
26	18 5/8	300
17 1/2	13 3/8	800
12 1/4	9 5/8	2250
8 1/2	7 (liner)	4500

Tableau 1.1 : Exemple de programme de forage et de tubage

La densité de la boue utilisée pour le forage augmente lorsqu'on passe d'une phase à la suivante pour compenser l'augmentation de la pression du fluide de la formation forée. Il s'ensuit que pendant le forage, une partie basse du puits est en découvert (*open hole*) alors que la partie au dessus est tubée (*cased hole*). Ceci est très important pour nous dans la suite dans le cadre de la modélisation du comportement mécanique de la garniture à l'intérieur du puits ; en effet, comme nous le verrons plus loin , le coefficient de frottement garniture-formation (frottement métal-roche) doit être différencié du coefficient de frottement garniture-tubage (frottement métal-métal).

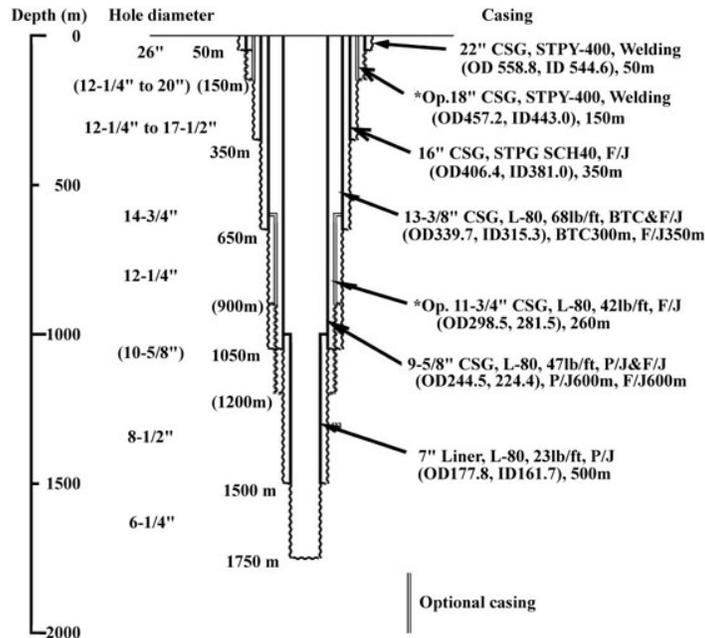


Figure 1.3 : Exemple d'une architecture d'un puits

I-1.5 Trajectoires de puits de forage

a-Introduction

Dans le passé, tous les puits forés étaient verticaux. Mais pour atteindre des cibles de plus en plus rares et de moins en moins accessibles (pour des raisons géographiques, topographiques, géologiques, ...) et grâce à des techniques de plus en plus sophistiquées, le forage directionnel (ou dirigé) est devenu de nos jours très courant et incontournable. Dès les années quatre-vingt dix, ce type de forage trouve son développement technologique dans plusieurs applications comme les puits à grand déport le forage horizontal et le forage multilatéral en plusieurs niveaux.

b- Mesure de la trajectoire

La trajectoire d'un puits est obtenue à partir des mesures de la longueur forée, d'inclinaison et d'azimut. La profondeur mesurée ("*Measured depth*" : MD) est la longueur réellement forée, mesurée à partir de la surface et obtenue en additionnant les longueurs de tiges de forage introduites dans le puits (connus chacun à ± 5 mm près). L'inclinaison est l'angle que fait l'axe du puits avec la verticale, et l'azimut est l'angle entre le plan vertical contenant l'axe du puits et le plan vertical contenant une direction horizontale fixe donnée, par convention le Nord magnétique (voir figure 1.4). La variation de l'inclinaison induit généralement une courbure dans la trajectoire du puits.

La mesure de l'inclinaison est repose sur le principe soit de la pendule soit des accéléromètres. La mesure de l'azimut se fait à l'aide d'une aiguille aimantée ou d'un gyroscope. Sa variation, lorsqu'elle est associée à une variation de l'inclinaison, induit généralement un gauchissement (critère tridimensionnel) de la trajectoire du puits.

L'incertitude sur la mesure d'inclinaison varie de $\pm 0.18^\circ$ (pour les valeurs $> 5^\circ$) et à $\pm 0.25^\circ$ (pour les valeurs $< 5^\circ$).

L'incertitude sur la mesure de l'azimut est plus élevée que celle de l'inclinaison. Elle varie de $\pm 1.5^\circ$ (pour les valeurs $> 5^\circ$) et à $\pm 1.0^\circ$ (pour les valeurs $< 5^\circ$).

Nous reviendrons plus en détails dans le prochain chapitre sur la description géométrique et la mise en équation de la trajectoire en fonction de ces trois paramètres.

c - Planification de la trajectoire

La planification de la trajectoire commence par la définition de la cible. Une fois les positions du point de départ et de la cible définies, il faut dessiner la trajectoire à suivre. La figure 1.4 montre deux types de trajectoires classiques.

Les trajectoires en forme de "J" sont les plus répandues et les plus économiques. Elle sont constituées d'une première phase verticale jusqu'au KOP (*kick-off-point*) à partir duquel commence la déviation; sa position est déterminée en fonction de la nature géologique des terrains traversés lors de la première phase montante (*build-up*) au cours de laquelle l'angle d'inclinaison croît.

Une fois la courbure prévue réalisée et lorsqu'on se trouve dans la bonne direction, on initialise alors une phase rectiligne appelée stabilisée (*hold*) amenant directement (si c'est possible) à la cible. Il arrive que l'on impose de pénétrer le réservoir plus verticalement (pour effectuer ensuite le forage multilatéral ou un drain horizontal à partir d'une section principale) ce qui conduit à effectuer un profil en "S". Alors, la phase stabilisée sera poursuivie d'une courbure faisant diminuer l'inclinaison; c'est la phase descendante (*drop-off*). Il ressort donc que le forage dirigé est composé de plusieurs phases, et chacune d'entre elles nécessite des moyens et techniques spécifiques pour la réaliser.

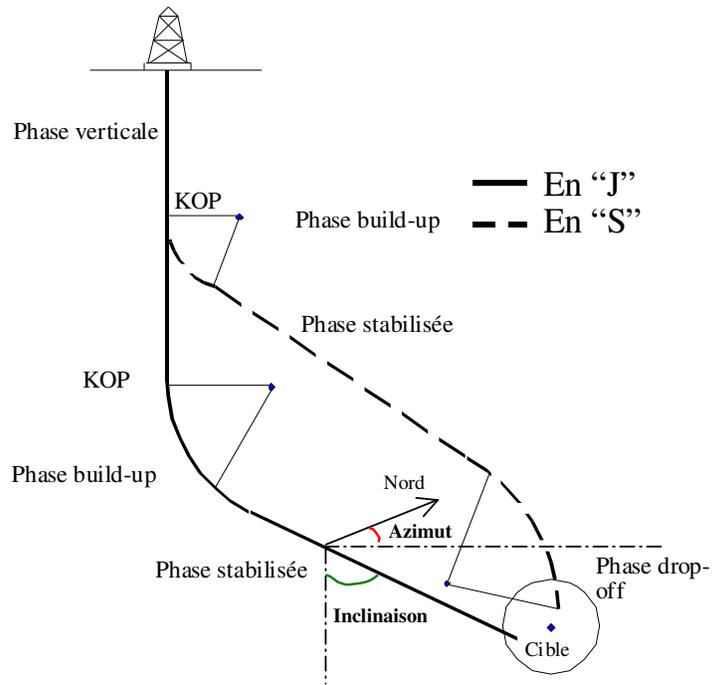


Figure 1.4 : Trajectoires classiques de type J et S

Ces deux classes de trajectoires bidimensionnelles sont les plus utilisées dans la phase planification. Toutefois, si, au cours du forage, de telles trajectoires ne sont pas possibles pour atteindre la cible, il faut avoir recours à des trajectoires plus complexes pouvant avoir un fort caractère tridimensionnel. De nos jours les trajectoires dites classiques commencent à laisser place à une nouvelle génération de trajectoires plus complexes où la courbure (par changement d'orientation dans le plan) et le gauchissement (par changement d'orientation dans l'espace) deviennent de plus en plus prononcés (figure 1.5).

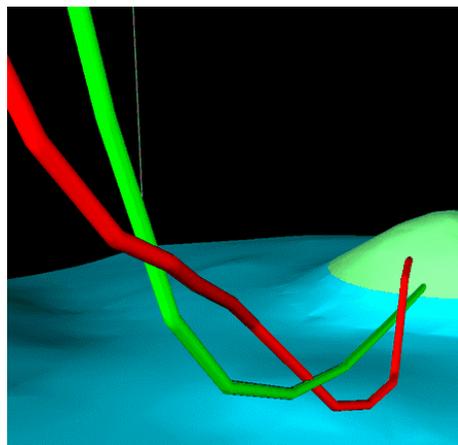


Figure 1.5 : Exemple de trajectoires complexes de forage

d-Les techniques du forage directionnel

Les techniques de forage dirigé comprennent l'ensemble des appareils et des opérations nécessaires à la réalisation de la déviation et au contrôle de sa direction. Ces appareils ont beaucoup évolués dans les deux dernières décennies. On distingue les techniques d'initiation de la déviation (les anciennes techniques du sifflet déviateur ou du jetting sont complètement remplacées par le système raccord coudé - moteur ou par des systèmes qui fournissent un effort latéral à l'outil) et les techniques de contrôle de la déviation consistant à suivre la trajectoire dessinée une fois la déviation amorcée (garniture Rotary conventionnelle avec un jeu sur le système de stabilisateurs, garniture de forage avec un moteur de fond avec ou sans raccord coudé avec alternance mode *rotary* - mode *sliding*, et plus récemment des systèmes *rotary geosteerable*). Toutes ces techniques mises à disposition du foreur permettent actuellement d'atteindre des cibles de plus en plus éloignées (une ou plusieurs à la fois) suivant des trajectoires de plus en plus complexes.

e-Macro et micro-tortuosités

La tortuosité représente qualitativement la déviation (dans le plan ou dans l'espace) des trajectoires forées (réelles) par rapport aux trajectoires planifiées (théoriques). Elle peut s'exprimer quantitativement par le carré du rapport entre la longueur (moyenne) de la trajectoires réellement forée et la longueur planifiée.

On distingue deux types de tortuosités : la macro-tortuosité et la micro-tortuosité (figure 1.6):

- la macro-tortuosité est une notion relativement ancienne et mieux connue dans le métier de forage. Elle désigne la tortuosité qui se reproduit à une fréquence de longueur suffisamment importante (entre 30 et 100 m) . Elle est généralement détectée par confrontation entre les mesures standards d'inclinaison et d'azimut (chaque 30m) de la trajectoire du puits foré avec les valeurs initialement planifiées. L'influence de ce type de tortuosité sur les modèles de calcul de frottement a bien été étudié et des méthodes pratiques pour en réduire l'importance ont été utilisée.
- contrairement à la notion de macro-tortuosité, la micro-tortuosité est une notion toute récente et ce phénomène commence à prendre peu à peu de l'importance. Elle désigne la tortuosité qui se manifeste souvent de manière inévitable (déviation instantanée de l'outil, passage par des alternances rocheuses, effets dynamiques, etc..) à un intervalle beaucoup plus réduit (1 à 5 m voire moins) dans la trajectoire foré. L'influence de la micro-tortuosité sur les modèles de calcul de frottements n'est pas encore bien étudiée et ses conséquences sur le comportement de la structure de forage n'ont pas été établies. Pour détecter la présence de la micro-tortuosité et la quantifier, il est impératif d'effectuer des mesures de l'inclinaison et d'azimut de manière presque continu (chaque mètre) car les mesures standard (chaque 30 m) sont insuffisantes.

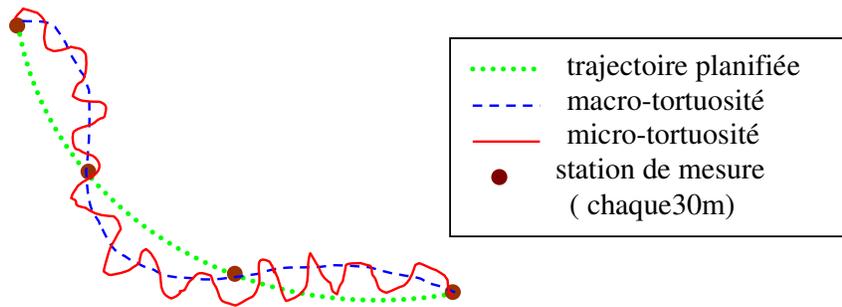


Figure 1.6 : Macro et micro-tortuosité

La figure 1.7 montre un exemple de mesures en continu de l'inclinaison et d'azimut de deux façon continu (chaque mètre environ) et standard (chaque 10 m environ) qui démontrent de façon nette la présence de la micro-tortuosité dans une section de puits de forage.

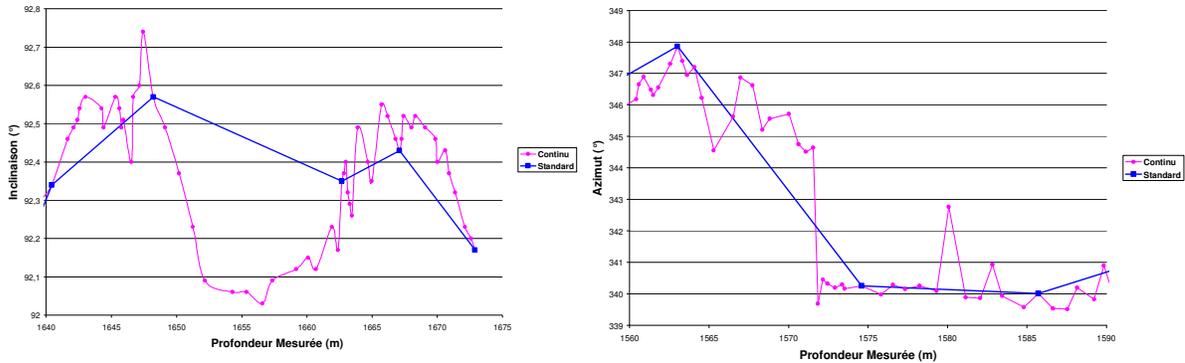


Figure 1.7 : Mesures en continu d'inclinaison et d'azimut illustrant la micro-tortuosité

f-Conclusion

Grâce à des technologies de forage directionnel très évoluées, la trajectoire du puits se complexifie de plus en plus (dans le plan ou dans l'espace) et il est désormais indispensable de connaître l'influence des changements de trajectoire (macro-tortuosité, micro-tortuosité, etc,...) sur les capacités du système de forage en terme de forces de levage et de puissance en rotation de la garniture de forage. Une bonne modélisation du comportement mécanique de la garniture dans son puits à trajectoire variable permet d'abord de prédire correctement les efforts et couple en surface pour une trajectoire donnée et ensuite d'optimiser le choix de la trajectoire afin de réduire au maximum la taille de l'installation de forage et de réduire ainsi le coût global du forage. Cette modélisation fera l'objet principal de notre étude mais avant de l'aborder nous allons dans la partie suivante décrire les termes techniques dont nous nous servirons dans la suite.

I-2 L'ENJEU DE LA MAITRISE DES FROTTEMENTS GARNITURE-PUITS

I-2.1 Définitions des termes “Torque & Drag”

Nous donnons ci-dessous les définitions des termes “Torque & Drag” (figure 1.8) utilisées dans le métier pour décrire les pertes en frottements et qui font l'objet principal de notre travail et cela afin de préciser leurs significations.

- “Le Torque” est le couple nécessaire en surface pour faire tourner le train de tiges dans le puits de forage.
- “Le Drag” est la force nécessaire au crochet pour manœuvrer (sortir ou descendre) le train de tiges dans le puits de forage.

Remarque : ces définitions mettent en évidence les pertes, en couple et en force axiale le long du train de tiges, dues aux frottements garniture-paroi. Ainsi, le terme “*Drag*” correspond à l’effort au crochet lorsqu’on remonte ou on descend la garniture de forage englobant d’une part les pertes dues aux frottements (partie à déterminer) et d’autres part les forces dues à la gravité. L’effort de remontée est appelé PUW (abréviation de “*Pick Up Weight*”) et celui de descente, le SOW (“*Slack Off Weight*”). Chez certains auteurs, le PUW et SOW sont remplacés respectivement par POOH (“*Pull Out Of Hole*”) et RIH (“*Run In Hole*”). Dans le cas où la garniture est simplement suspendue, l’effort s’appelle STW (“*Static Weight*”) ou FRW (“*Free Rotating Weight*”). Quand au terme “*Torque*”, il correspond au couple fourni en surface pour faire tourner toute la garniture. On distinguera le “*Torque Off Bottom*” quand l’outil est suspendu dans le puits juste au dessus de la formation, et le “*Torque On Bottom*” quand l’outil fore la formation.

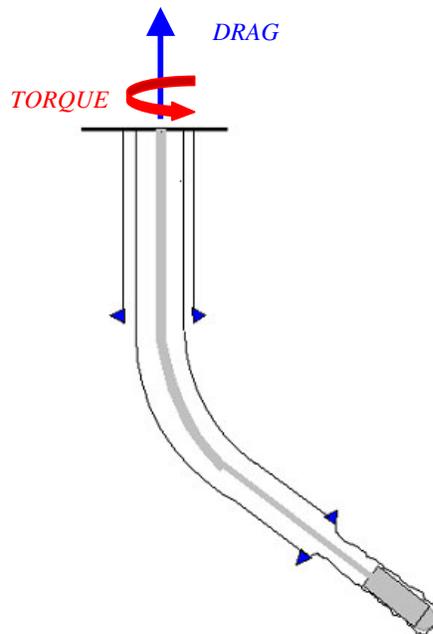


Figure 1.8 : Schéma simplifiée du principe du “*Torque & Drag*”

I-2.2 Intérêts d’un Modèle de prédiction “*Torque & Drag*”

Disposer d’un bon modèle de prédiction de pertes en “*Torque & Drag*” est très bénéfique dans un projet de forage pétrolier complexe et cela dans toutes les phases du projet :

Phase Planification : un modèle apte à prédire correctement les pertes “*Torque & Drag*” garantit un choix optimal de la trajectoire du puits, un bon dimensionnement de l’installation de forage et aussi de la garniture de forage.

Phase Opératoire : un tel modèle permet le suivi en temps réel de l’opération de forage, prévoir les problèmes mécaniques à temps (fortes forces de contact, coincement ou flambage des tiges...) pour y remédier. Avec des trajectoires qui se complexifient de plus en plus, un tel suivi en temps réel est de plus en plus préconisé pour réussir l’opération de forage.

Phase post-analyse : l'expérience acquise lors du forage de puits précédents (indication sur le coefficient de frottement, choix de la boue, choix des accessoires anti-frottements, ...etc) doit être utilisée pour optimiser de mieux en mieux les forages futurs.

Il est maintenant évident que lors du forage d'un puits pétrolier, l'idéal est de minimiser au maximum les valeurs du "Torque & Drag" afin de réduire le coût de l'opération de forage. En effet, des valeurs de "Torque & Drag" très élevées nécessitent des installations de forage énormes et peut aussi engendrer la rupture (par traction excessive) ou le coincement (par flambage due à une compression excessive) de certaines parties de la garniture notamment les tiges de forage. Cette minimisation est d'autant plus intéressante pour les puits à trajectoires complexes pour lesquels les valeurs du "Torque & Drag" deviennent de plus en plus élevées. De ce fait, une modélisation adéquate de ces pertes, dues aux frottements suite aux contacts garniture-paroi de puits, s'avère nécessaire.

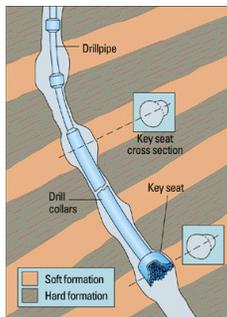
I-2.3 Facteurs influençant le "Torque&Drag" dans un puits pétrolier

Les valeurs de "Torque & Drag" enregistrées lors du forage d'un puits pétrolier sont influencées par de nombreux facteurs. Une augmentation de ces valeurs peut être attribuée à deux classes de facteurs : facteurs opératoires difficiles à modéliser et facteurs liés aux frottements que l'on peut évaluer.

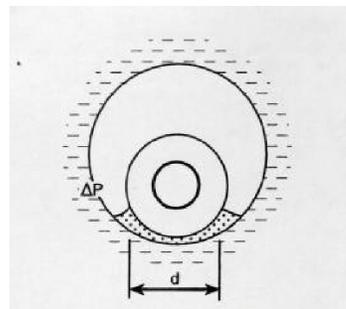
a-Facteurs opératoires liées à l'état du puits

Ces facteurs sont nombreux et dépendent fortement du mode opératoire lors du forage d'un puits (figures 1.9). Elles sont d'autant plus importantes que le mode opératoire est mauvais. En voici quelques exemples :

- coincement de la garniture par pression différentielle (*stuck pipe*,...)
- éboulement des parois du puits et dégradation de la qualité de trou (trou de serrure, puits étroit, etc,...)
- stagnation de déblais à l'intérieur du puits suite à un mauvais nettoyage du trou.



Key seat



Stuck pipe

Figure 1.9 : Quelques mauvais états du trou de forage

Pour réduire les pertes dues à des causes opératoires, il est conseillé au foreur d'assurer une bonne qualité des parois du trou foré (le plus lisse possible), d'éviter les changements brutaux de trajectoire de forage, et de procéder à un bon nettoyage de puits.

b- Facteurs liées aux frottements.

Ces sont les causes principales des pertes en “*Torque & Drag*”. Elles sont dues aux frottements entre les tiges et les parois du puits et dépendent principalement de la géométrie de la garniture, de la trajectoire du puits et des coefficients de frottements garniture-paroi de puits .

En outre, pour un puits bien entretenu, réduire les pertes de “*Torque & Drag*” revient à réduire les forces de frottements ([Sheppard, 1987]; [Johancsik, 1983]; [Aadnoy, 1998]).

Dans la suite de notre travail, nous supposons que le puits sur lequel nous travaillons est un puits bien entretenu et nous nous intéressons à modéliser les pertes du “*Torque & Drag*” dues aux frottements.

Bien évidemment, la différence entre les valeurs fournies par notre modélisation et celle mesurées peuvent être utilisées, dans la pratique en condition opérationnelle, comme indicateur de l'état du puits (notamment son nettoyage).

I-2.4 Méthodes pratiques de minimisation du “*Torque & Drag*”

Qu'elles soient dues à des causes opératoires ou à des causes liées aux frottements, les pertes en “*Torque & Drag*” doivent être réduites au minimum afin de réussir l'opération de forage et de minimiser son coût (en réduisant au maximum la taille de l'installation).

Pour la minimisation des pertes principales liées aux frottements, il existe plusieurs manières d'y parvenir. Loin d'être exhaustif, nous allons citer ici les méthodes les plus utilisées en pratique :

Conception de la trajectoire du puits

Le calcul du “*Torque & Drag*” est la méthode la plus utilisée dans la phase de planification du puits et de conception de trajectoire. Les calculs se basent sur des modèles théoriques ou numériques de calcul de frottements . L'objectif consiste à choisir la trajectoire du puits qui exhibe le moins de pertes en frottement et réduit au maximum les efforts de contact. Pour que cette méthode soit efficace, il faut que le modèle théorique utilisé, sache prédire correctement ces pertes quel que soit la complexité géométrique de trajectoire du puits à forer. Le modèle que nous cherchons à élaborer dans le cadre de cette thèse devrait répondre à cette exigence.

Conception des tiges de forage

Sachant que les frottements deviennent plus importants quand le poids des tiges augmente, pour réduire les pertes en frottement, notamment dans les forages horizontaux, certains auteurs suggèrent l'utilisation de tiges de forage plus minces et plus légères. Des tiges en aluminium ou en titanium peuvent remplacer les tiges classiques en acier. Cependant, cette méthode peut avoir une mauvaise répercussion sur le coût financier (matériaux plus cher) et peut engendrer un problème de flambage ou de rupture des tiges (tiges peu rigides).

Conception de la BHA

Historiquement, la BHA a été conçue d'une part pour fournir un poids suffisant sur l'outil de forage afin qu'il puisse forer et d'autre part pour assurer un comportement directionnel désiré. Mais l'expérience avec les puits horizontaux a montré souvent que le flambage par compression excessive des tiges situées au dessus de la BHA est devenu quasi-inévitable. Un tel flambage augmente de manière drastique les forces de contact et par suite les pertes en terme de *Torque & Drag*. Ainsi, il paraît nécessaire que la conception de la BHA pour de tels puits tienne compte de ce nouveau facteur et ne se restreigne pas uniquement au contrôle directionnel.

Conception de la boue

D'une manière générale et pour des raisons économiques, pratiques et environnementales, la boue préférée sera la boue à base d'eau (*Water Based Mud, WBM*). Il existe un autre type de boue à base d'huile (*Oil Based Mud, OBM*) qui assure une meilleure lubrification et fournit un coefficient de frottement garniture-parois du puits nettement inférieur (0.05 à 0.2 contre 0.2 à 0.5) à celui à base d'eau réduisant ainsi de manière directe et significative les pertes en "*Torque & Drag*". Ceci étant, l'utilisation d'une boue à base d'huile présente deux inconvénients majeurs : le premier c'est son coût élevé comparé à celui de celle à base d'eau et le deuxième c'est son impact néfaste sur l'environnement.

Il existe enfin un troisième type de boue de plus en plus utilisé, la boue synthétique à base d'eau (*Synthetic Based Mud, SBM*). Cette boue est obtenue en ajoutant des adjuvants (baryte, polymère...) à une boue initiale à base d'eau et cela afin d'augmenter sa lubrification et réduire le coefficient de frottement.

Incorporation de certains accessoires

Plusieurs accessoires peuvent être incorporés dans la garniture pour réduire les pertes en *Torque & Drag* ; nous citons notamment :

- NRDPP "*Non Rotating Drill Pipe Protectors*" (fig. 1.10a) : ce type d'accessoire incorporé autour des *Tool Joints* des tiges de forage peut réduire les pertes en Couple (*Torque*) jusqu'à 30%. Mais ce procédé présente plusieurs inconvénients : utilisation restreinte à la partie tubée de puits, perte de pression annulaire, réduction du glissement axial, temps et coût d'installation/désinstallation importants. En plus, une optimisation doit être faite pour déterminer le nombre de NRDPP à utiliser et surtout les bons emplacements.
- Paliers anti-frottement "*Bearing subs*" : ces accessoires jouent le même rôle que les NRDPP et ils sont conçus pour être utilisés dans la partie puits ouverts où les NRDPP ne conviennent pas. Ils présentent pratiquement les mêmes inconvénients que les NRDPP.
- Grains Lubrificateurs "*Lubricating Beads*" : ce procédé qui consiste à introduire des petites sphères de verre dans l'espace annulaire entre la paroi du puits et la garniture afin de rendre lisse le contact et réduire ainsi les frottements notamment celles liées au couple. Cependant, l'évacuation de ces grains par la boue pose un problème.
- Revêtements spéciaux "*Drillpipe Coating*" (figure 1.10b) : ce sont des traitements spéciaux de la face extérieure des BHA, des tiges de forage et de la face intérieure du tubage par des revêtements afin de diminuer le coefficient de frottement métal-métal. Mais ce procédé reste d'une utilisation limitée et coûteuse.

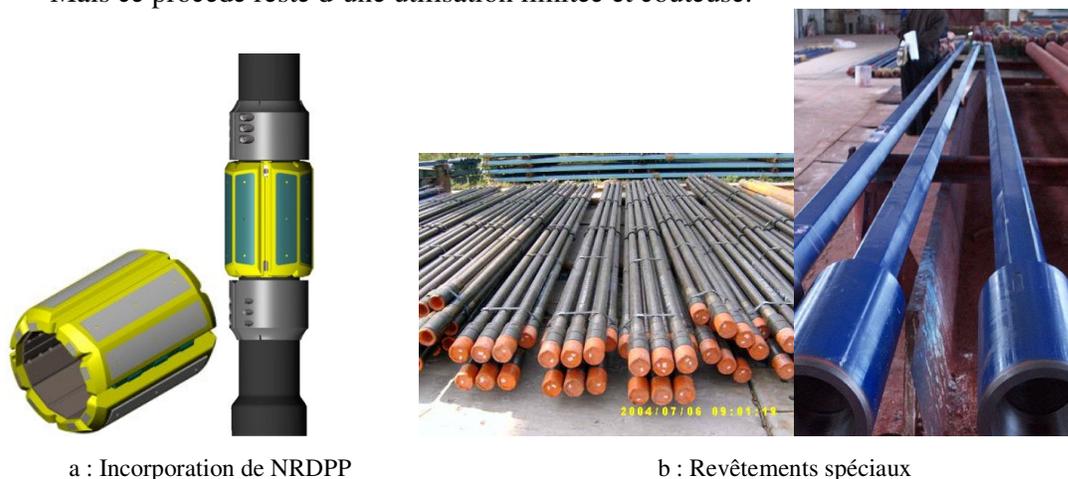


Figure 1.10 : Solutions pratiques de réduction des frottements garniture-parois de puits

I-3 POSITION DU PROBLEME

I-3.1 Introduction

Comme nous l'avons souligné dans le paragraphe consacré aux trajectoires, les cibles devenant de plus en plus complexes, les enjeux techniques et économiques pour atteindre ces cibles deviennent de plus en plus importants ; la réussite de l'opération de forage de ces puits, dont les trajectoires deviennent de plus en plus complexes, passe nécessairement par un bon dimensionnement de l'installation de forage (système de levage, système de rotation, système hydraulique, etc,...). Un modèle efficace de prédiction du "*Torque & Drag*" intégrant tous les paramètres nécessaires s'avère indispensable. Ainsi, une modélisation cohérente et réaliste du comportement mécanique de la garniture de forage à l'intérieur du trou de forage s'impose.

I-3.2 Objectif de l'étude

L'objectif essentiel de notre étude est d'élaborer un modèle numérique tridimensionnel de calcul des frottements ("*Torque & Drag*") entre une garniture de forage et les parois d'un puits pétrolier à trajectoire complexe. Cet objectif exige une bonne modélisation de la garniture de forage dans le puits avec des hypothèses réalistes sur le comportement mécanique des tiges de forage à l'intérieur du trou foré.

I-3.3 Plan de travail

Le travail à effectuer comprendra trois parties :

Etude bibliographique

Nous commençons cette partie par la description des trajectoires des puits pétroliers et les méthodes utilisées pour leur reconstitution en mettant l'accent sur la nouvelle méthode tridimensionnelle du minimum de torsion. Ensuite, nous ferons une étude bibliographique sur les modèles de prédiction de "*Torque & Drag*" que l'on peut rencontrer dans la littérature et généralement utilisés par l'industrie. En explicitant les principaux modèles utilisés, nous mettons l'accent sur les hypothèses et la démarche de modélisation utilisées par les différents auteurs et cela afin de dégager les points forts et les insuffisances éventuelles de ces approches.

Elaboration du nouveau modèle

Dans cette partie, nous détaillons la démarche théorique poursuivie pour l'élaboration du nouveau modèle. Les étapes de la modélisation ainsi que les nouveaux apports par rapports aux modèles existants notamment sur la modélisation des contacts garniture-paroi seront explicités. A la fin de cette partie, nous parlons de l'implantation du modèle dans un code de calcul numérique baptisé *ABIS*.

Exploitation du nouveau modèle pour la prédiction du "*Torque & Drag*"

Cette partie sera consacrée à l'évaluation du modèle développé en terme de prédiction du "*Torque & Drag*". D'abord, une étude de sensibilité des différents modèles par rapport à plusieurs paramètres comme le pas discrétisation de la garniture, le coefficient de frottement ou la tortuosité du puits sera conduite. Ensuite, nous effectuons une étude comparative avec les principaux modèles existants en terme de prédiction des tensions ainsi que du couple de torsion sur plusieurs puits réels et théoriques afin de dégager les avantages et les insuffisances de ces modèles. Enfin, la confrontation avec les mesures du terrain permettra de valider notre modèle.

CHAPITRE II

ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE II : 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.

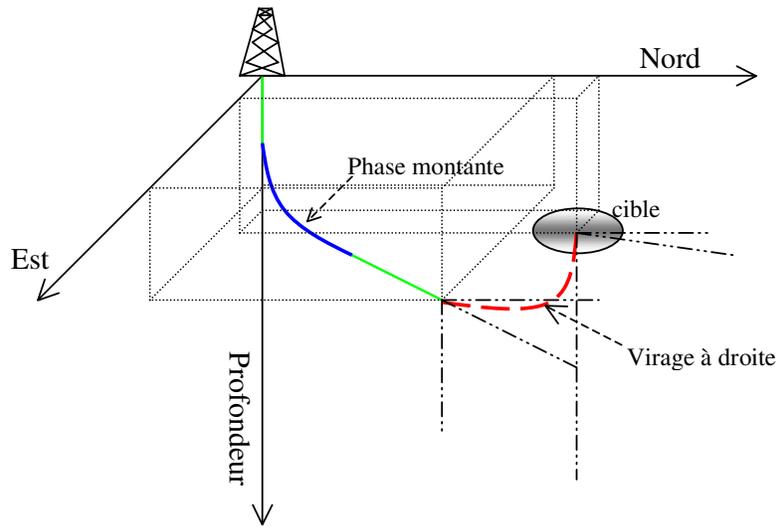


Figure 2.1: Schéma d'une trajectoire de forage avec phase montante et virage à droite

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 ; θ_A (respectivement θ_B) l'inclinaison au point A (respectivement B) et ϕ_A (respectivement ϕ_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 τ 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.

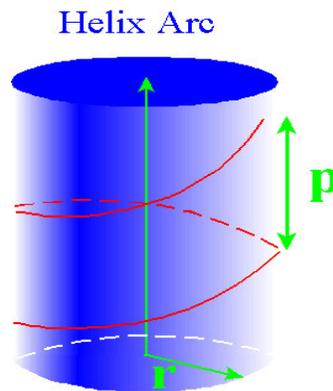


Figure 2.2: Arc d'hélice à pas constant (utilisé dans le code *TRAJ*)

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 β et τ par les relations suivantes :

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

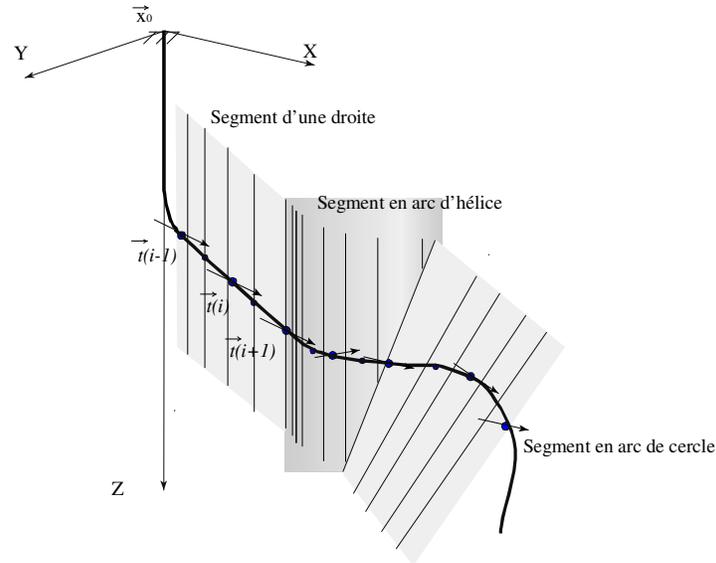


Figure 2.3: Principe de reconstitution de la trajectoire avec la MMT

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 (β, τ) 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 β et la torsion τ 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 qui 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 (θ, ϕ) , 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 μN et un moment de torsion égal à $\mu r_e N$ avec μ 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 ΔT_t et la variation du moment de torsion ΔM_t sur cet élément aux forces N et W_b .

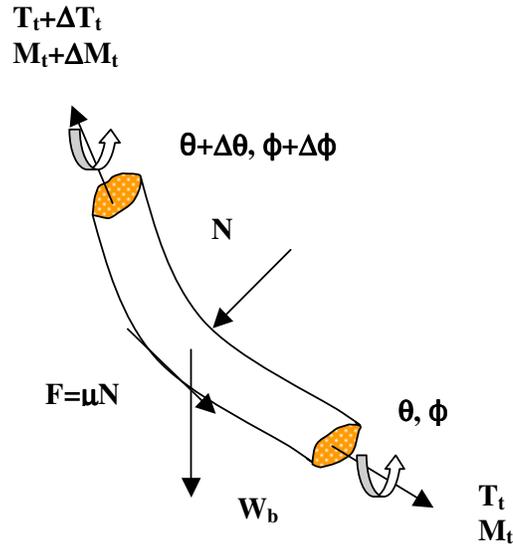


Figure 2.4: Élément de tige de forage

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 ρ_a dans un fluide de poids volumique ρ_b .

Connaissant les valeurs de l'angle d'inclinaison en bas de l'élément, θ , 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 μ , $-\mu$ 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*).

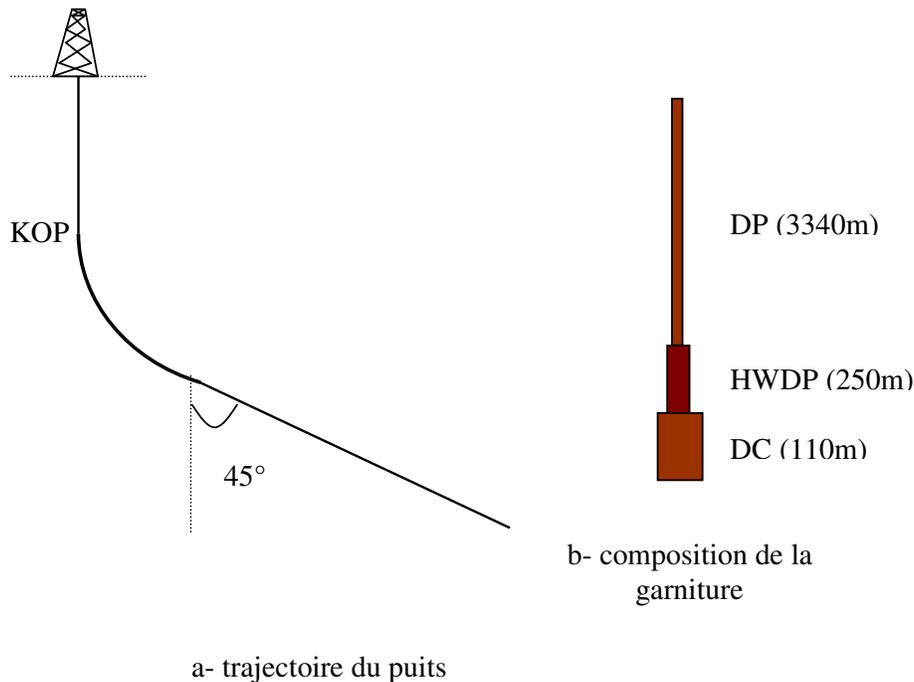


Figure 2.5 : Exemple de cas simulé par Johancsik et al. (1983)

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).

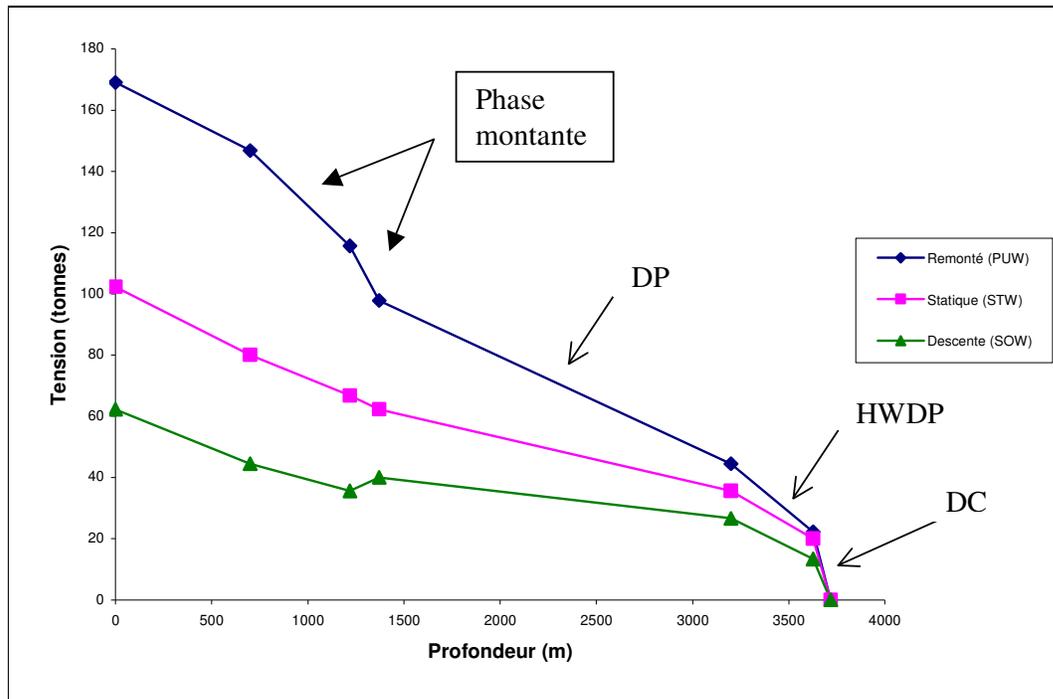


Figure 2.6 : Evolution des tensions le long de la garniture (selon Johancsik et al., 1983)

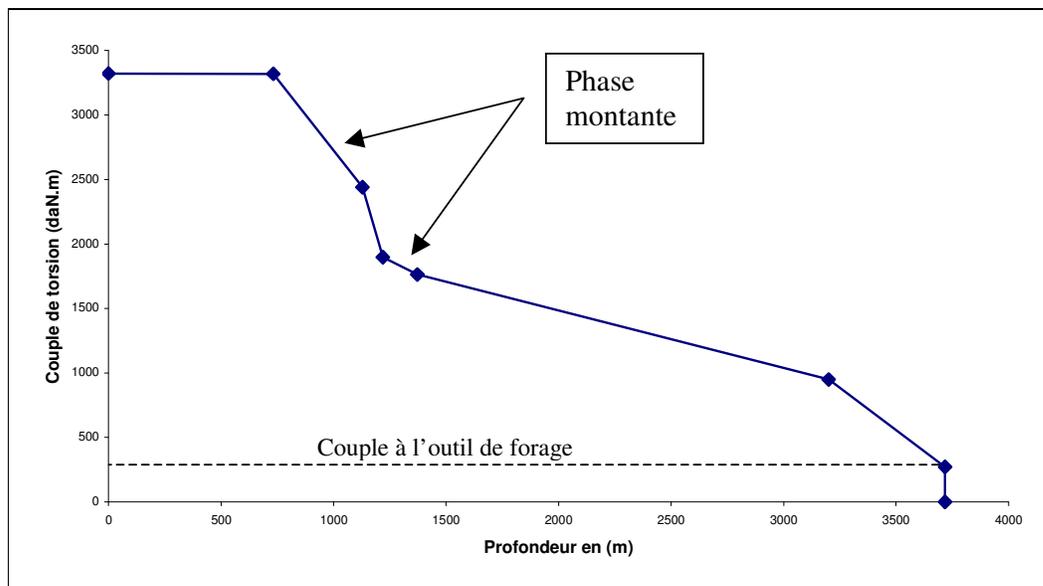


Figure 2.7 : Evolution du couple de torsion le long de la garniture (selon Johancsik et al.)

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 $A_i = \pi r_i^2$).

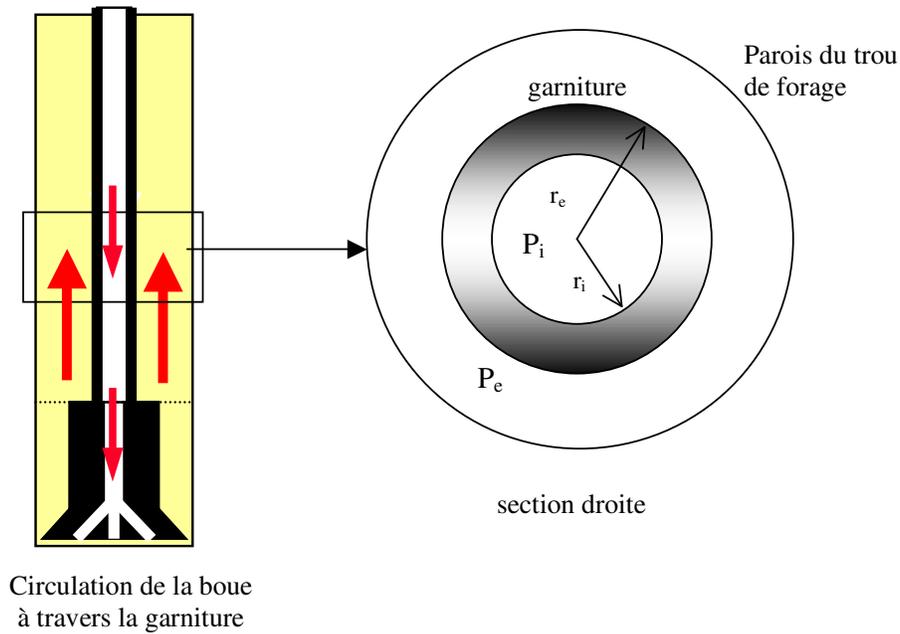


Figure 2.8 : Circuit de la boue de forage

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 Δ 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.

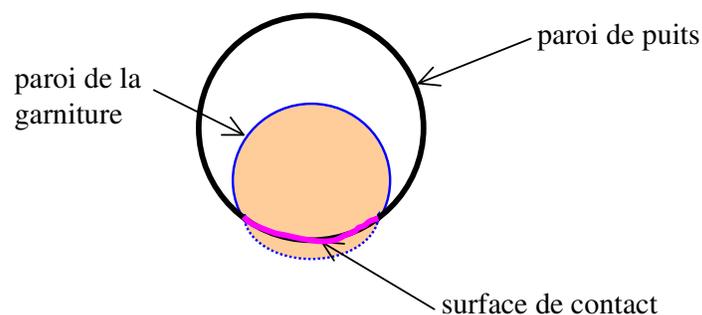


Figure 2.9 : Surface de contact entre le puits et la garniture selon Maidla et al.(1987)

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".

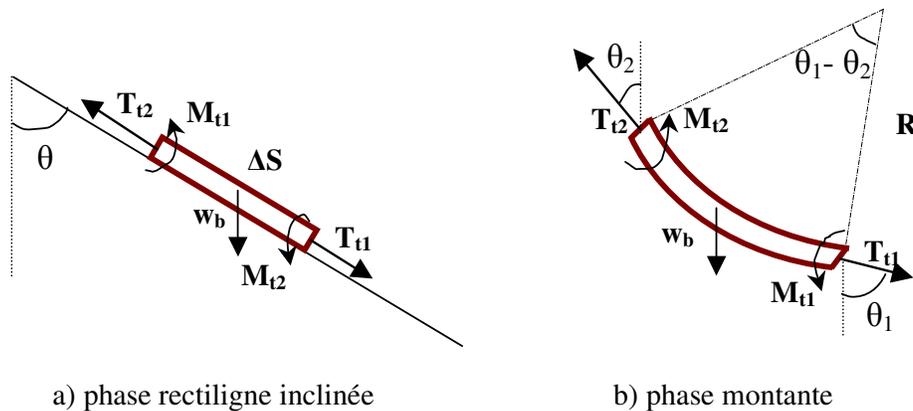


Figure 2.10 : Tronçon de garniture en trajectoire rectiligne et montante

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).

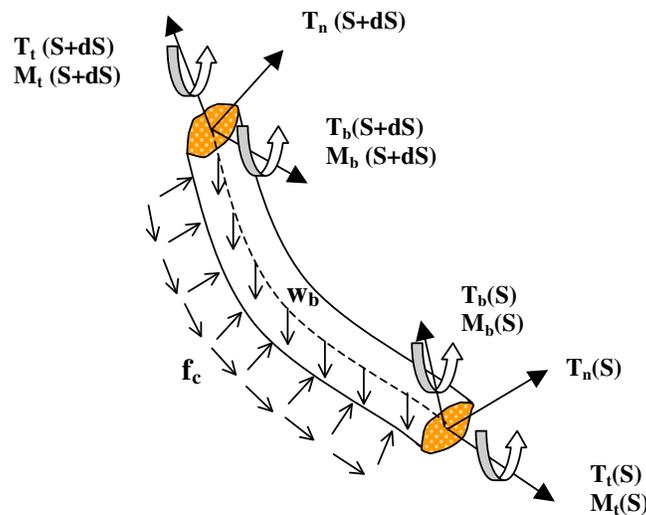


Figure 2.11 : Tronçon de la garniture de forage soumis aux actions extérieures

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 β 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}

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

τ 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 Frénêt (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

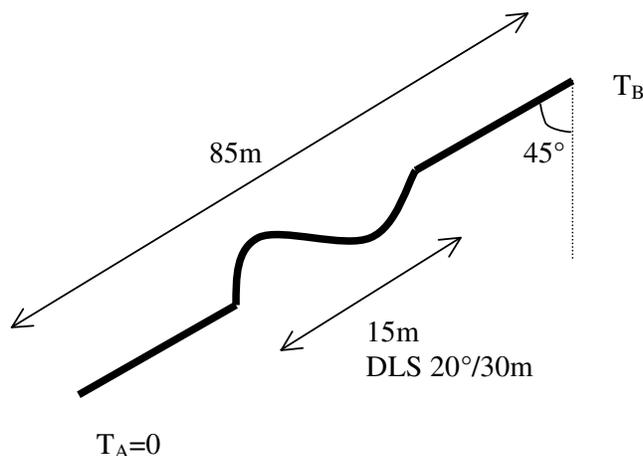


Figure 2.12 : Géométrie de la structure prise par HO.

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 Nm^2)	T _B (tonnes)	Lisse	T _B (tonnes)	Rigide	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 :

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Par opposition au dernier modèle de HO (1988), les auteurs utilisent deux coefficients de frottement distincts en axial et en radial (μ_r et μ_a) qui dépendent des vitesses de rotation et de translation de la garniture ω_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 (μ_r et μ_a) sont directement proportionnels à un même coefficient intrinsèque μ (propre au puits).

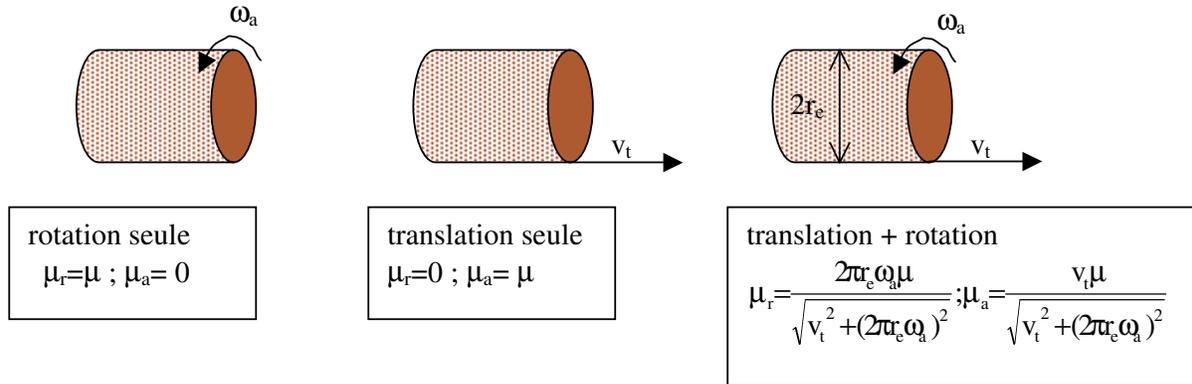


Figure 2.13 : Coefficients de frottements axial et radial

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.

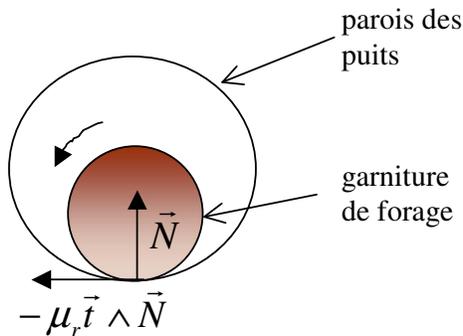


Figure 2.14 : Force de frottement latérale induit par le mouvement de rotation

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.

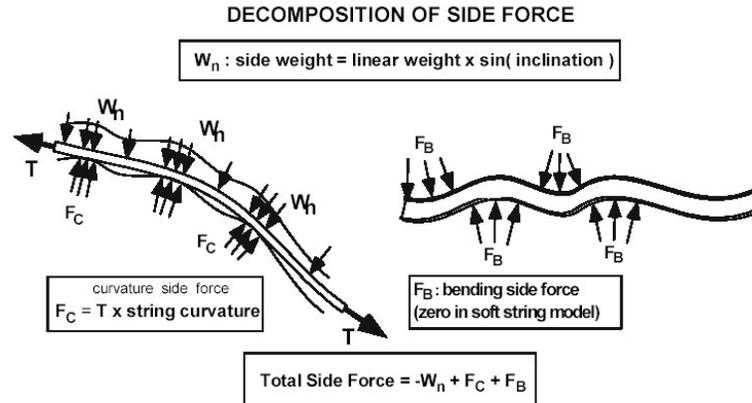


Figure 2.15 : Décomposition de la force latérale de contact selon Cooper et al. (1999)

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).

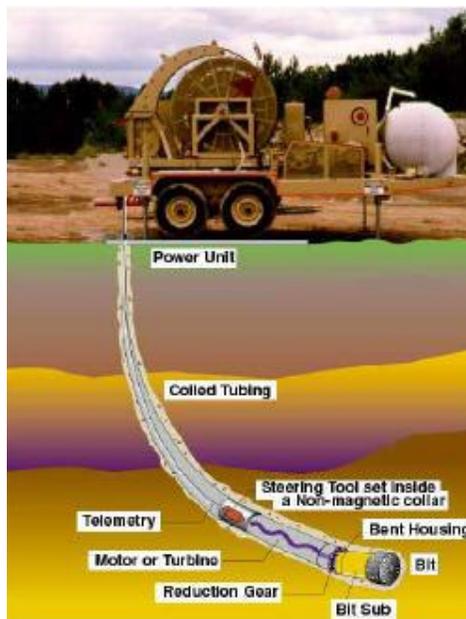
En outre, dans leurs simulations, ils utilisent pour un même puits deux coefficients de frottements différents, un pour le calcul du couple en surface (*Torque*) et un autre pour le calcul des tensions en surface (*Drag*) mais sans distinguer le frottement garniture-tubage de frottement garniture-roche.

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.

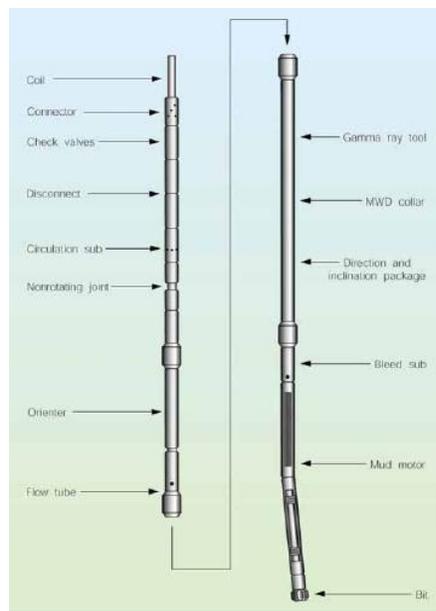
II-2.5 Le “Torque&Drag” et le “Coiled Tubing”

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 σ_a la contrainte axiale (voir figure 2.17) dans la section de la tige et σ_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 :

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

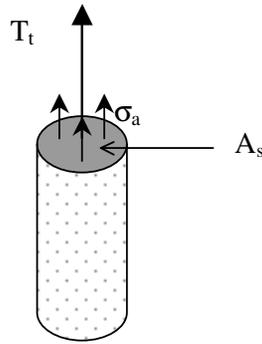


Figure 2.17 : Contrainte axiale pour une tige soumise à une traction T_t

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
σ_e (psi)	75000	95000	105000	135000
σ_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).

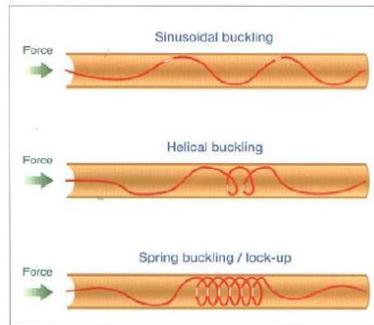


Figure 2.18 : Différents modes de flambage

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).

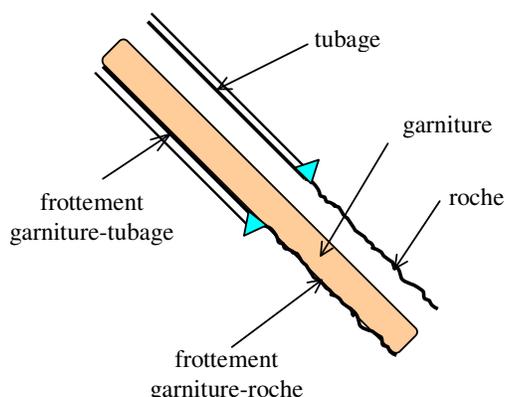


Figure 2.20 : Frottement entre garniture et puits de forage

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.

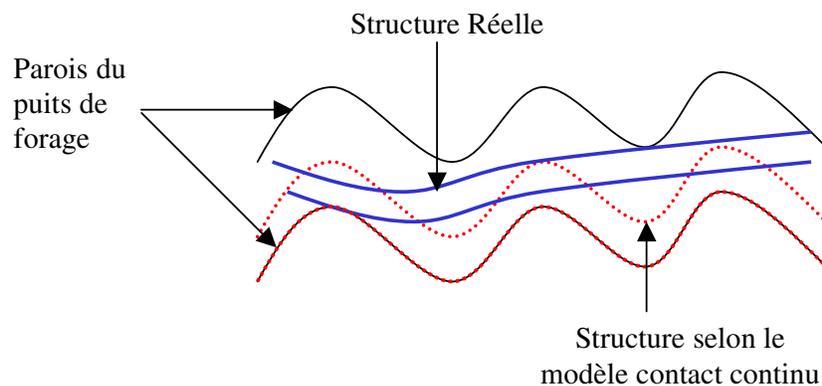


Figure 2.21 : Schéma de contact garniture-puits

CHAPITRE III

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

CHAPITRE III ELABORATION D'UN NOUVEAU MODELE DE PREVISION DES FROTTEMENTS GARNITURE-PUITS

INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous allons présenter la modélisation du comportement mécanique de la garniture de forage dans un puits de forage. La méthode utilisée est basée sur un couplage entre le système des équations d'équilibre de la structure soumise aux actions extérieures (poids déjaugé et frottements) avec un algorithme de contact unilatéral avec frottement. La résolution du problème posé se fait grâce à une méthode originale d'intégration directe et sans faire appel à des méthodes de discrétisation coûteuses en temps de calcul type éléments finis.

Dans un premier temps, nous décrivons les propriétés géométriques des repères utilisés ainsi que les équations d'élasticités liants contraintes aux déformations dont nous avons besoin par la suite, dans la modélisation. Ensuite, nous passons à la formulation du modèle proprement dit. Dans cette partie, nous détaillons clairement les hypothèses adoptées et les étapes entreprises dans la modélisation (développement du formalisme complet, couplage avec l'algorithme de contact et incorporation des conditions aux limites) et nous finirons par expliciter la méthode de résolution du problème.

III-1 REPERES DE TRAVAIL ET OUTILS GEOMETRIQUES

III-1.1 Repère de Frénet

Etant donné une trajectoire tridimensionnelle d'un puits de forage pétrolier. Cette trajectoire est représentée dans l'espace du repère terrestre fixe $(O, (\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}))$ avec le vecteur \vec{k} vertical dirigé vers le bas et un repère mobile de Frénet $(S, (\vec{t}, \vec{n}, \vec{b}))$ (Figure 3.1).

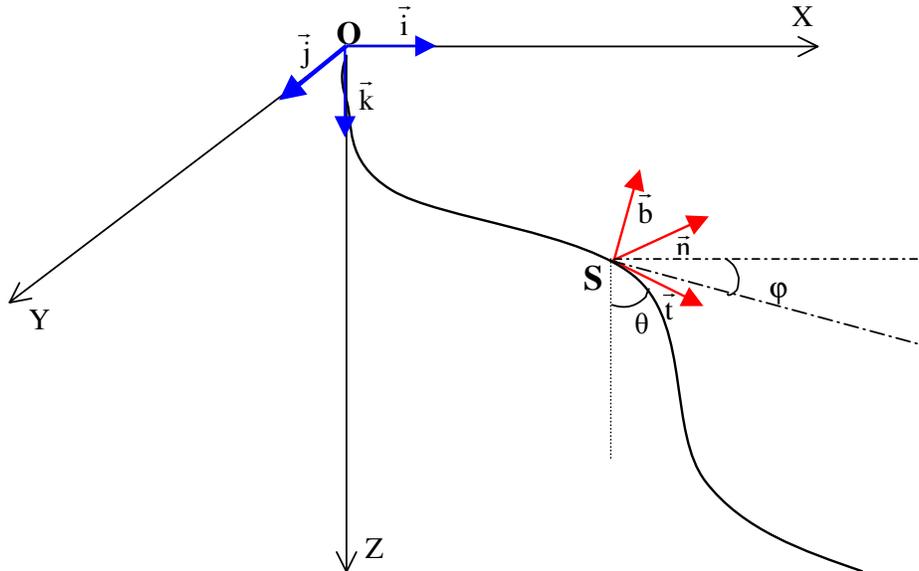


Figure 3.1 : Repère de Frénet et angles d'inclinaison et d'azimut

Les angles d'inclinaison et d'azimut sont représentés sur la figure 3.1. L'inclinaison θ est l'angle que fait le vecteur tangent \vec{t} à un point courant de la trajectoire avec la verticale et l'azimut φ est l'angle que fait le plan vertical contenant \vec{t} avec une direction horizontale fixe généralement le Nord magnétique (sur le graphique, cette direction est l'axe des X).

Le vecteur unitaire mobile \vec{t} s'écrit dans le repère global $(O, (\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}))$, en fonction des angles d'inclinaison et d'azimut θ et φ , comme suit :

$$\vec{t} = \begin{pmatrix} \sin \theta \cos \varphi \\ \sin \theta \sin \varphi \\ \cos \theta \end{pmatrix}$$

Si on note $G_\theta = \frac{d\theta}{ds}$ et $G_\varphi = \frac{d\varphi}{ds}$ respectivement les gradients d'inclinaison et d'azimut, alors

les vecteurs normal principal \vec{n} et normal bi-principal \vec{b} s'écrivent :

$$\vec{n} = \frac{1}{\beta} \begin{pmatrix} G_\theta \cos \theta \cos \varphi - G_\varphi \sin \theta \sin \varphi \\ G_\theta \cos \theta \sin \varphi + G_\varphi \sin \theta \cos \varphi \\ -G_\theta \sin \theta \end{pmatrix}$$

$$\vec{b} = \frac{1}{\beta} \begin{pmatrix} -G_\theta \sin \varphi - G_\varphi \cos \theta \sin \theta \cos \varphi \\ G_\theta \cos \varphi - G_\varphi \cos \theta \sin \theta \sin \varphi \\ -G_\varphi \sin^2 \theta \end{pmatrix}$$

Ces expressions montrent que les vecteurs \vec{n} et \vec{b} sont bien définis lorsque la courbure β est non nulle.

Les relations entre les vecteurs du repère de Frénet et leurs dérivés par rapport à s se mettent sous la forme suivante (formules de Serret Frénet) :

$$\begin{bmatrix} \frac{d\vec{t}}{ds} \\ \frac{d\vec{n}}{ds} \\ \frac{d\vec{b}}{ds} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \beta & 0 \\ -\beta & 0 & \tau \\ 0 & -\tau & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{t} \\ \vec{n} \\ \vec{b} \end{bmatrix}$$

β étant la courbure et τ la torsion géométrique (gauchissement) au point considéré de la trajectoire.

Ces relations sont des équations différentielles linéaires de premier ordre, d'où l'existence et l'unicité du trièdre mobile $(\vec{t}, \vec{n}, \vec{b})$ le long d'une trajectoire donnée, une fois les courbures $\beta(s)$ et les torsions $\tau(s)$ connues ainsi que le trièdre d'origine $(\vec{t}_0, \vec{n}_0, \vec{b}_0)$.

Introduisant le vecteur $\vec{e} = \tau\vec{t} + \beta\vec{b}$, il vient alors :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\vec{t}}{ds} = \vec{e} \wedge \vec{t} \\ \frac{d\vec{n}}{ds} = \vec{e} \wedge \vec{n} \\ \frac{d\vec{b}}{ds} = \vec{e} \wedge \vec{b} \end{array} \right.$$

En fait, dans le passage de s à $s+ds$ dans la trajectoire, le repère local $(\vec{t}, \vec{n}, \vec{b})$ subit une rotation vectorielle de $\vec{e} \cdot ds$ qui se manifeste par une rotation angulaire de τds autour du vecteur tangent \vec{t} et d'une rotation angulaire de βds autour du vecteur \vec{b} mais surtout sans rotation autour du vecteur \vec{n} . Ce dernier résultat est une conséquence mathématique qui est due uniquement à la manière avec laquelle le trièdre de Frénet a été construit. Nous verrons plus loin que cette propriété ne serait plus valable avec le trièdre physique d'inertie pour une tige.

III-1.2 Repère d'inertie

Pour connaître les vraies déformations de la garniture au sein du trou de forage, l'utilisation du repère d'inertie est indispensable. En effet, ce repère est associé à la section courante de la structure et suit son mouvement dû aux contraintes extérieures. Ce repère, dit mécanique, diffère généralement du repère, dit mathématique, de Frénet. En effet, le premier change avec les sollicitations extérieures (torsion, flexion...) alors que le deuxième ne dépend que de la forme géométrique de la ligne moyenne de la structure.

Ce repère est constitué de deux vecteurs unitaires de la section courante et d'un troisième vecteur unitaire orthogonal au plan de la section.

Notons $(\vec{d}_0, \vec{d}_1, \vec{d}_2)$ ce repère avec $\vec{d}_0 = \vec{t}$ (le vecteur tangent) et (\vec{d}_1, \vec{d}_2) les deux vecteurs de la section courante. Appelons α l'angle entre les deux vecteurs (\vec{n}, \vec{d}_1) avec \vec{n} le vecteur normal principal du trièdre de Frénet (voir Fig. 3.2)

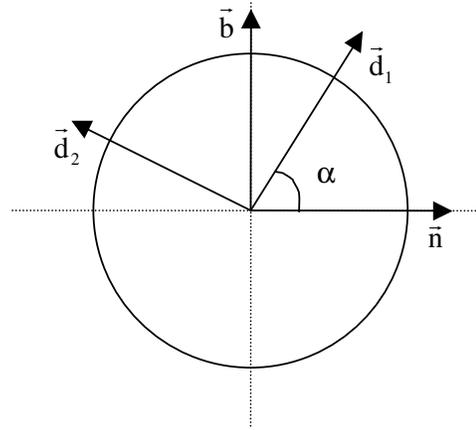


Figure 3.2 : Section courante de la tige

Dans ces conditions nous avons :

$$\begin{cases} \bar{d}_0 = \bar{t} \\ \bar{d}_1 = \bar{n} \cos \alpha + \bar{b} \sin \alpha \\ \bar{d}_2 = -\bar{n} \sin \alpha + \bar{b} \cos \alpha \end{cases}$$

Cherchant le vecteur \bar{v} de la forme $(\kappa_0 \bar{d}_0 + \kappa_1 \bar{d}_1 + \kappa_2 \bar{d}_2 = \sum_{i=0}^2 \kappa_i \bar{d}_i)$ tel que :

$$\forall i \in [0, 1, 2] \frac{d}{ds}(\bar{d}_i) = \bar{v} \wedge \bar{d}_i$$

Cette relation s'écrit, de manière matricielle, de la façon suivante :

$$\begin{bmatrix} \frac{d}{ds}(\bar{d}_0) \\ \frac{d}{ds}(\bar{d}_1) \\ \frac{d}{ds}(\bar{d}_2) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \kappa_2 & -\kappa_1 \\ -\kappa_2 & 0 & \kappa_0 \\ \kappa_1 & -\kappa_0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{d}_0 \\ \bar{d}_1 \\ \bar{d}_2 \end{bmatrix}$$

En utilisant les relations de Frénet Serret et les relations exprimant le trièdre d'inertie en fonction du trièdre de Frénet, nous trouvons par identification :

$$\begin{cases} \kappa_0 = \tau + \frac{d\alpha}{ds} \\ \kappa_1 = \beta \sin \alpha \\ \kappa_2 = \beta \cos \alpha \end{cases}$$

Nous remarquons que lorsque le trièdre d'inertie est confondu avec le trièdre géométrique d'inertie (c-a-d l'angle α est nul), ces relations deviennent :

$$\left\{ \begin{array}{l} \kappa_0 = \tau \\ \kappa_1 = 0 \\ \kappa_2 = \beta \end{array} \right.$$

et par conséquent le vecteur \vec{v} vaut $\tau\vec{t} + \beta\vec{b}$ c-a-d le vecteur de transformation \vec{e} propre au trièdre de Frenet.

En fait κ_0 , κ_1 et κ_2 sont les courbures généralisées associées au repère mécanique d'inertie $(\vec{d}_0, \vec{d}_1, \vec{d}_2)$.

Le vecteur de transformation \vec{v} égale à $\sum_{i=0}^2 \kappa_i \vec{d}_i$ peut s'écrire aussi $\frac{1}{2} \sum_{i=0}^2 \frac{d\vec{d}_i}{ds} \wedge \vec{d}_i$ propriété également vraie pour le vecteur \vec{e} avec le trièdre de Frénet $(\vec{t}, \vec{n}, \vec{b})$.

La théorie d'élasticité lie les contraintes internes en terme de moments aux courbures généralisées de la manière suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} M_t = GI_0 \kappa_0 = GI_0 \left(\tau + \frac{d\alpha}{ds} \right) \\ M_1 = E I \kappa_1 = EI (\beta \sin \alpha) \\ M_2 = E I \kappa_2 = EI (\beta \cos \alpha) \end{array} \right.$$

avec : $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ et $I_0 = 2I$

G étant le module de cisaillement ; I_0 le moment d'inertie selon \vec{d}_0 et I le moment d'inertie identique selon \vec{d}_1 et \vec{d}_2 (car section circulaire).

Le moment M_t est le moment de torsion porté par $\vec{t} = \vec{d}_0$; M_1 et M_2 sont les moments de flexion selon les vecteurs respectifs \vec{d}_1 et \vec{d}_2 .

Notons bien que, pour lier les valeurs des moments aux déformations, nous avons utilisé le repère mécanique d'inertie et non celui de Frénet. Maintenant, une fois ces moments connus, nous pouvons utiliser les relations liant le repère d'inertie en fonction du repère de Frénet pour exprimer les moments dans ce dernier repère.

Par un simple calcul nous trouvons :

$$\left\{ \begin{array}{l} M_t = GI_0 \left(\tau + \frac{d\alpha}{ds} \right) \\ M_n = 0 \\ M_b = E I \beta \end{array} \right.$$

Ces dernières relations sont très intéressantes. En effet, d'abord toute une composante du moment est nulle (à savoir M_n) réduisant le nombre des inconnues lors de la détermination des contraintes à l'intérieur de la structure (d'où l'utilité du repère géométrique de Frénet). Ensuite, contrairement aux moments de flexion M_n et M_b qui sont déterminés par la simple géométrie de la trajectoire de la structure (à savoir β), le moment de torsion M_t ne sera connu à travers ces relations qu'une fois les paramètres d'inertie α et de la géométrie de la trajectoire τ déterminés. Pour les trajectoires gauches ($\tau \neq 0$), le moment de torsion non nul $GI_0\tau$ obtenu

en utilisant le trièdre de Frénet n'est pas physique (simple outil mathématique) car le vrai moment de torsion que subit la garniture est $GI_0(\tau + \frac{d\alpha}{ds})$ faisant intervenir l'angle α .

Ainsi, pour la résolution du problème du comportement mécanique de la structure de forage à l'intérieur du puits, deux approches sont possibles :

- La première consiste à utiliser le repère d'inertie avec l'inconnue supplémentaire α qui sera déterminée en écrivant le formalisme des équations d'équilibre local avec frottements de la structure dans ce repère puis revenir aux relations précédentes pour déterminer M_t .
- La deuxième est plus simple et consiste à utiliser le repère de Frénet et les valeurs de moments de flexion déjà connues via la trajectoire de M_n et M_b et de déterminer le moment M_t ainsi que les efforts directement à partir des équations d'équilibre local avec frottement sans expliciter α .

Nous allons opter pour la deuxième approche gagnant ainsi du temps lors de la résolution du problème.

III-1.3 Décomposition du problème

Nous allons maintenant modéliser la structure de forage dans son puits. En fait, dans notre modèle final nous cherchons la vraie déformée statique de la structure dans le puits. Mais, pour résoudre ce problème réel, nous allons procéder en deux étapes. Dans la première étape, phase de formulation du problème, nous supposons connue la géométrie finale de la structure et nous établissons les équations du modèle d'abord avec l'hypothèse de contact continu uniquement, ensuite avec gestion des irrégularités et des contacts ponctuels afin d'établir un formalisme complet. Dans la deuxième et dernière étape, phase de résolution du problème, nous abordons le problème d'incertitude sur la géométrie de la déformée et des conditions aux limites afin de les intégrer dans la procédure de résolution finale. Un aperçu sur l'algorithme de contact utilisé sera aussi présenté dans cette étape.

III-2 FORMULATION DU PROBLEME

III-2.1 Introduction

Dans ce paragraphe nous allons mettre en équations le problème physique du comportement mécanique d'une structure de forage à l'intérieur d'un puits pétrolier. La formulation théorique du problème devrait intégrer au maximum la complexité de la réalité physique (caractère tridimensionnel de la trajectoire, complexité de la géométrie de la structure de forage, recherche des points de contact et les forces qui en résultent). Pour y parvenir, nous devons d'abord identifier clairement toutes les forces qui rentrent en jeu ainsi que tous les paramètres géométriques (courbure, torsion, diamètre de trou, etc,...) et les paramètres mécaniques (coefficients de frottements, densité de la boue, poids linéique de la structure, etc,...). Ensuite, utiliser les équations d'équilibre local d'un tronçon de la structure couplées aux lois d'élasticité sur les moments et aux lois de frottement afin d'obtenir le système final d'équations à résoudre. Enfin, nous devons compléter notre formulation par la gestion des points de contact et des liaisons entre les différents tronçons de la structure et par l'incorporation des conditions aux limites. La nouvelle formulation complète ainsi établie sera détaillée.

III-2.2 Principales hypothèses de travail

La structure de forage pétrolier est assimilée à une poutre ayant les propriétés mécaniques suivantes :

- Elle est constituée d'un matériau élastique (réversibilité) linéaire de module de Young E , de module de cisaillement G et de coefficient de poisson ν .
- En l'absence de toute action externe, elle prend la forme d'un segment de droite où chaque point (centre de la section droite) est repéré par une abscisse curviligne s .
- La section droite est circulaire caractérisée par un rayon extérieur et un rayon intérieur constants par morceaux.
- Le puits est assimilé à un cylindre à parois rigides (partie tubée comme partie puits ouvert) de diamètre constant par morceaux.
- Lorsque la structure est dans le puits de forage, elle est soumise à des actions aux extrémités ($s=0$: surface ; $s=L$: outil de forage), à la pesanteur, à la boue de forage et à des efforts de contact avec la paroi du trou (conditions de liaison unilatérale avec ou sans frottement) sachant que les coefficients de frottement sont des fonctions de s constants par morceaux et que , tout en tenant compte de l'existence de la rotation (couple de frottement), on néglige les forces d'inertie (travail en statique).
- Les lois de frottement utilisées sont celles de Coulomb (force de frottement axiale proportionnelle à la force normale de contact via un coefficient de frottement μ_a ; couple de frottement tangentiel proportionnel à la force normale de contact et au rayon extérieur de la structure via un coefficient de frottement μ_r).
- La structure étant dans le trou , la partie en aval (s^+) exerce sur la partie en amont (s^-), à travers la section droite à l'abscisse curviligne s , des contraintes dont la résultante est

\vec{T} et dont le moment résultant est \vec{M} sachant que le nombre $\frac{\|\vec{T}\|}{EA_s}$ est petit devant

l'unité ($\frac{\|\vec{T}\|}{EA_s} \ll 1$). Ainsi, la longueur varie peu et la section droite reste droite.

- Le trou de forage a une trajectoire définie par $\bar{x}(s)$ avec s variant de 0 à L (L : longueur totale du puits) et la structure est l'ensemble des points $\bar{x}(s) + \bar{u}(s)$ où le vecteur déplacement $\bar{u}(s)$ est tel que $\|\bar{u} - (\bar{u} \cdot \bar{t})\bar{t}\| \leq J$ (J étant le jeu entre la structure et la paroi du puits ; différence entre le rayon du puits et le rayon extérieur de la structure) et que $(\frac{J}{L} \ll 1)$ de telle sorte que $\bar{x}(s)$ qui est une donnée du problème puisse être considérée comme une approximation au premier ordre de la géométrie déformée du système de forage dans le trou.

III-2.3 : Formulation avec contact continu

Dans ce paragraphe, nous nous concentrons uniquement sur la première étape. Désignons par $\bar{x}(s)$ cette géométrie supposée connue de la déformée finale et par $\bar{t}(s)$ le vecteur tangent courant le long de $\bar{x}(s)$. L'arc $\bar{x}(s)$ est orienté de haut en bas (de la surface vers l'outil de forage, figure 3.3). Les équations du modèle seront établies dans le repère de Frénet ($\bar{t}, \bar{n}, \bar{b}$)

qui suit l'arc $\bar{x}(s)$. Nous supposons évidemment que la trajectoire de la structure est suffisamment régulière pour que ce trièdre soit bien défini.

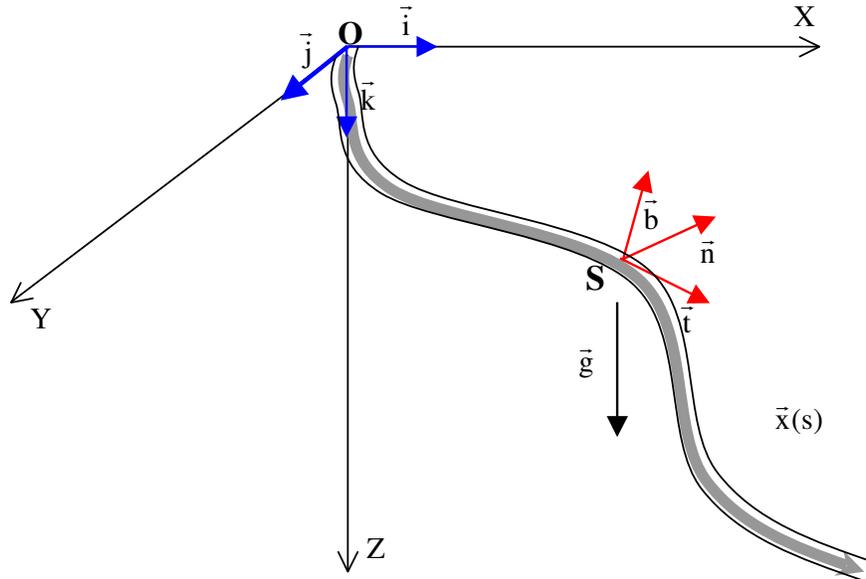


Figure 3.3 : Élément de structure $\bar{x}(s)$ dans le puits de forage

Nous allons d'abord identifier les forces extérieures appliquées sur notre élément de structure.

III-2.3.1 poids linéique déjaugé

La structure de forage est soumise à son poids porté par le vecteur de gravitation \vec{g} ($= g\vec{k}$) ainsi qu'à la poussée d'Archimède (sens contraire du poids) due à la présence de la boue. Si on note A_s la surface de la section courante de l'élément de la structure, ρ_a la masse volumique du métal de la structure, ρ_b le poids volumique de la boue, alors chaque élément est soumis au poids linéique déjaugé linéique suivant :

$$\vec{w}_b = \rho_a A_s \vec{g} - \rho_b A_s \vec{g} = \rho_a A_s \left(1 - \frac{\rho_b}{\rho_a}\right) \vec{g} = \rho_a A_s \left(1 - \frac{\rho_b}{\rho_a}\right) g \vec{k} = w_b \vec{k}$$

Dans la suite, nous posons :

$$\vec{w}_b = w_{bt} \vec{t} + w_{bn} \vec{n} + w_{bb} \vec{b}$$

III-2.3.2 force de contact linéique et forces de frottement induites

Nous notons \vec{f}_c la force de contact linéique qu'exerce la paroi du puits sur l'élément de la structure. Cette force est normale à la surface de contact.

Le mouvement axial de la structure (remonté ou descente) engendre une force de frottement axiale $\mu_a \|\vec{f}_c\| \vec{t}$ où le coefficient de frottement axial μ_a est positif en remonté (PUW), négatif en descente (SOW) et nul en position neutre (STW).

La rotation de l'élément de la structure autour de son axe \vec{t} conduit à une force de frottement tangentielle égale à $(-\mu_r \vec{t} \wedge \vec{f}_c)$ et à un couple de torsion $\mu_r r_e \|\vec{f}_c\| \vec{t}$ où le coefficient de frottement radial μ_r est positif lorsque l'élément tourne dans le sens représenté dans la figure 3.4, négatif dans le sens contraire et nul en l'absence de rotation (r_e étant le rayon extérieur de l'élément de structure). Rappelons que le terme de force de frottement tangentielle induit par la rotation n'a pas été pris en compte dans le modèle semi-analytique rigide de HO (1987).

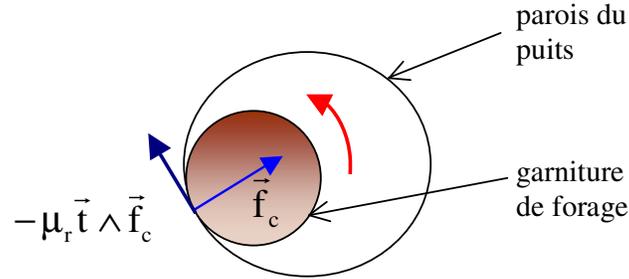


Figure 3.4 : Frottement tangentiel induit par la rotation de la garniture

Dans la suite, nous posons :

$\vec{f}_c = f_{cn} \vec{n} + f_{cb} \vec{b}$ et $f_c = \sqrt{f_{cn}^2 + f_{cb}^2}$: la force normale de contact par unité de longueur.

Ainsi, l'unité de longueur de la structure est soumise à la force suivante :

$$\vec{f} = (w_{bt} + \mu_r f_c) \vec{t} + (w_{bn} + f_{cn} + \mu_r f_{cb}) \vec{n} + (w_{bn} + f_{cb} - \mu_r f_{cn}) \vec{b}$$

et au couple :

$$\vec{m} = \mu_r r_e f_c \vec{t}$$

Les équations d'équilibre locale de la structure s'écrivent :

$$\begin{cases} \frac{d\vec{T}}{ds} + \vec{f} = \vec{0} \\ \frac{d\vec{M}}{ds} + \vec{t} \wedge \vec{T} + \vec{m} = \vec{0} \end{cases}$$

avec : $\vec{T} = T_t \vec{t} + T_n \vec{n} + T_b \vec{b}$: l'effort intérieur dans la structure

$\vec{M} = M_t \vec{t} + M_n \vec{n} + M_b \vec{b}$: le moment intérieur dans la structure

\vec{f} et \vec{m} sont explicités plus haut

Ce système de deux équations vectorielles nous fournit six équations différentielles. Les variables à déterminer sont au nombre de huit, à savoir les efforts intérieurs T_n, T_b, M_t, M_n, M_b mais aussi les forces de contact f_{cn} et f_{cb} . Sachant que M_n et M_b sont connues d'avance ($M_n=0$ et $M_b=EI\beta$: voir fin paragraphe 1.2), il ne reste que six inconnues pour six équations et le système est bien inversible.

La projection de ces deux équations vectorielles dans le repère de Frénet, permet d'exprimer facilement T_n et T_b en fonction de M_b et de M_t .

Nous trouvons :

$$\begin{cases} T_n = -\frac{dM_b}{ds} = -EI \frac{d\beta}{ds} \\ T_b = \beta M_t - \tau M_b = \beta M_t - EI\beta\tau \end{cases}$$

En remplaçant T_n et T_b par leurs valeurs dans les quatre équations restantes, nous obtenons un système plus réduit de quatre équations à quatre inconnues :

$$\begin{cases} \frac{dM_t}{ds} + \mu_r r_c f_c = 0 & (1) \\ \frac{dT_t}{ds} + EI\beta \frac{d\beta}{ds} + w_{bt} + \mu_a f_c = 0 & (2) \\ \beta(T_t - \tau M_t) + EI(\beta\tau^2 - \frac{d^2\beta}{ds^2}) + w_{bn} + f_{cn} + \mu_r f_{cb} = 0 & (3) \\ \beta \frac{dM_t}{ds} + M_t \frac{d\beta}{ds} - EI(2\tau \frac{d\beta}{ds} + \beta \frac{d\tau}{ds}) + w_{bb} + f_{cb} - \mu_r f_{cn} = 0 & (4) \end{cases}$$

III-2.4 Insuffisances de la formulation

Tel que le problème mathématique a été énoncé dans les équations précédentes, il contient quelques insuffisances que nous devons signaler :

- ✓ Les équations différentielles sont établies dans chaque tronçon de la structure à rigidité constant, mais nous n'avons pas précisé les conditions de raccordement entre deux tronçons ayant des EI différents (variation de l'inertie lors du passage de la BHA aux tiges, passage du stabilisateur aux masses tiges, etc, ...).
- ✓ Les forces de contact considérées jusqu'à maintenant sont des forces de contact continues (forces par unité de longueur) et la présence de contacts ponctuels donnant lieu à des forces de contact ponctuelles de type Dirac (forces concentrées) n'a pas été abordée. Nous devons donc compléter l'énoncé du problème aux points de discontinuité.
- ✓ Nous avons admis que la fonction donnée $\vec{t}(s)$ est dérivable au moins trois fois dans chaque tronçon de la structure (car pour que β soit bien définie, il faut au moins que $\vec{t}(s)$ soit dérivable et notre système d'équations comprend des termes en $\frac{d^2\beta}{ds^2}$).

Pour palier à ces insuffisances, nous devons étudier la régularité des efforts et moments aux points de discontinuités ainsi que la régularité géométrique de la trajectoire locale de la structure.

III-2.5 Gestion des irrégularités

III-2.5.1 irrégularités du moment et de l'effort

Les contraintes sur une section droite de la structure étant finies, leur résultante \vec{T} et leur moment \vec{M} le sont aussi. Nous admettons que \vec{T} et \vec{M} sont presque partout continus et peuvent présenter des discontinuités en un nombre fini de points.

Soit P un point de discontinuité de la structure (figure 3.5). Notons $\vec{T}(P^+)$ et $\vec{M}(P^+)$, l'effort et le moment juste après le point de discontinuité dans le sens de l'arc (structure assimilée à un arc orienté de la surface vers l'outil). De même, notons $\vec{T}(P^-)$ et $\vec{M}(P^-)$, l'effort et le moment juste avant le point de discontinuité dans le sens de l'arc.

Le saut d'effort $]\vec{T}(P)[= \vec{T}(P^+) - \vec{T}(P^-)$ est régi par le théorème de la résultante qui s'énonce comme suit :

$\frac{d\vec{T}}{ds} + \vec{f} = \vec{0}$ est vérifiée pour tout s au voisinage de P excluant seulement le point P. La densité linéique de force f étant continue sur chacun de deux voisinages en amont et en aval de P. En $s = s(P)$, l'extérieur exerce sur la structure une force ponctuelle $\vec{F}(P)$ tel que :

$$]\vec{T}(P)[+ \vec{F}(P) = \vec{0}$$

Quand au moment, nous avons de la même façon l'égalité au point de discontinuité :

$$]\vec{M}(P)[+ \vec{C}(P) = \vec{0}$$

avec $]\vec{M}(P)[= \vec{M}(P^+) - \vec{M}(P^-)$ le saut de moment et $\vec{C}(P)$ est un couple ponctuel exercé au point de discontinuité P.

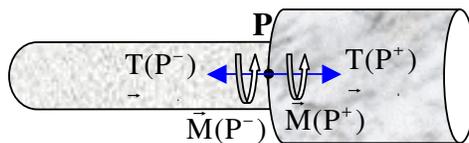


Figure 3.5 : Point de discontinuité dans la transition entre deux sections à deux rigidités différentes

Compte tenu du problème physique traité, nous ne rencontrons d'actions ponctuelles concentrées (\vec{F}, \vec{C}) qu'aux deux extrémités (conditions aux limites à l'outil et en surface) et en d'éventuels points de contacts ponctuels le long de la structure avec la paroi du forage. Sachant que pour les extrémités, les conditions aux limites sont supposées connues, le problème de discontinuité ne se pose qu'aux points de contacts ponctuels.

Pour ces points, nous avons les quatre relations suivantes :

$$\begin{cases}]\vec{T}[+ \vec{F} = \vec{0} \\]\vec{M}[+ \vec{C} = \vec{0} \end{cases}$$

avec :

$$\vec{F} = \mu_a F_c \vec{t} + (F_{cn} + \mu_r F_{cb}) \vec{n} + (F_{cb} - \mu_r F_{cn}) \vec{b}$$

$$\vec{C} = \mu_r r_c F_c \vec{t} \quad \text{et} \quad F_c = \sqrt{(F_{cn}^2 + F_{cb}^2)}$$

Les deux dernières relations découlent en fait des mêmes équations de contact avec frottement déjà vues plus haut pour le cas continu sauf que cette fois, les forces de contact sont concentrées.

Nous allons voir que ces équations couplées aux équations liant les actions internes à la géométrie de la trajectoire permettent d'obtenir à la fois les valeurs des actions internes (efforts et moments) aux points de discontinuités et les forces de contact ponctuelles F_{cn} et F_{cb} .

III-2.5.2 irrégularités de la géométrie de la trajectoire

Nous admettons que la structure de forage (initialement droite), une fois introduite dans le puits de forage prend une forme $\vec{x}(s)$ continue (pas de rupture) avec une tangente $\vec{t}(s)$ partout continue (pas de rotule plastique). Nous allons même admettre que \vec{t} est dérivable presque partout avec la dérivée $\frac{d\vec{t}}{ds}$ pouvant présenter des discontinuités en un nombre fini de points.

La dérivabilité de \vec{t} par morceau nous permet d'écrire dans chaque tronçon :

$$\vec{M} = EI \vec{t} \wedge \frac{d\vec{t}}{ds} + M_t \vec{t}$$

Pour un point de singularité, cette relation devient en tenant compte de la continuité de \vec{t} :

$$] \vec{M} [= \vec{t} \wedge] EI \frac{d\vec{t}}{ds} [+] M_t [\vec{t}$$

Or, d'après le paragraphe précédent, nous avons :

$$] \vec{M} [+ \mu_r r_c F_c \vec{t} = \vec{0}$$

Par substitution, nous obtenons successivement :

$$\left\{ \begin{array}{l}]M_t[+ \mu_r F_c = 0 \\ \vec{t} \wedge]EI \frac{d\vec{t}}{ds}[= \vec{0} \end{array} \right.$$

La première équation nous servira à connaître le saut en moment de torsion aux points de discontinuités. En utilisant les propriétés mathématiques du trièdre de Frénet, la deuxième équation vectorielle conduit facilement aux égalités suivantes :

- $]EI\beta[= 0$: la quantité $EI\beta$ est continue partout dans la structure ; β étant la courbure de la trajectoire de la structure.
- $]\vec{n}[= \vec{0}$: continuité du vecteur normal principal \vec{n} et par la suite de tout le trièdre de Frénet vu que \vec{t} est déjà continu et que $\vec{b} = \vec{t} \wedge \vec{n}$.

Ainsi, nous venons d'obtenir deux résultats intéressants : le premier est la continuité de la base de Frenêt le long de la structure et le deuxième est la continuité de la quantité $EI\beta$. Le dernier résultat signifie que la courbure β ne subit de discontinuité qu'au passage entre deux tronçons ayant des rigidités différentes (BHA-tiges, etc,...).

Quant à la discontinuité de l'effort interne \vec{T} , nous avons d'après la partie précédente la relation suivante liant l'effort à la géométrie :

$$\vec{T} = T_t \vec{t} + T_n \vec{n} + T_b \vec{b} = T_t \vec{t} - EI \frac{d\beta}{ds} \vec{n} + (\beta M_t - EI\beta\tau) \vec{b}$$

D'où, en utilisant la continuité du repère de Frénet :

$$]\vec{T}[=]T_t[\vec{t} -]EI \frac{d\beta}{ds}[\vec{n} + (]\beta M_t[-]EI\beta\tau]) \vec{b}$$

Et finalement, en remplaçant $]\vec{T}[$ par sa valeur en fonction de la force de contact \vec{F} , établie dans le paragraphe précédent, nous obtenons par projection les trois relations :

$$\left\{ \begin{array}{l}]T_t[+ \mu_a F_c = 0 \\]EI \frac{d\beta}{ds}[= F_{cn} + \mu_r F_{cb} \\]\beta M_t[-]EI\beta\tau[= -\mu_r F_{cn} + F_{cb} \end{array} \right.$$

En conséquence, dans tout tronçon de la structure où la rigidité EI est continue (constante par exemple) et qui n'est soumis à aucune action ponctuelle (autres que celles aux extrémités), les paramètres géométriques β , $\frac{d\beta}{ds}$ et τ sont continus et donc $\frac{d^2\vec{t}}{ds^2}$ est continu aussi.

Plus précisément, la fonction vecteur tangent $\vec{t}(s)$ est dérivable jusqu'au troisième ordre et les éventuelles discontinuités de sa dérivée tierce sont associées aux discontinuités de la force linéique extérieure \vec{f} . Ainsi, l'hypothèse sur la régularité du vecteur tangent dans la formulation continue est valide et les équations contenant les termes en $\frac{d^2\beta}{ds^2}$ sont valables.

Notons enfin que les trois dernières équations avec l'équation sur le saut de moment de torsion nous fournissent quatre équations algébriques pour quatre inconnues qui sont F_{cn} , F_{cb} et les deux sauts de T_t et de M_t . Ces quatre équations constituent les équations de raccordements.

III-2.6 : Formulation complète

Pour obtenir la formulation complète du problème, nous devons coupler la formulation continue (problème de contact continu structure- paroi) avec les équations de raccordement aux points de contact ponctuels que nous venons juste d'établir.

Les inconnues du problème sont les fonctions de l'abscisse curviligne s : T_t , M_t , f_{cn} et f_{cb} ainsi que les quantités scalaires F_n et F_b (deux inconnues par point de contact). Il nous faut donc dans chaque tronçon quatre équation différentielles (les équations de la formulation continue) et en chaque point de contact quatre équations algébriques (les équations de raccordement).

Les quatre équations de la formulation continue (fin paragraphe 2.3) peuvent être transformées en seulement deux équations différentielles ordinaires de premier ordre avec les inconnues T_t et M_t de la façon suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT_t}{ds} = -EI\beta \frac{d\beta}{ds} - w_{bt} - \mu_a f_c \\ \frac{dM_t}{ds} = -\mu_r r_c f_c \end{array} \right.$$

Sachant que :

$$f_c = \frac{\left[\sqrt{Q_1(Q_2^2 + Q_3^2) + (\mu_r \beta r_c Q_2)^2} - \mu_r \beta r_c Q_2 \right]}{Q_1}$$

avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_1 = 1 + \mu_r^2 (1 - \beta^2 r_c^2) \\ Q_2 = M_t \frac{d\beta}{ds} - EI \left(2\tau \frac{d\beta}{ds} + \beta \frac{d\tau}{ds} \right) + w_{bb} \\ Q_3 = \beta (T_t - \tau M_t) + EI \left(\beta \tau^2 - \frac{d^2\beta}{ds^2} \right) + w_{bn} \end{array} \right.$$

Les forces de contact linéique f_{cn} et f_{cb} sont obtenues par les expressions suivantes :

$$\begin{cases} f_{cn} = -\frac{\mu_r(\mu_r \beta r_c f_c - Q_2) + Q_3}{1 + \mu_r^2} \\ f_{cb} = \frac{\mu_r \beta r_c f_c - Q_2 - \mu_r Q_3}{1 + \mu_r^2} \end{cases}$$

Aux points de contact, nous devons rajouter les quatre équations de raccordement :

$$\begin{cases}]T_t[+ \mu_a F_c = 0 \\]EI \frac{d\beta}{ds}[= F_{cn} + \mu_r F_{cb} \\]\beta M_t[-]EI\beta\tau[= -\mu_r F_{cn} + F_{cb} \\]M_t[+ \mu_r r_c F_c = 0 \end{cases}$$

Le système différentiel en T_t et M_t associé à ces équations de raccordement constitue le système décrivant le comportement de la structure de forage à l'intérieur du puits avec gestion de contacts ponctuels.

III-3 RESOLUTION DU PROBLEME

III-3.1 Géométrie connue

Nous avons vu que lorsque la géométrie de la structure (arc $\bar{x}(s)$) est connue, nous obtenons un système différentiel de premier ordre à deux équations et deux inconnues M_t et T_t (problème de Cauchy) qui peut être résolu dès lors que nous connaissons la tension T_t et le moment de torsion M_t à une extrémité (par exemple à l'outil). Le système différentiel peut être intégré par voie numérique (méthode de Runge Kutta, ou autre ...). Dans certains cas particuliers (arc homogène en géométrie bidimensionnelle simple) on peut même exhiber une solution analytique donnant l'évolution de T_t et M_t en fonction de s [Aadnoy, 2000].

Dans tous les cas, il est nécessaire de ne pas perdre de vue qu'une fois que les fonctions $T_t(s)$ et $M_t(s)$ sont déterminées, le reste des efforts et moments sera connu par les deux relations déjà établies auparavant :

$$\begin{cases} \vec{M} = EI \vec{t} \wedge \frac{d\vec{t}}{ds} + M_t \vec{t} \\ \vec{T} = -EI \frac{d^2 \vec{t}}{ds} + M_t \vec{t} \wedge \frac{d\vec{t}}{ds} + (T_t - EI \frac{d\vec{t}}{ds} \cdot \frac{d\vec{t}}{ds}) \vec{t} \end{cases}$$

Par conséquent, si nous connaissons la vraie géométrie déformée et si à l'extrémité basse de la structure nous connaissons T_t et M_t alors forcément nous connaissons à l'avance à cette même extrémité tous les efforts et moments (vecteurs \vec{T} et \vec{M}) exercés sur l'arc par l'extérieur. Cela nous amène donc à préciser davantage les conditions aux limites dans le cas réel (conditions au niveau du crochet en surface et conditions en bas à l'outil de forage).

III-3.2 Conditions aux limites

La structure étudiée peut subir un mouvement de corps solide (translation et rotation) sans modifications du champs de contraintes donc sans modification des actions internes \bar{T} et \bar{M} . Par conséquent, la géométrie $\bar{x}(s)$ de l'arc déformé possède six degrés de liberté (trois en translation et trois en rotation) que nous pouvons fixer arbitrairement.

Une approche possible consiste à choisir l'extrémité ($s=0$: surface) comme origine de l'arc $\bar{x}(0) = \bar{0}$ et à y imposer que le vecteur tangent $\bar{t}(0)$ soit connu. Ces données complétées par la nullité de l'angle de vrillage $\alpha(0)$ correspondent aux conditions d'encastrement.

En ce qui concerne l'extrémité basse, nous devons obligatoirement y connaître six conditions scalaires indépendantes :

- conditions de chargement : \bar{T} et \bar{M} connus
- conditions de liaison : \bar{x} , \bar{t} et α connus
- conditions mixtes : dans une direction on impose un chargement et dans l'autre une liaison.

Pour notre problème (calcul des efforts de tension et de couple de torsion en surface dûs aux frottements "*Torque & Drag*"), les conditions aux limites seront établies de la manière suivante :

En surface :

Encastrement : tous les déplacements et les rotations sont bloqués et il s'agit de déterminer les contraintes à cet endroit.

A l'outil :

Les déplacements latéraux et les rotations (selon les vecteurs \bar{n} et \bar{b}) sont bloqués et le déplacement ainsi que la rotation selon le vecteur tangent \bar{t} sont libres (encastrement latéral uniquement).

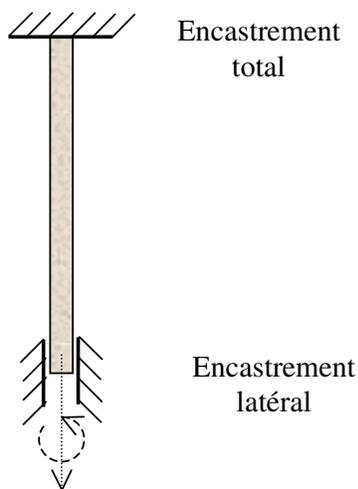


Figure 3.6 : Conditions aux limites au point bas et au point haut de la garniture

Remarque : les conditions établies plus haut correspondent au cas de manœuvres de la garniture (remontée, descente, statique).
 Pour simuler la garniture pendant la phase de forage, il suffit d'ajouter à ces conditions un chargement en \vec{T} égal au poids sur l'outil et un chargement en \vec{M} égal au couple à l'outil, tout deux portés par le vecteur $(-\vec{t})$.

III-3.3 Incertitude sur la géométrie

Comme nous l'avons vu, la structure étudiée, initialement droite, est introduite dans un puits de forage à parois rigides dont nous connaissons la trajectoire $\vec{x}(s)$. Mais la vraie géométrie finale de la structure est $\vec{x}(s) + \vec{u}(s)$ où \vec{u} (déplacement) est tel que :

$$\|\vec{u} - u_t \vec{t}\| \leq J \text{ et où } J \text{ est le jeu entre la structure et la paroi.}$$

En posant $\vec{t} = \frac{d\vec{x}}{ds}$, le vrai vecteur tangent à l'arc déformé est $(\vec{t} + \frac{d\vec{u}}{ds})$ tenant compte ainsi du mouvement de la structure à l'intérieur du trou. Trois nouvelles inconnues (composantes du vecteur déplacement \vec{u}) doivent donc être déterminées. Bien sûr, nous retrouvons le problème ci-dessus (géométrie connue) en posant le vecteur \vec{u} nul.

Le nouveau problème doit être mieux défini et à cette fin nous avons deux démarches possibles qui utilisent toutes les deux le fait que le terme $\left\| \frac{d\vec{u}}{ds} \right\|$ est un nombre petit devant l'unité (infiniment petit de premier ordre).

III-3.4 Formulation générale

La vraie géométrie déformée de l'arc est supposée se déduire de la trajectoire du puits $\vec{x}(s)$ par une transformation élastique linéaire infinitésimale caractérisée par un déplacement $\vec{u}(s)$ et une rotation de la section droite $\vec{\omega}(s)$.

En plus des conditions aux limites explicitées auparavant, nous supposons que nous connaissons :

- toutes les forces extérieures y compris les efforts et couples de contact (effort \vec{f} et couple \vec{c} par unité de longueur)
- pour chaque section droite, le module d'Young E, de cisaillement G, la rigidité I, l'aire A_s , le coefficient de réduction k qui intervient dans l'effet de l'effort tranchant
- l'effort $\vec{T}^0(s)$ et le moment $\vec{M}^0(s)$ à l'état de référence $\vec{x}(s)$ (structure confondue avec la trajectoire du puits, ce qui correspond à $\vec{u} = \vec{0}$ et $\vec{\omega} = \vec{0}$)

Concernant les valeurs de \vec{T}^0 et \vec{M}^0 , celles-ci peuvent être déterminées directement à partir de la trajectoire connue du puits par les relations déjà établies suivantes :

$$\begin{cases} \vec{T}^0 = -EI \frac{d^2 \vec{t}}{ds} + M^0_t \vec{t} \wedge \frac{d\vec{t}}{ds} + (T^0_t - EI \frac{d\vec{t}}{ds} \cdot \frac{d\vec{t}}{ds}) \vec{t} \\ \vec{M}^0 = EI \vec{t} \wedge \frac{d\vec{t}}{ds} + M^0_t \vec{t} \end{cases}$$

à condition que les valeurs scalaires de T_t^0 et M_t^0 soient fournies.

Une fois ces condition remplies, nous aboutissons à un problème classique d'élasticité linéaire avec contraintes initiales qui s'énonce comme suit :

1) équations d'équilibre local

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\vec{T}}{ds} + \vec{f} = \vec{0} \\ \frac{d\vec{M}}{ds} + \vec{t} \wedge \vec{T} + \vec{c} = \vec{0} \end{array} \right.$$

2) équations d'élasticité (Timoshenko)

$$\left\{ \begin{array}{l} \vec{T} = \vec{T}^0 + EA_s \left(\vec{t} \cdot \frac{d\vec{u}}{ds} \right) \vec{t} + kGA_s \left[\frac{d\vec{u}}{ds} - \left(\vec{t} \cdot \frac{d\vec{u}}{ds} \right) \vec{t} - \vec{\omega} \wedge \vec{t} \right] \\ \vec{M} = \vec{M}^0 + 2GI \left(\vec{t} \cdot \frac{d\vec{\omega}}{ds} \right) \vec{t} + EI \left[\frac{d\vec{\omega}}{ds} - \left(\vec{t} \cdot \frac{d\vec{\omega}}{ds} \right) \vec{t} \right] \end{array} \right.$$

(k étant le facteur de réduction de l'effort tranchant dans la théorie de Timoshenko).

Cette formulation locale (équilibre et élasticité) peut être transformée en une formulation variationnelle qui peut être abordée par une méthode numérique telle que la méthode des éléments finis.

Ceci dit, une telle formulation peut être abordée numériquement par une voie plus directe (sans passer par la formulation variationnelle) en profitant du caractère isostatique du problème (arc simple sans points doubles).

Avant d'expliciter la nouvelle approche, nous inversons les deux équations d'élasticité de la façon suivante (exprimer les déplacements en fonctions des actions internes) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\vec{\omega}}{ds} = \frac{1}{EI} [(\vec{M} - \vec{M}^0) - \{(\vec{M} - \vec{M}^0) \cdot \vec{t}\} \vec{t}] + \frac{1}{2GI} [(\vec{M} - \vec{M}^0) \cdot \vec{t}] \vec{t} \\ \frac{d\vec{u}}{ds} = \frac{1}{kGA_s} [(\vec{T} - \vec{T}^0) - \{(\vec{T} - \vec{T}^0) \cdot \vec{t}\} \vec{t}] + \vec{\omega} \wedge \vec{t} + \frac{1}{EA_s} [(\vec{T} - \vec{T}^0) \cdot \vec{t}] \vec{t} \end{array} \right.$$

La nouvelle approche se fait en quatre étapes d'intégration simple : deux pour les déplacements ($\vec{u}, \vec{\omega}$) en intégrant par rapport à s les deux derniers second membres, et deux pour les actions internes (\vec{T}, \vec{M}) en intégrant les deux équations d'équilibre local.

Par cette méthode, on évite l'utilisation de la méthode des éléments finis, ce qui permet un gain de temps de calcul (CPU) non négligeable.

Il n'en demeure point que la formulation générale présente deux inconvénients que la nouvelle formulation tâche de palier :

- le fait de prendre en compte dans les équations d'élasticité les termes utilisant kGA_s (effet de l'effort tranchant) et de EA_s (effet de la déformation longitudinale) est en contradiction avec nos hypothèse de départ (la section droite reste droite et la

longueur de la structure ne subit pas de variation). Ainsi, pour la compatibilité avec ces hypothèses, l'équation donnant l'évolution de $\frac{d\bar{u}}{ds}$ doit être remplacée simplement par : $\frac{d\bar{u}}{ds} = \bar{\omega} \wedge \bar{t}$.

- la démarche classique pour la formulation générale impose la connaissance des actions à l'état de référence \bar{M}^0 et \bar{T}^0 et notamment M_t^0 qui apparaît dans le second membre de $\frac{d\bar{\omega}}{ds}$ et qui doit être connu pour pouvoir résoudre le problème. Cette démarche peut être remplacée avantageusement par l'hypothèse qui consiste à dire que ($M_t^0 = M_t$), négligeant ainsi tout vrillage éventuel supplémentaire entre l'état approximatif $\bar{x}(s)$ et la déformée finale.

III-3.5 La Nouvelle formulation

La nouvelle formulation est déduite de la formulation générale en la modifiant afin de garder une cohérence avec les hypothèses de départ (longueur constante et absence de gauchissement de la section droite) et qui ne nécessite pas de deviner l'état initial des actions internes \bar{T} et \bar{M} .

Les équations de cette nouvelle formulation sont donc les suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\bar{T}}{ds} + \bar{f} = \bar{0} \\ \frac{d\bar{M}}{ds} + \bar{t} \wedge \bar{T} + \bar{c} = \bar{0} \\ \frac{d\bar{\omega}}{ds} = \frac{1}{EI} [\bar{M} - (\bar{M} \cdot \bar{t}) \bar{t}] - \bar{t} \wedge \frac{d\bar{t}}{ds} \\ \frac{d\bar{u}}{ds} = \bar{\omega} \wedge \bar{t} \end{array} \right.$$

Le nouveau second membre de $\frac{d\bar{\omega}}{ds}$ est obtenu à partir de son expression dans la formulation générale en imposant la condition ($M_t^0 = M_t$). Le second membre de $\frac{d\bar{u}}{ds}$ est obtenu à partir de son expression dans la formulation générale en négligeant les termes utilisant kGA_s (effet d'effort tranchant) et les termes utilisant EA_s (effet de la déformation longitudinale).

La résolution de cette formulation permet la détermination des actions internes \bar{T} et \bar{M} et des déplacements $(\bar{u}, \bar{\omega})$ et donc de décrire le comportement mécanique de la structure à l'intérieur du trou. Comme condition au limite sur les déplacements en surface (au crochet), nous avons pris la condition d'encastrement ($\bar{u} = \bar{0}, \bar{\omega} = \bar{0}$).

III-3.6 Algorithme de Contact

Dans les formulations que nous avons établies, nous avons supposé que les efforts linéiques extérieurs (\vec{f}, \vec{c}) sont connus y compris les forces de contact avec la paroi du puits de forage. Mais en réalité les forces de contact sont à déterminer lors du processus de résolution.

Le processus de contact se manifeste de la manière suivante : le déplacement latéral $\vec{u}_L(s)$, égal à $[\vec{u} - (\vec{u} \cdot \vec{t})\vec{t}]$, peut être écrit symboliquement de la forme suivante $\vec{u}_L^1 + L(\vec{f}_c)$ où \vec{u}_L^1 est le déplacement (imposé par la courbure et par la pesanteur) qu'aurait la structure en l'absence de force de contact \vec{f}_c . L'opérateur linéaire L est la réponse de la structure lorsqu'on lui applique les forces de contact \vec{f}_c ainsi que toutes les autres actions (forces et couples) qui en découlent par frottement.

Pour compléter l'énoncé, nous devons expliciter les conditions de contact :

- Si $\|\vec{u}_L\| < J$ (J le jeu structure-paroi) alors $\vec{f}_c = \vec{0}$ (ainsi que toutes les actions qui en résultent)
- Si $\|\vec{u}_L\| \geq J$ alors $\|\vec{u}_L\| = J$ (condition de contact avec les actions de frottement) et $\frac{\vec{f}_c}{\|\vec{f}_c\|} = -\frac{\vec{u}_L}{J}$ (l'effort de contact s'oppose au mouvement latéral \vec{u}_L).

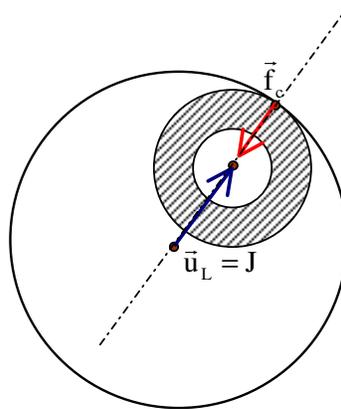


Figure 3.7 : La force de contact s'oppose au déplacement latéral

L'ensemble de ces conditions de contact conduisent à un problème non linéaire qui peut être résolu par un procédé itératif. Le principe général consiste à introduire les points de contact les uns après les autres (en prenant à chaque fois le point pour lequel la condition $\|\vec{u}_L\| < J$ est la moins respectée). L'ensemble des points de contact (à un moment donné du processus itératif) étant trouvé, on cherche les directions des vecteurs \vec{f}_c pour assurer le mieux possible la condition \vec{f}_c et $-(\vec{u}_L)$ parallèles et de même sens.

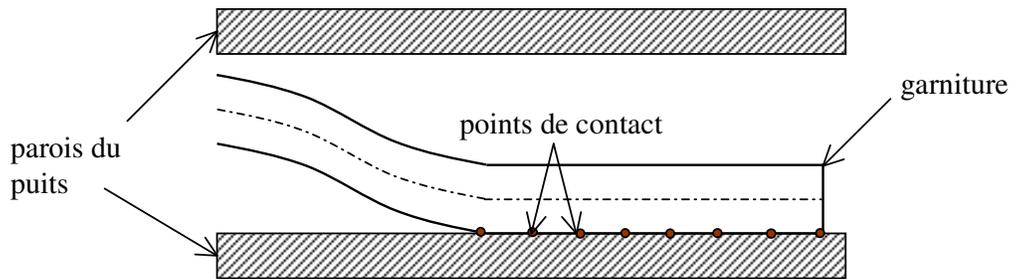


Figure 3.8 : Recherche de points de contact entre la garniture et les parois du puits

Notons que le processus de recherche de points de contact est un processus très complexe notamment pour les garnitures très élancées (plusieurs milliers de mètres), comportant plusieurs éléments de section différentes et se déformant dans un puits à trajectoire complexe (présence des courbures et des gauchissements). Ainsi l'établissement de la convergence du processus de contact pour de tels cas nécessite un nombre élevé d'itérations dans l'algorithme (voir figure 3.8 pour le cas d'un puits d'environ 5000 mètres de longueur).

Ceci dit, l'expérience montre que l'algorithme de contact utilisé dans ce modèle mécanique est beaucoup plus rapide que celui utilisé auparavant dans un modèle utilisant la méthode des éléments finis. Ceci s'explique par le fait que dans le nouveau modèle l'intégration s'effectue de manière directe accélérant ainsi le temps attribué à chaque itération.

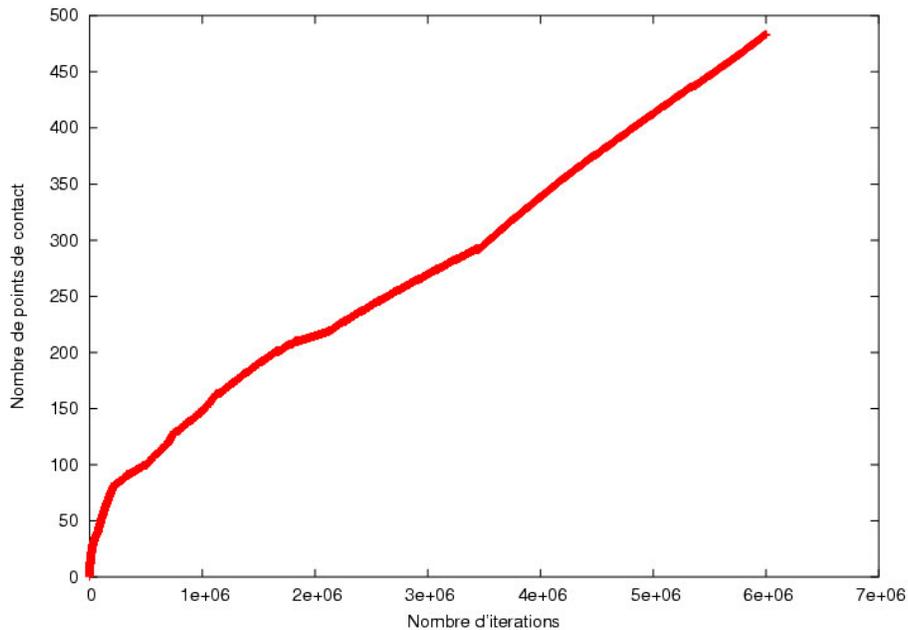


Figure 3.9 : Exemple de recherche de points de contact entre la garniture et les parois du puits par l'algorithme de contact

En outre, afin d'accélérer la convergence de l'algorithme itératif de contact, des améliorations ont été apportées. Ces améliorations consistent notamment à :

- trouver un « bon départ » de l'algorithme itératif sur la direction de \vec{f}_c en tenant compte des coefficients de frottement.
- tenir compte des limitations de l'arithmétique en « flottant » de l'ordinateur.

III-3.7 Code de calcul ABIS

Le nouveau modèle de comportement mécanique de la garniture à l'intérieur du puits de forage a été implanté dans un code de calcul qui s'appelle *ABIS*. Ce code succède à un ancien code (*STEL*) basé sur la méthode des éléments finis. Comparé à l'ancien, le nouveau code vient apporter un gain important dans le temps de calcul notamment lors du traitement de garnitures très élancées (plusieurs milliers de mètres). En effet, avec *ABIS* la résolution du problème mécanique s'effectue par une intégration directe des équations différentielles et algébriques, alors qu'avec *STEL*, la construction de la matrice de rigidité (associée à l'énergie de déformation) et son inversion sont obligatoires à chaque itération de l'algorithme de contact.

Le fichier de données d'*ABIS* se présente de la manière suivante :

- données générales (conditions aux limites, chargements, nombre d'itérations, précisions)
- données détaillées par tronçon de la garniture (abscisse curviligne, tangente, section, inertie, jeu, coefficients de frottements axial et radial)

Le fichier résultats comporte deux parties :

- les points de contact (recherchés par l'algorithme de contact) ainsi que l'intensité et la direction des forces de contact.
- forces, moments, déplacements et rotations en chaque point discrétisé de la garniture

III-4 CONCLUSION

Nous avons explicité dans ce chapitre les étapes principales dans la modélisation du comportement mécanique de la garniture à l'intérieur d'un puits de forage.

Cette modélisation s'appuie sur un couplage entre les équations d'équilibre de la structure soumise aux chargements extérieurs et un algorithme itératif de contact unilatéral garniture-puits avec frottement. Contrairement à la majorité des modèles rencontrés dans la littérature sur le calcul de frottement, dans ce nouveau modèle, les points de contact sont aussi des inconnus du problème à résoudre.

La modélisation se fait en deux étapes. Dans la première, phase de formulation théorique du problème, nous supposons connue la géométrie finale de la structure et nous établissons les équations du modèle d'abord avec l'hypothèse du contact continu uniquement, ensuite avec gestion des irrégularités (de la trajectoire et de la garniture) et des contacts ponctuels afin d'établir un formalisme complet. Dans la deuxième étape, phase de résolution du problème, nous abordons le problème d'incertitude sur la géométrie de la déformée (à cause de sa déformation à l'intérieur du puits) et des conditions aux limites afin de les intégrer dans le procédé de résolution finale. La résolution se fait de manière directe sans faire appel à la méthode des éléments finis gagnant ainsi en temps de calcul. Un code de calcul appelé ABIS a été développé au CGES et le nouveau modèle y a été implanté et validé. L'algorithme de contact du code a subi beaucoup d'améliorations afin d'accélérer la convergence du processus itératif et de pouvoir simuler des garnitures très élancées (plusieurs milliers de mètres) en un temps réduit.

CHAPITRE IV

APPLICATION DU NOUVEAU MODELE A LA PREDICTION DES PERTES EN FROTTEMENT DANS LES PUITTS PETROLIERS

CHAPITRE IV : APPLICATION DU NOUVEAU MODELE A LA PREDICTION DES PERTES EN FROTTEMENT DANS LES PUIITS PETROLIERS

IV-1 INTRODUCTION

Nous proposons dans ce chapitre une analyse de la validité du modèle tridimensionnel de calcul du comportement mécanique des garnitures de forage à l'intérieur des puits pétroliers, que nous avons présenté au chapitre précédent et cela à partir de sa confrontation d'une part aux modèles classiques de calcul des frottements et d'autre part à des mesures réelles de forage pétrolier. Pour cela, nous disposons de mesures sur plusieurs puits à différentes trajectoires.

Notre analyse sera partagée en trois parties :

- la première concerne la présentation et le traitement des données du problème (trajectoire, garniture, paramètres de forage, etc,...) ainsi que celles des mesures réelles de forage ; nous présentons aussi la procédure de simulation,
- la deuxième partie porte sur une étude de sensibilité de notre modèle aux différents paramètres de simulation (discrétisation de la garniture, méthode de reconstitution de la trajectoire, jeu entre la garniture et les parois du puits, coefficients de frottement, etc,...),
- la troisième et dernière partie est consacrée à la simulation numérique du couple de torsion en surface "*Torque*" et des tensions de remontée et de descente "*Drag*" des tiges ainsi que les forces de contact structure-parois du puits ; la confrontation aux mesures de terrain permet de vérifier les prédictions de notre modèle et sa comparaison avec les modèles classiques permet d'évaluer son apport par rapport aux modèles existants.

IV-2 TRAITEMENT DES DONNEES

IV-2.1 Données

Les données obtenues pour chaque puits pétrolier concernent :

IV-2.1.1 La trajectoire

Les fichiers de données de la trajectoire (connus sous le nom de fichiers *survey*) que nous avons traité, comportent l'évolution, en fonction de la profondeur forée, de l'inclinaison et de l'azimut (en degrés). Les fréquences classiques de mesures de la trajectoire varient généralement entre 10 et 30 m (à chaque rajout d'une, deux ou de trois tiges de forage) ; nous disposons également de certaines mesures en "continu" (chaque mètre voire même chaque 50 cm).

L'incertitude sur la mesure d'inclinaison varie de $\pm 0.18^\circ$ (pour les valeurs $> 5^\circ$) à $\pm 0.25^\circ$ (pour les valeurs $< 5^\circ$). L'incertitude sur la mesure de l'azimut est plus élevée que celle sur l'inclinaison. Elle varie de $\pm 1.5^\circ$ (pour les valeurs $> 5^\circ$) à $\pm 1.0^\circ$ (pour les valeurs $< 5^\circ$).

IV-2.1.2 La garniture

Les phases 17 ½, 12 ¼ et 8 ½ de forage ont été réalisées le plus souvent en mode *rotary* avec des garnitures à symétrie de révolution comportant plusieurs éléments (outil de forage, masses tiges (DC), stabilisateurs, tiges lourdes (HWDP), tiges de forage (DP) et beaucoup d'autres éléments complémentaires de longueur réduite (connexions, moteurs, appareils de mesure, etc,...).

Pour chaque élément, nous disposons des caractéristiques géométriques (diamètre extérieur, diamètre intérieur, diamètre extérieur maximal, longueur de l'élément). Le diamètre extérieur maximal est une donnée importante car comme nous le verrons plus loin, c'est ce paramètre qui conditionne le contact garniture-parois du puits. En effet, pour les tiges de forages, le diamètre maximal est celui au niveau du raccord ("*Tool Joint*"), sa connaissance est indispensable car c'est là que s'établit généralement le contact avec les parois du puits.

Ainsi, pour faciliter la simulation, les données réelles de la garniture sont pré-traitées de manière à garder tel quels les éléments importants (DP, HWDP, DC) et à transformer les nombreux petits éléments de moindre importance en un nombre très réduit d'éléments avec des caractéristiques équivalentes. Cette procédure de "moyennisation" s'effectue en terme de poids et de rigidité. Cette transformation n'a pas d'influence sur le calcul du "*Torque&Drag*" dans le puits de forage car la partie transformée représente une partie négligeable de toute la garniture ; nous donnons dans la partie consacrée aux simulations numériques un exemple de calcul du "*Torque&Drag*" avec garniture réelle et garniture "simplifiée" qui montre que le résultat est pratiquement identique pour les deux cas.

IV-2.1.3 Structure du puits de forage

Pour chaque puits de forage, nous disposons également de données sur le diamètre du puits et sur le programme de tubage (côte inférieure, côte supérieure, diamètres intérieur et extérieur du tubage). Ces données permettent entre autres de différencier les sections tubées des sections trou-ouvert du puits (ayant généralement des coefficients de frottement différents contre la structure de forage) .

IV-2.1.4 Les paramètres de forage

Les principaux paramètres de forage dont nous avons besoin pour faire nos simulations sont :

- la densité de la boue de forage qui nous sert à déterminer le poids déjaugé de la garniture (en tenant compte de la poussé d'Archimède)
- le poids à l'outil (WOB), le couple à l'outil (TOB) pendant la phase de forage pour pouvoir appliquer correctement les condition aux limites dans cette phase. Notons que contrairement au WOB, le TOB n'est pas toujours mesuré, il peut être mesuré que si l'on dispose d'un dispositif de mesure fond de trou, et peut être estimé à partir du WOB par une loi d'interaction outil-roche. Ceci dit, la majorité de nos simulations sont faites quand l'outil ne fore pas la formation ("*Off Bottom*"), et donc à WOB et TOB nuls.

D'autres paramètres comme la vitesse de rotation de la garniture (RPM), la vitesse d'avancement (ROP) et les vitesses axiales des manœuvres ("*trip_velocity*"), quand elles sont connues, peuvent nous renseigner sur les rapports entre les coefficients de frottement tangentiel et axial.

En outre, dans toutes nos simulations, nous avons considéré que la garniture est constituée d'un acier d'un poids volumique de 7850 Kg/m^3 , de module d'Young de $2.1 \text{ E}+11 \text{ N/m}^2$ et de coefficient de Poisson de 0.3.

IV-2.1.5 Les mesures in-situ

Les mesures dont nous disposons sont des mesures de "*Torque&Drag*" c'est à dire des mesures du couple en surface ("*TORQUE*") et des tensions ("*DRAG*") de remontée (PUW), de descente (SOW) et en suspension statique (STW ou FRW).

Il existe deux types de mesures :

- mesures effectuées par le foreur : c'est lui qui dans sa cabine note les valeurs des tensions ou du couple de torsion lues sur le "Martin Decker". La fréquence de ces mesures est généralement espacée (généralement tous les 30 m).
- mesures effectuées par la société de "mud logging" utilisant des enregistrements automatiques et en continu avec une fréquence beaucoup plus importante (nous disposons de valeurs moyennées tous les mètres). Ceci dit, les enregistrements du poids au crochet en surface (WOH) doivent subir un traitement préalable, pour distinguer les différentes opérations (descente des tiges, remontée de tiges, forage, suspension, etc,...) et savoir de quelle phase et de quelle garniture il s'agit. Cette distinction est possible en analysant en même temps les autres paramètres enregistrés ("*Bit Depth*", WOB, TOB, RPM, ROP).

Les mesures dont nous disposons appartiennent généralement aux deux catégories. Les mesures en cabine sont données dans le rapport journalier de forage (DDR) fourni par le foreur et rempli de manière quotidienne sur chantier. En outre, ce dernier rapport permet de signaler si d'éventuels dysfonctionnements se sont produits. Ainsi, une bonne lecture de ce rapport, permet non seulement de se renseigner sur les valeurs mesurées du "*Torque&Drag*" pour chaque phase mais parfois aussi d'expliquer par exemple une augmentation brusque de tension, du couple ou d'autres paramètres.

IV-2.2 Procédure de simulation avec *ABIS*

Pour effectuer une simulation de "*Torque&Drag*" à l'aide du programme *ABIS*, il faut préparer le fichier de données (figure 4.1). Pour cela, nous avons développé un utilitaire qui, lit le fichier "*survey*" et le fichier "garniture" (auquel on a incorporé les données sur le puits ainsi que les paramètres de forage), et permet de construire un fichier d'entrée pour *ABIS* de manière automatique. Notons au passage, que lors de la construction du fichier *ABIS*, nous faisons appel au code *TRAJ* qui permet de reconstituer la trajectoire à partir du fichier "*survey*" par la méthode du minimum de torsion (MMT) avec respect du caractère gauche éventuel du puits (tenant compte de la torsion géométrique qui est un paramètre géométrique important notamment pour les puits à trajectoire complexe et à caractère tridimensionnel).

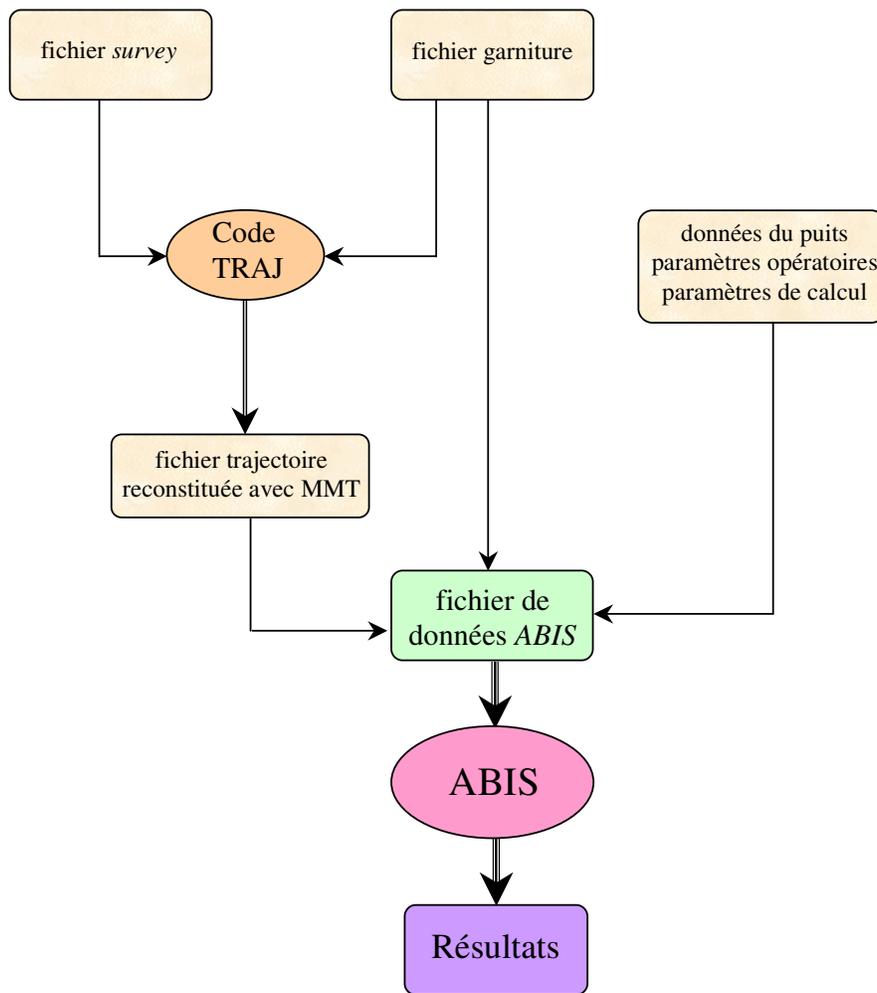


Figure 4.1 : Organigramme de la simulation avec *ABIS*

Lors de la reconstitution de la trajectoire, le maillage est affiné selon la géométrie de la garniture en question et cela afin de pouvoir simuler la présence des “*Tool Joints*” aux extrémités des tiges de forage et celle de stabilisateurs afin de se rapprocher de la réalité et de valider avec *ABIS* (algorithme de contact) le contact qui s’établit entre les “*Tool Joints*” et les parois du puits.

La garniture est décomposée en 5 types d'éléments comme le montre le tableau 4.1.

Type d'Élément	Nom	Désignation
1	STB	Stabilisateurs
2	DC	Masses tiges
3	OC	Autres composants
4	HWDP	Tiges lourdes
5	DP	Tiges de forage

Tableau 4.1 : Éléments de discrétisation de la garniture sous ABIS

L'élément OC désigne tout élément de la garniture qui n'appartient pas aux types (1,2,4 ou 5) comme par exemple (connexions, moteurs, appareils de mesure, etc,...). Pour les trois premiers types d'éléments (STB, OC et DC) la discrétisation se fait de manière uniforme avec un petit pas de discrétisation (de longueur $d = 30$ cm) comme le montre la figure 4.2.

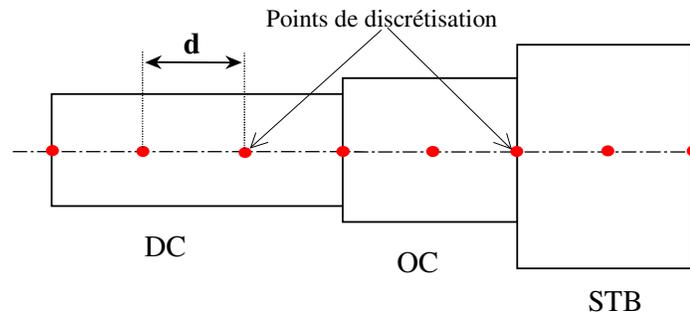


Figure 4.2 : Discrétisation des éléments type 1, 2 et 3 de la garniture sous ABIS

Pour les tiges lourdes (HWDP) et les tiges classiques de forage (DP), la discrétisation se fait comme présentée sur la figure 4.3. Chaque tige de forage est discrétisée en 3 grands pas (de longueur $D = 3$ m) et 2 petits pas ($d = 30$ cm), ce qui donne une longueur totale ($L_{DP} = 9.6$ m). Les nœuds à petits pas sont incorporés afin de mettre en évidence la présence des “*Tool-Joints*” avec leurs masses linéiques plus importantes et surtout leurs jeux réduits avec les parois du puits. Ainsi, tout comme les stabilisateurs, les “*Tool-Joints*” sont généralement des zones de contact.

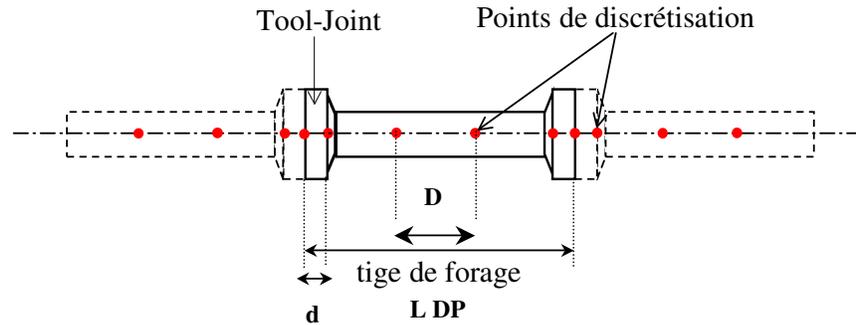


Figure 4.3 : Discrétisation des tiges avec présence de *Tool-Joints* sous *ABIS*

Lorsque les masses tiges (DC) sont relativement longues (de l'ordre de quelques centaines de mètres), le maillage des tiges est aussi appliqué aux masses tiges avec un diamètre de "*Tool-Joint*" fictif égal au diamètre extérieur des masses tiges (car les masses tiges ont un diamètre extérieur constant) réduisant ainsi le nombre de nœuds (6 nœuds au lieu de 32 nœuds pour une longueur de 9.6 m) et par suite le temps de calcul. Nous verrons dans l'étude de sensibilité avec *ABIS* que ce procédé n'a pas d'influence sur les résultats des calculs.

Par ailleurs, nous avons aussi effectué des simulations de descente des tubages à l'intérieur du puits pour déterminer l'évolution de la tension en surface en fonction de la profondeur de la côte basse du tubage au fur et à mesure de son introduction dans le puits. Sachant que le diamètre extérieur est le même sur toute la longueur du tubage (cylindre), une discrétisation uniforme à pas approprié (variant de 1 à 3 m selon la longueur totale du tubage) est appliquée.

IV-3 ETUDE DE SENSIBILITE A L'AIDE D'ABIS

IV-3.1 Introduction

Dans cette partie, nous allons étudier la sensibilité du code *ABIS* aux différents paramètres du problème (“simplification” de la garniture réelle, pas de discrétisation, méthode de reconstitution de la trajectoire, jeu entre la garniture et les parois du puits, etc,...). Cette étude est conduite afin d’élucider l’effet de la variation de tel ou tel paramètre sur les résultats de la simulation et ainsi de souligner son importance dans le calcul du “*Torque&Drag*”.

IV-3.2 “Simplification” de la garniture réelle

Le tableau 4.2 donne la composition de la garniture réelle (la longueur totale est de 2200 m).

N°	L (m)	D INT (")	D EXT (")	D MIN (")	D MAX (")
1	0.28	1.00	12.15	1.00	12.25
2	2.27	2.8125	7.875	2.8125	12.20
3	0.77	2.8125	8.00	2.8125	8.00
4	6.75	3.0313	8.6875	3.0313	12.00
5	8.32	2.75	8.000	2.75	8.00
6	2.26	2.8125	7.875	2.8125	12.20
7	11.70	2.8125	8.25	2.8125	8.25
8	1.47	2.8125	7.875	2.8125	12.20
9	18.08	2.75	8.00	2.75	8.00
10	26.99	2.875	8.00	2.875	8.00
11	9.73	2.8125	8.25	2.8125	8.25
12	18.21	2.875	8.00	2.875	8.00
13	10.22	2.8125	8.125	2.8125	8.125
14	0.86	2.8125	7.9375	2.8125	7.9375
15	9.10	5.00	6.625	4.00	8.50
16	0.88	2.8125	8.00	2.8125	8.00
17	0.58	3.50	7.00	3.50	7.00
18	154.74	5.00	6.625	4.00	8.50
19	1916.79	4.78	5.50	3.00	7.50

Tableau 4.2 : Composition de la garniture réelle

Après la procédure de “simplification” de la garniture avec moyennisation sur les rigidités et les poids linéiques, nous obtenons la garniture donnée dans le tableau 4.3 :

N °	Nom E.	Type E.	L (m)	DINT (")	DMIN (")	DMIN (")	DMAX (")
1	OC	3	50.0	3.00	9.50	3.00	9.505
2	DC	1	66.0	2.875	8.00	2.875	8.005
3	HWDP	4	164.0	5.00	6.625	4.00	8.50
4	DP	5	1920.0	4.78	5.50	3.00	7.50

Tableau 4.3 : Composition de la garniture après “simplification”

Les types d’éléments ainsi que leurs désignations ont été présentés dans le paragraphe IV.2.

Nous donnons dans la suite la trajectoire du puits simulé par les variations de l'inclinaison et de l'azimut en fonction de la profondeur forée.

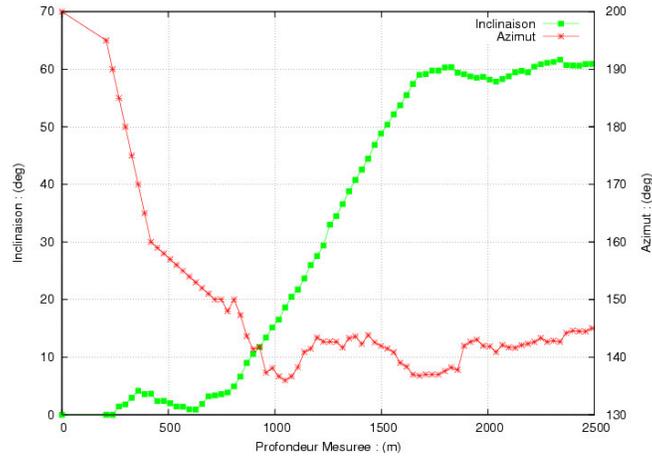


Figure 4.4 : Trajectoire du puits de forage

En plus, nous avons supposé que le puits comporte deux sections : la première avec tubage (de la surface à 660 m) avec un coefficient de frottement de **0.1**, et la deuxième est en découvert (de 660 à 2200 m) avec un coefficient de frottement de **0.15**.

Les résultats en terme de couple en surface sont présentés sur la figure 4.5.

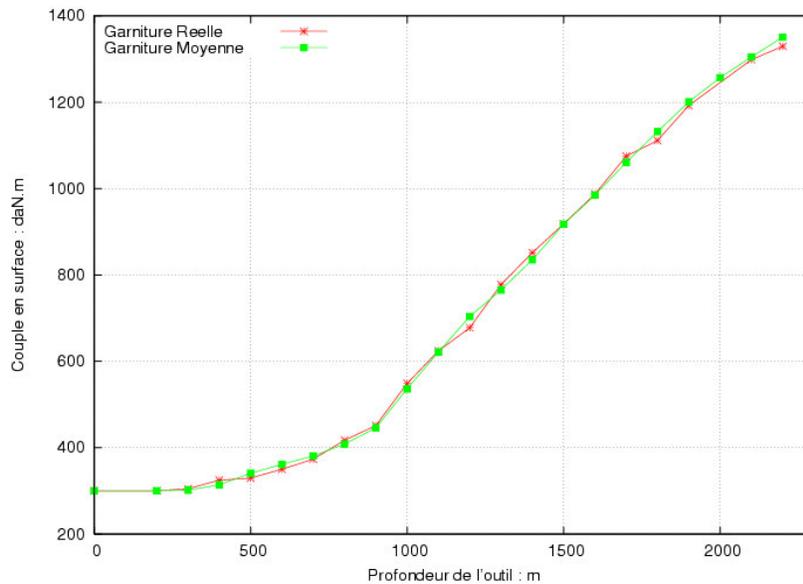


Figure 4.5 : Comparaison du couple en surface en utilisant la garniture réelle et la garniture "simplifiée"

Nous remarquons que les deux garnitures donnent pratiquement le même résultat d'où l'intérêt d'utiliser de la garniture "simplifiée" facilitant la procédure de simulation et réduisant donc le temps de saisi des données.

IV-3.3 Discrétisation de la garniture

Pour évaluer l'effet du pas de discrétisation sur les calculs par le code *ABIS* des tensions et du moment de torsion, nous avons choisi une section de 500 m d'un puits de forage (figure 4.6) et nous avons fait varier le pas de discrétisation uniforme de la garniture de 10 cm à 10 m. Cette section comporte 120 m de phase inclinée à 45°, une phase montante de 180m avec un gradient d'inclinaison de 2°/30m et 200 m avec un double gradient d'inclinaison et d'azimut de 2°/30m (trajectoire classique avec des gradients standards). La tige choisie pour la simulation est une tige pesante type DC (masses tiges) avec un diamètre intérieur de 3'' et un diamètre extérieur de 8''. Le diamètre du puits est de 12 ¼ '' et le coefficient de frottement est supposé égal à 0.3.

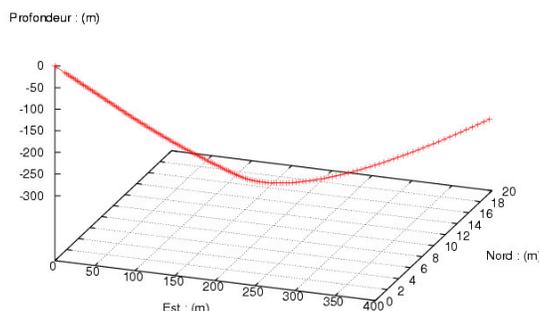


Figure 4.6 : Géométrie de la section du puits de 500 m

Les résultats de la simulation de la tension dans les tiges (figure 4.7) sont les mêmes pour tous les pas de discrétisation choisis alors que le moment de torsion (figure 4.8) commence à changer dès le pas de 5 m et l'écart est plus important avec un pas de 10 m alors que pour des pas inférieurs ou égaux à 3 m, le résultat est le même. Ainsi, pour effectuer une simulation "Torque&Drag" un pas de longueur inférieure ou égale à 3 m suffit. Dans toutes nos simulations du "Torque&Drag", le pas de discrétisation choisi est toujours inférieur à 3m (0.3 m, pour la BHA et les "Tool Joints", et 3 m entre deux "Tool Joints" d'une tige de forage).

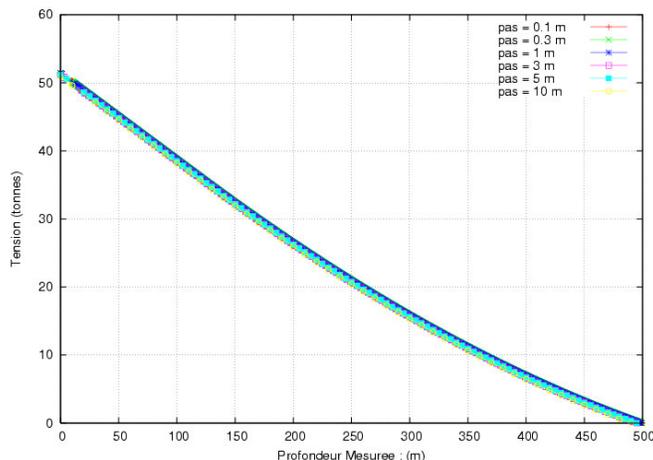


Figure 4.7 : Influence du pas de discrétisation de la garniture sur le calcul par *ABIS* de la tension dans les tiges

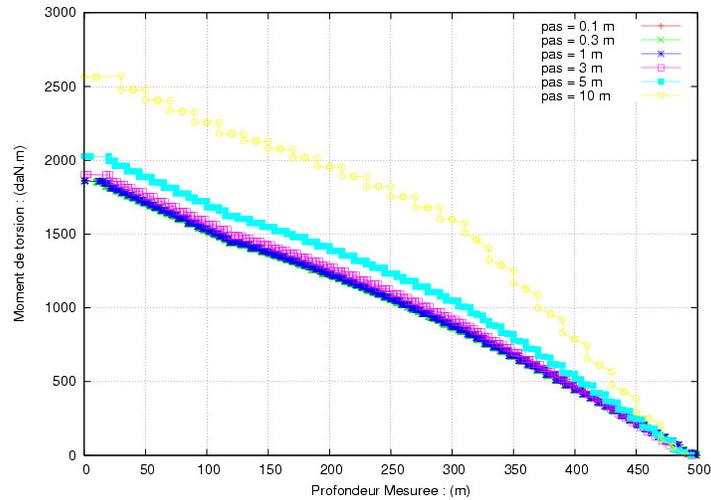


Figure 4.8 : Influence du pas de discrétisation de la garniture sur le calcul du moment de torsion dans les tiges

IV-3.4 Jeu entre garniture et parois du puits

Avec les mêmes conditions que celles du paragraphe précédent (même section de puits, même tige et même coefficient de frottement) nous avons fait varier le diamètre du puits afin d’analyser l’influence du jeu sur les calculs fournis par *ABIS*.

Les résultats en terme de tensions et de moment de torsion sont les mêmes pour différents jeux (voir figure 4.9 pour le moment de torsion). Ainsi, pour la trajectoire choisie, le diamètre du puits n’a pas d’influence sur les résultats du calcul du “*Torque&Drag*”.

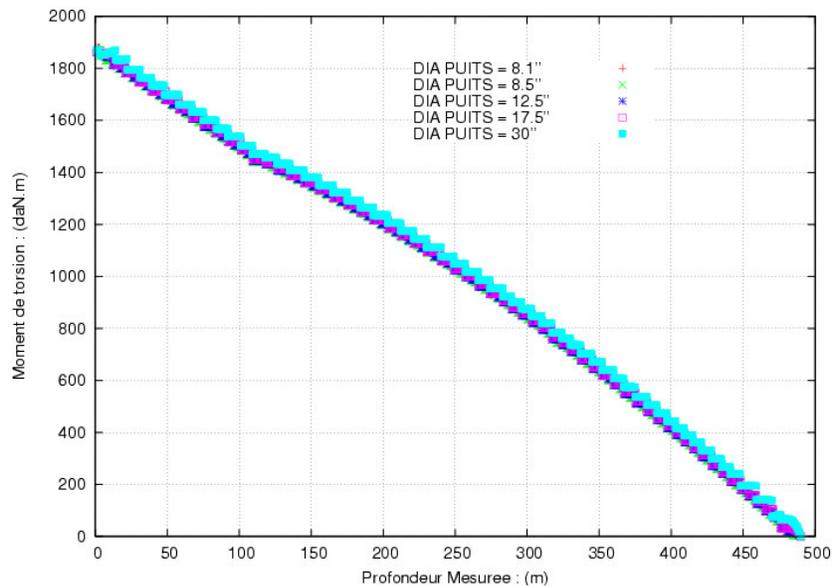


Figure 4.9 : Influence du jeu entre la tige et les parois du puits sur le calcul du moment de torsion

IV-3.5 Conditions aux limites

Comme expliqué dans le troisième chapitre de ce rapport, la condition au limite adaptée lors des manœuvres (remontée, descente ou suspension statique), dans le calcul des frottements, au point bas de la garniture est une condition au limite type “*Torque&Drag*” avec blocage des rotations et déplacements latéraux et libération des déplacement et rotation axiaux. Nous avons voulu savoir l’influence d’une condition au limite totalement libre au point bas sur les résultats des calculs.

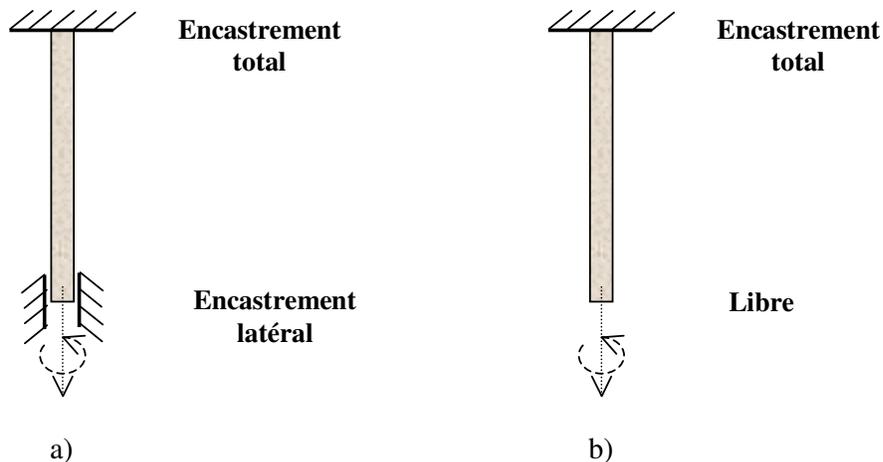


Figure 4.10 : Conditions au limite au point bas de la garniture a) *Torque&Drag* , b) Libre

Pour la simulation, nous avons repris les mêmes conditions que celles du paragraphe IV-3.3. Les résultats des simulations montrent que les tensions ainsi que le moment de torsion sont insensibles au blocage ou non des déplacements et rotations latéraux.

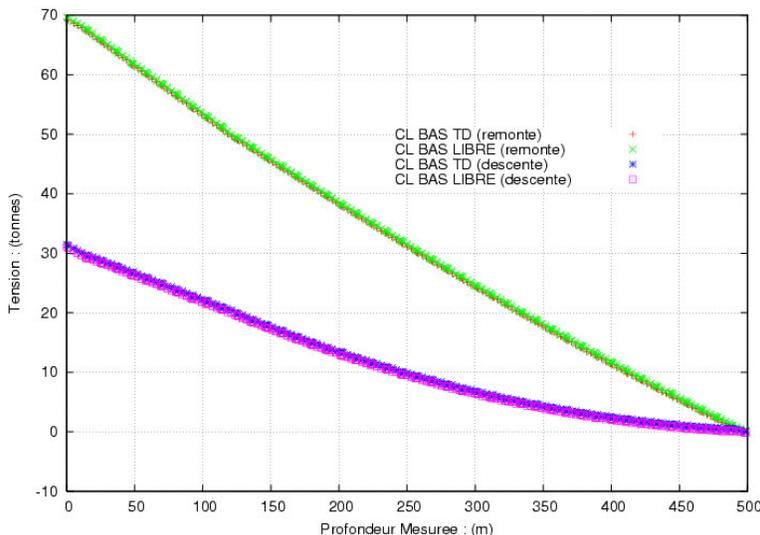


Figure 4.11 : Influence de la condition aux limites au point bas de la garniture entre la tige et les parois du puits sur le calcul des tensions

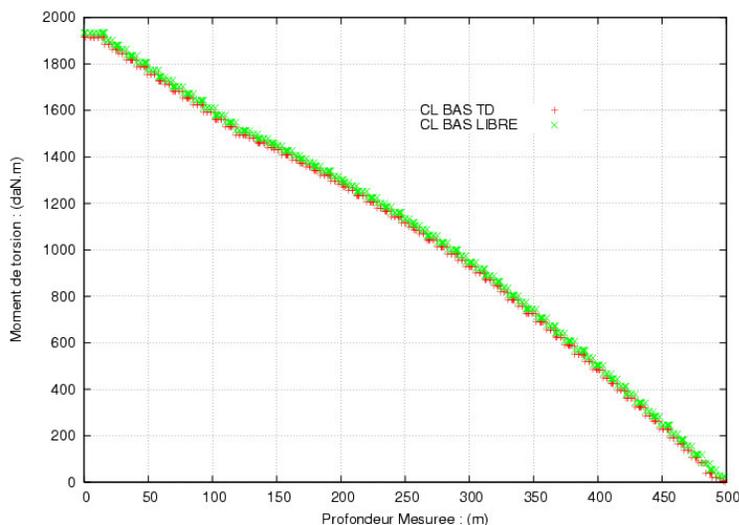


Figure 4.12 : Influence de la condition aux limites au point bas de la garniture entre la tige et les parois du puits sur le calcul du moment de torsion

IV-3.6 Influence du coefficient de frottement

Le coefficient de frottement est le paramètre le plus important dans le calcul du "Torque & Drag". Pour cette raison, il est important d'élucider l'influence de sa variation sur les valeurs calculées du moment de torsion et des tensions de descente et de remontée. En effet, cela permet de quantifier l'effet de la diminution de ce coefficient par exemple suite au changement de la nature de la boue de forage ou à l'incorporation d'un accessoire anti-frottement ou simplement l'effet d'une mauvaise estimation de ce coefficient.

La trajectoire du puits et les caractéristiques de la tige sont toujours celles du paragraphe IV.3.3 et le coefficient de frottement varie de 0.05 à 0.4 par pas de 0.05.

Les figures 4.13 et 4.14 montrent que les tensions et le moment de torsion sont sensibles aux variations du coefficient de frottement (la tension de descente est plus sensible que la tension de remontée). Ainsi, le coefficient de frottement doit être connu avec précision car même une petite variation se répercute par une variation importante du moment de torsion et des tensions (par exemple le passage de 0.35 à 0.4 se répercute par l'augmentation de la tension en remontée de l'ordre de 5%, de la diminution de la tension de descente de 16% et de l'augmentation du moment de torsion de 12%). En revanche, le coefficient de frottement ne joue aucun rôle dans le calcul du poids statique (STW) car il est simplement supposé égal à zéro.

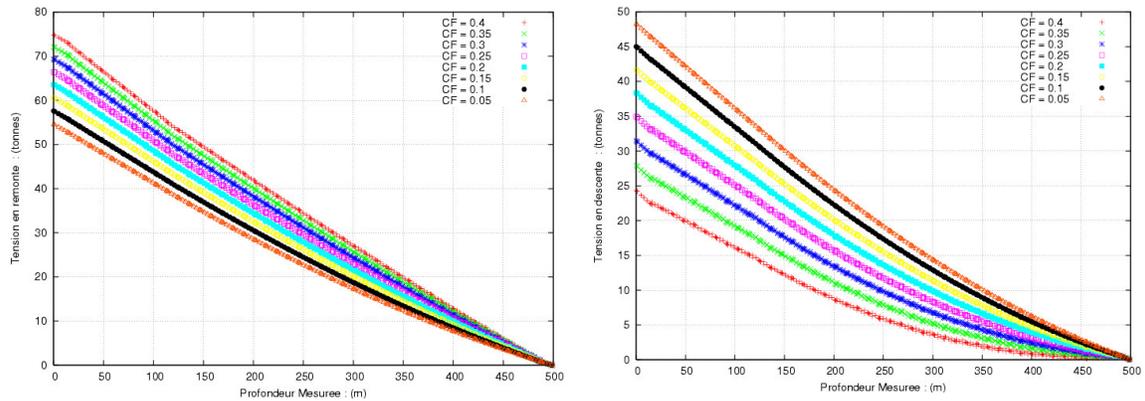


Figure 4.13 : Influence de la variation du coefficient de frottement sur le calcul des tensions de remontée et de descente des tiges

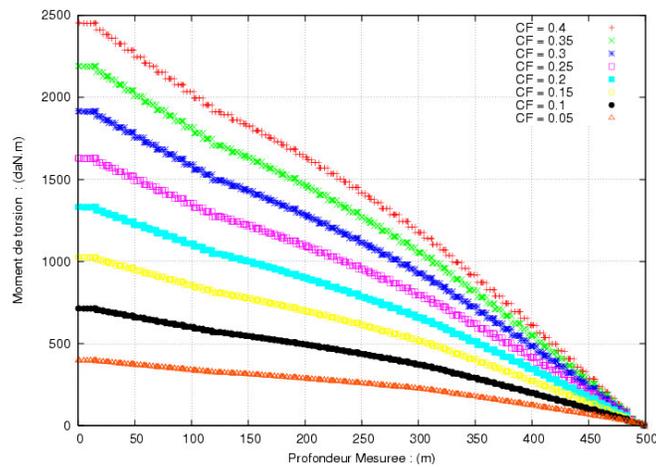


Figure 4.14 : Influence de la variation du coefficient de frottement sur le calcul du moment de torsion dans les tiges

IV-3.7 Influence de la méthode de reconstitution de la trajectoire

Pour les simulations du “Torque&Drag” avec le code *ABIS*, nous avons utilisé la méthode tridimensionnelle MMT (méthode du minimum de torsion géométrique) pour reconstituer la trajectoire du puits (calcul de la tangente et des coordonnées cartésiennes sur la trajectoire). En pratique, c’est la méthode du minimum de courbure MMC qui reste encore couramment utilisée pour la reconstitution.

Pour connaître l’influence de l’utilisation du type de méthode sur les calculs, nous avons simulé trois tronçons à trajectoires gauches de puits de longueur 300m avec une inclinaison de 45° et trois gradients d’azimut GA élevés (5°/30m, 15°/30m et 30°/30m).

Nous donnons dans le tableau 4.4 les valeurs de la courbure et de la torsion géométrique moyens avec chacune des deux méthodes de reconstitution selon la valeur du gradient d’azimut GA.

Nous remarquons que plus GA augmente plus la torsion géométrique τ (obtenue par MMT) augmente (τ est nulle avec la MMC car cette méthode ne prend pas en compte la torsion géométrique).

<i>Gradients GA</i>	<i>MMC</i>		<i>MMT</i>	
5°/30m	$\rho = 2.05 \cdot 10^{-3}$	$\tau = 0$	$\rho = 2.05 \cdot 10^{-3}$	$\tau = 2.05 \cdot 10^{-3}$
15°/30m	$\rho = 6.17 \cdot 10^{-3}$	$\tau = 0$	$\rho = 6.17 \cdot 10^{-3}$	$\tau = 6.17 \cdot 10^{-3}$
30°/30m	$\rho = 1.23 \cdot 10^{-2}$	$\tau = 0$	$\rho = 1.23 \cdot 10^{-2}$	$\tau = 1.23 \cdot 10^{-2}$

Tableau 4.4 : Valeurs de la courbure et de la torsion géométrique obtenues par les méthodes MMC et MMT

L'allure des trajectoires pour les trois gradients est présentée sur la figure 4.15 :

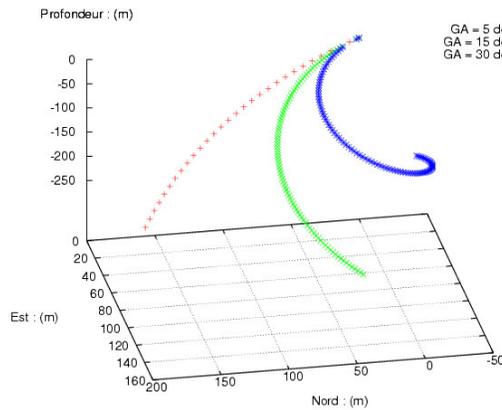


Figure 4.15 : Allure des trajectoires pour différents GA

Le coefficient de frottement choisi pour la simulation vaut **0.3**.

Les simulations de la tension et du moment de torsion montrent que les deux méthodes de reconstitution donnent toujours les mêmes résultats en tension et que les différences entre les deux méthodes n'apparaissent qu'avec un gradient d'azimut GA=30°/30m (gradient très élevé) dans le calcul du moment de torsion. Ainsi, nous pouvons dire que pour les trajectoires réalistes (gradients d'azimut < 15°/30m) les deux méthodes MMC et MMT donnent le même résultat en terme de tension et de moment de torsion.

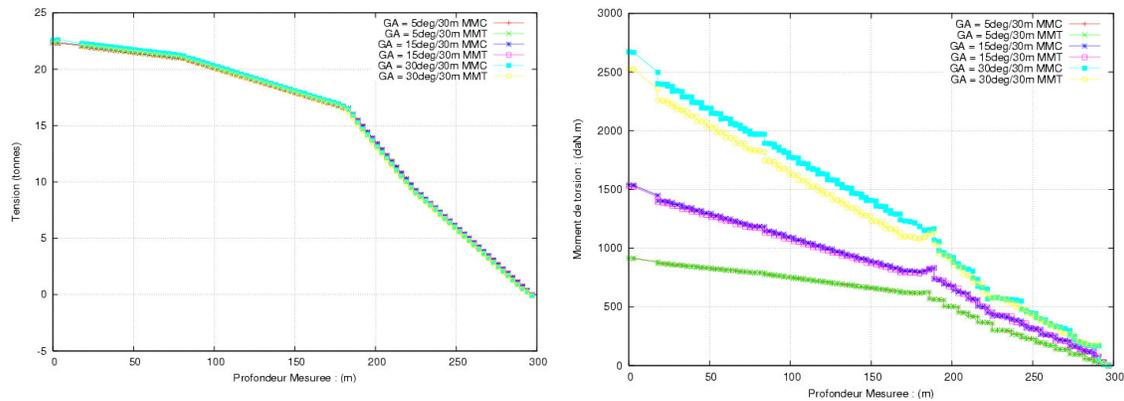


Figure 4.16 : Influence de la méthode de reconstitution de la trajectoire sur le calcul de la tension et du moment de torsion dans les tiges

IV-3.8 Influence de la tortuosité dans la phase verticale

IV-3.8.1 Trajectoires

Nous nous intéressons ici à un puits classique composé d'une phase verticale de 1200 m et d'une phase montante de 300 m. Nous cherchons à évaluer l'influence de l'inclinaison en phase verticale sur le "Torque&Drag" évalué par ABIS.

La forme des trajectoires ainsi que l'évolution de l'inclinaison pour chaque cas sont données par la figure 4.17.

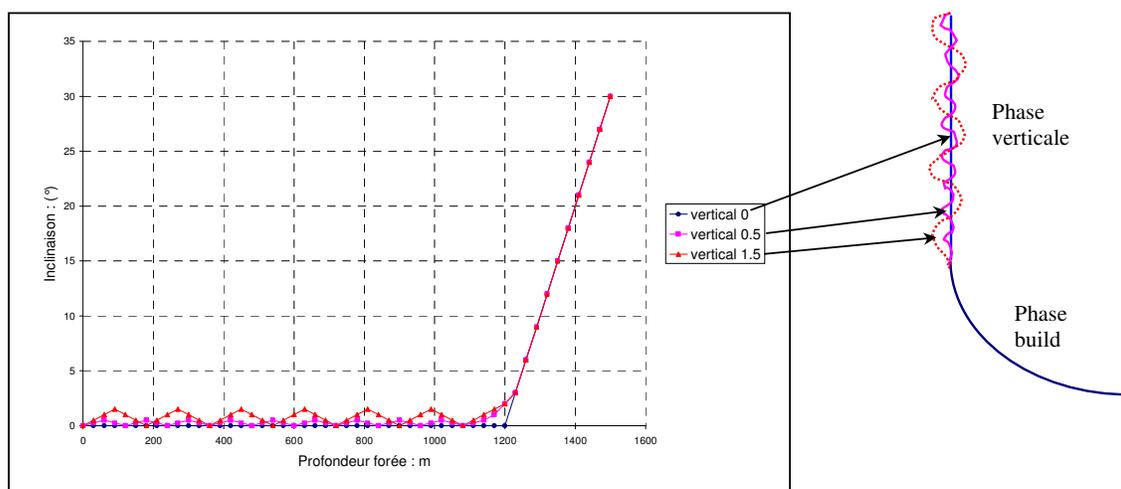


Figure 4.17 : Evolution de l'inclinaison en fonction de la profondeur forée pour les trois cas et formes des trajectoires associées

IV-3.8.2 Simulations du "Torque&Drag"

Les résultats des simulations sont donnés sur la figure 4.18. La courbe rouge désigne la référence (phase verticale parfaitement droite avec une inclinaison nulle sur toute la section). Par rapport à cette référence, nous remarquons que, plus la sinuosité en phase verticale est importante, plus le couple de torsion augmente de manière remarquable (les tensions ne varient pas assez). Cette augmentation du couple de torsion peut atteindre presque le double de la valeur enregistrée avec la trajectoire de référence si la sinuosité atteint 1.5°; elle est de l'ordre de 25% si la sinuosité n'est que de 0.5°. Ainsi, même si la sinuosité est relativement faible en phase verticale (0.5°), le couple de torsion perdu par frottement à cause de cette sinuosité est assez important. Sachant que l'incertitude sur la mesure de l'inclinaison pour les angles inférieures à 5° est de 0.25°, nous pouvons conclure que cette incertitude de mesure de l'inclinaison peut influencer les résultats de prédiction du "Torque&Drag". Il en résulte que les foreurs doivent veiller à ce que la phase verticale soit la plus droite possible afin de minimiser les pertes inutiles en frottement tangentiel et ainsi transmettre convenablement le couple à l'outil pour la foration.

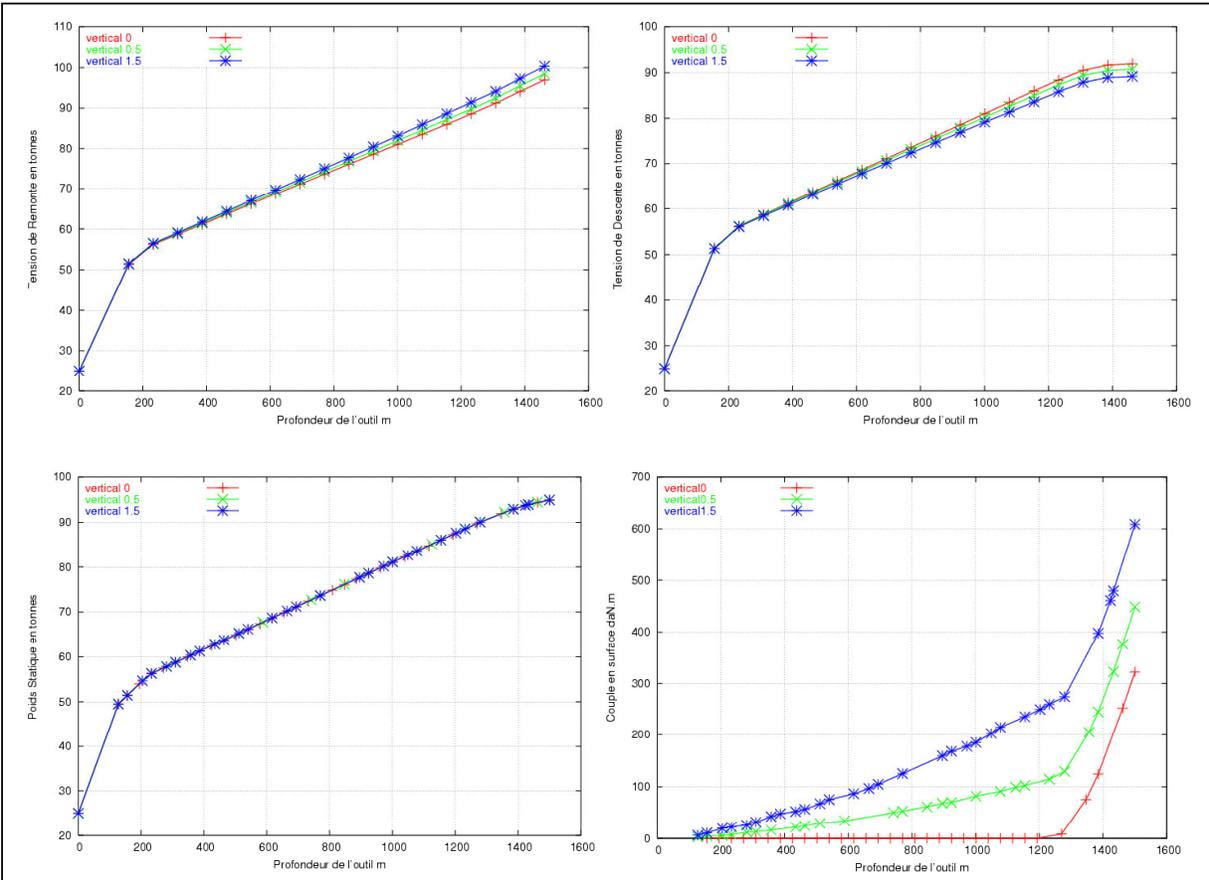


Figure 4.18 : Evolution des grandeurs du “Torque&Drag” (phase 12” ¼)

IV-3.9 Conclusion

L’étude de sensibilité nous a montré, entre autres, que :

- un pas de discrétisation de la garniture inférieur ou égal à 3m est suffisant pour faire un calcul “Torque&Drag” avec ABIS pour les trajectoires standards
- même des petites variations du coefficient de frottement peuvent influencer les résultats de calcul “Torque&Drag” de manière significative (notamment pour la tension de descente et le couple de torsion)
- les calculs des tensions et du moment de torsion sont peu sensibles au jeu qui sépare les tiges aux parois du puits ainsi qu’à la méthode de reconstitution de la trajectoire utilisée (MMC ou MMT) pour les trajectoires standards
- les petites variations de l’inclinaison en phase verticale ont des répercussions importantes sur les calculs du “Torque&Drag” notamment pour le couple en surface.

IV-4 SIMULATIONS NUMERIQUES ET ETUDE COMPARATIVE

IV-4.1 Introduction

Dans ce qui suit, nous allons présenter les résultats des simulations numériques afin d'établir une étude comparative entre le modèle couramment utilisé par l'industrie du forage (Modèle LISSE) sans gestion des contacts et notre modèle rigide avec gestion des contacts (Code *ABIS*). Nous avons restreint les comparaisons uniquement avec le modèle LISSE pour deux raisons : d'abord parce que ce modèle est très répandu dans l'industrie du forage et qu'il est le plus utilisé comme outil de diagnostic et de monitoring. Ensuite parce que les modèles rigides existants qui s'appuient sur la même hypothèse de contact que le modèle LISSE (modèle de Ho 1987) donnent presque les mêmes résultats que ce dernier pour les puits les plus habituellement forés ; les différences observées dues à la rigidité ne deviennent significatives que pour les parties lourdes de la garniture contraintes à des "doglegs" théoriques très élevés (20°/30m ou plus).

Nous commençons par l'étude comparative avec des puits à géométrie "relativement simple" (bidimensionnelle ou faiblement tridimensionnelle et sans tortuosité locale). Ensuite, nous passons à l'étude des trajectoires particulières à géométrie "relativement complexe" (présentant un fort gauchissement et/ou des tortuosités locales assez prononcées) afin de mettre en valeur l'apport de notre nouveau modèle en analysant l'influence de divers critères tel que la tortuosité ou le gauchissement. Pour chaque puits, nous traçons l'allure tridimensionnelle de la trajectoire, l'évolution de l'inclinaison et de l'azimut en fonction de la profondeur forée ainsi que les résultats des simulations.

Outre les simulations du "*Torque&Drag*", nous traçons aussi, pour certains puits, l'évolution des forces de contact latéral entre la garniture et les parois du puits en fonction de la profondeur, obtenue par les deux modèles pour différents scénarios possibles (remontée, descente, poids statique ou rotation de la garniture).

En outre, nous confrontons, pour plusieurs puits réels, les prévisions du "*Torque&Drag*" de deux modèles (LISSE et *ABIS*) aux mesures *in situ* afin de s'assurer de la validité de notre modèle.

Par ailleurs, contrairement à plusieurs auteurs (Maidla (1987), Hendricks (1999), etc,...) qui calent leurs coefficients de frottement avec les mesures *in situ* selon la nature de l'opération (remontée, descente, rotation de la garniture), nous avons gardé le caractère intrinsèque du coefficient de frottement en utilisant les mêmes coefficients (un pour le frottement garniture-tubage et un autre pour le frottement garniture-roche) pour les puits forés dans un même champ pétrolier et ceci indépendamment de la nature de l'opération.

IV-4.2 Puits à géométrie simple

IV-4.2.1 Puits bidimensionnel

a) trajectoire

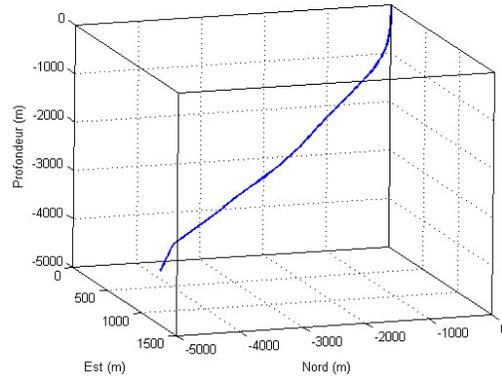


Figure 4.19 : Trajectoire du puits P1

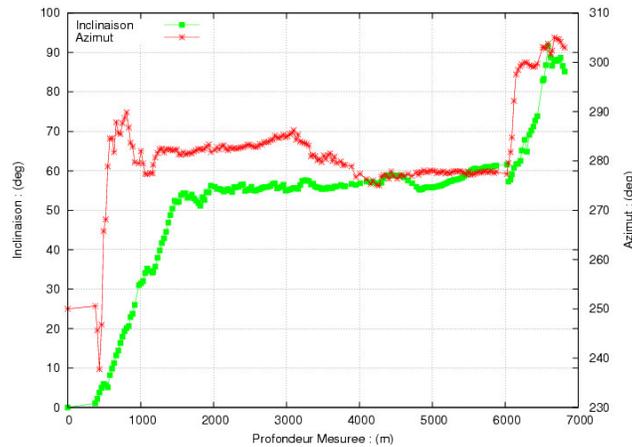


Figure 4.20 : Evolution de l'inclinaison et de l'azimut en fonction de la profondeur

Le puits P1 considéré ici est un puits assez long (6814 m), mais sa géométrie est presque bidimensionnelle comme le montre la figure 4.19 surtout sur les premiers 6000 m. D'ailleurs les DLS ("*dogleg severity*") sont relativement faibles tout au long du puits (inférieurs à $2^\circ/30$ m sauf dans les derniers 800 m où les DLS dépassent localement $4^\circ/30$ m).

Remarque : de manière générale, les variations mêmes importantes de l’azimut, quand elles sont accompagnées d’une faible inclinaison (inférieure à 10° ou 20° : comme pour les premiers 1000m du puits P1) sont sans importance sur la forme de la trajectoire et donc ensuite sur les calculs des frottements. En revanche, lorsque des variations importantes sont accompagnées d’une forte inclinaison (supérieure à 40°), elles induisent des gauchissements, changent l’allure de la trajectoire et peuvent affecter les calculs de frottements.

b) garniture

Nous donnons dans le tableau 4.5, après homogénéisation, la garniture de forage utilisée en phase 12 ” ½ ainsi que les sections tubées et trou découverts du puits et les coefficients de frottement correspondants.

Nom	Type	Long. (m)	D INT (’)	D EXT (’)	D MIN (’)	D MAX (’)
OC	3	54	2.81	8.00	2.81	8.00
HWDP	4	277	5.00	6.625	5.0	8.00
HWDP	4	345	5.965	6.625	5.0	8.0
DP	5	6138	4.778	5.50	3.50	7.248

Tableau 4.5 : Composition de la garniture du puits P1

D MIN et D MAX sont introduits pour décrire les diamètres intérieur et extérieur des “Tool Joints” pour les tiges de forage (DP) et les tiges lourdes (HWDP).

c) structure du puits (voir tableau 4.6)

Sections	Longueur (m)	Diamètre intérieur (’)	Coefficient de frottement	Densité de la boue
Tubée	0 à 3127	12.515	0.25	1.2
Trou découvert	3127 à 6814	12.25	0.34	1.2

Tableau 4.6 : Structure du puits P1

d) simulations du “Torque&Drag”

Nous remarquons sur la figure 4.21 que les deux modèles LISSE et ABIS donnent pratiquement les mêmes résultats en terme de prédictions du “Torque&Drag” avec un tout petit écart à la fin pour le moment de torsion dû à l’augmentation des DLS entre 6000 m et 6800 m comme indiqué au paragraphe précédent sur la trajectoire. Pour les données expérimentales, nous disposons de celles associées au poids statique (FRW) et ces données confortent relativement bien les prédictions des deux modèles notamment entre 3000 et 6000 m.

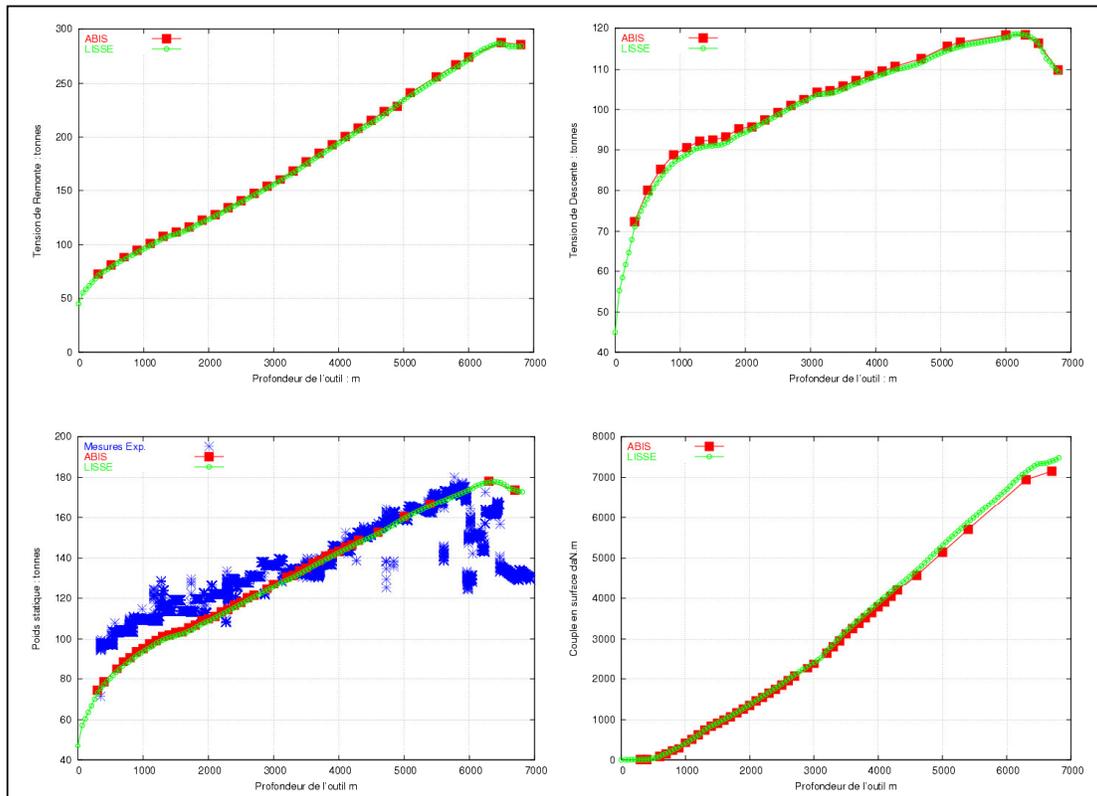


Figure 4.21 : Evolution des grandeurs “Torque&Drag” dans le cas du puits P1 (phase 12'' ¼)

IV-4.2.2 Puits bidimensionnels en cours de forage

a) trajectoire

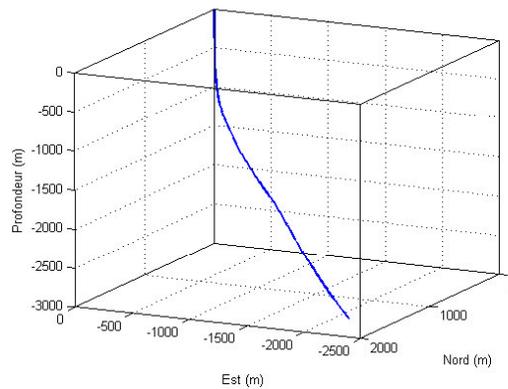


Figure 4.22 : Trajectoire du puits P2

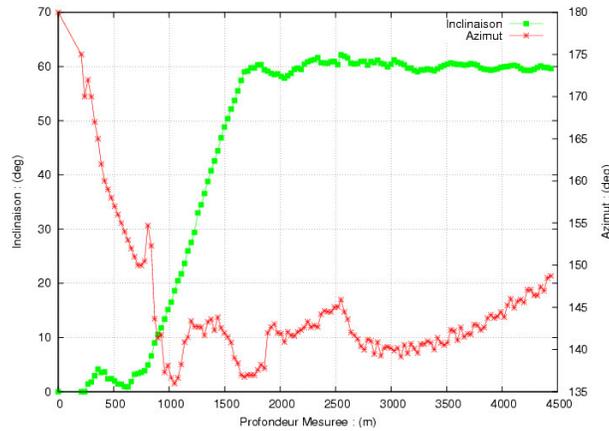


Figure 4.23 : Evolution de l'inclinaison et de l'azimut en fonction de la profondeur

Le puits P2, comme le montre sa géométrie (figure 4.22), est un puits bidimensionnel avec absence de tortuosité et *dog legs* locaux. En effet, le gradient d'inclinaison est partout faible (maximum $2^\circ/30$ m entre 500 et 1500 m dans la phase montante) et le gradient d'azimut est presque inexistant (inférieur à $1^\circ/30$ m).

b) structure du puits et coefficients de frottement

Le puits de forage comporte une section tubée entre 0 et 657 m et une section en découvert entre 657 m et 4440 m. Pour les simulations, nous avons utilisé un coefficient de frottement de **0.1** en tubage et un coefficient de frottement de **0.15** en trou découvert.

c) simulations du "Torque&Drag"

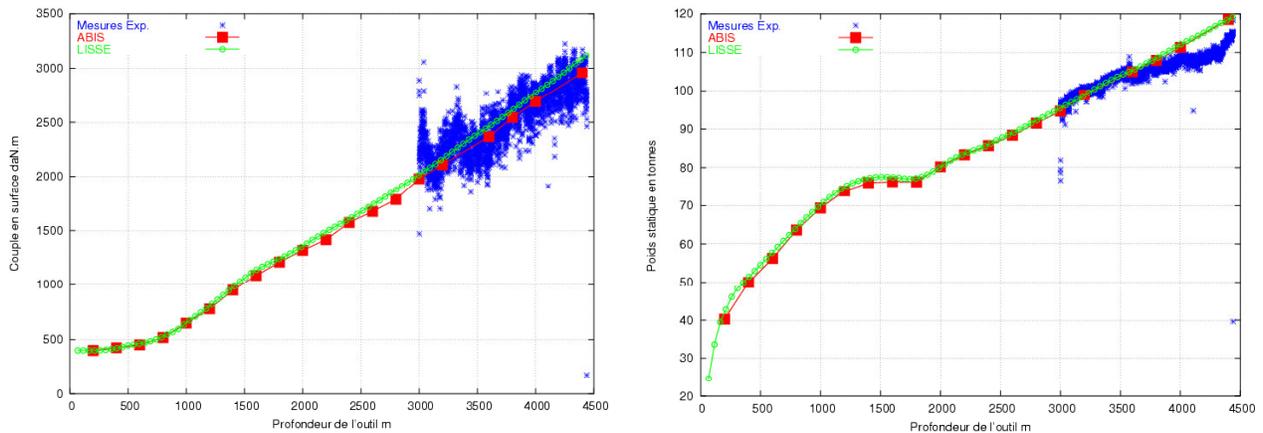


Figure 4.24 : Evolution des grandeurs "Torque&Drag" dans le puits P2 (phase 8'' 1/2)

Les simulations du couple et du poids statique pour ce puits ont été effectuées pour le cas où l’outil fore la formation avec les conditions aux limites suivantes : un poids à l’outil (WOB) de 10 tonnes , et un couple estimé à l’outil (TOB) de 400 daN.m. Nous remarquons que les résultats des simulations obtenus par les deux modèles (figure 4.24) sont presque identiques et que les prédictions de ces deux modèles sont assez proches des mesures *in-situ*.

IV-4.2.3 Puits tridimensionnels avec faible gauchissement

a) trajectoire

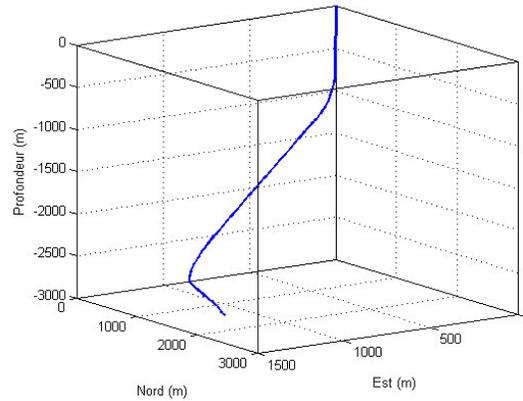


Figure 4.25 : Géométrie du puits P3

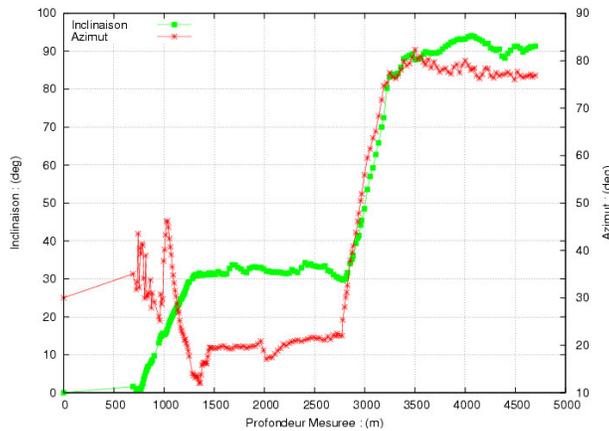


Figure 4.26 : Evolution de l’inclinaison et de l’azimut en fonction de la profondeur

On note ici que, les gradients d’inclinaison et d’azimut les plus importants se situent entre 800 et 1300 m (de l’ordre de 2.5°/ 30 m) et entre 2800 et 3500 m (3°/ 30 m) ; et partout ailleurs, ils sont assez faibles (figures 4.25 et 4.26). Ainsi, globalement, les courbures ne sont pas assez élevées et la trajectoire du puits ne présente pas de tortuosités ou de *dog legs* locaux importants ; la trajectoire est donc assez “lisse”.

b) structure du puits et coefficients de frottement

Nous avons ajusté un coefficient de frottement de **0.25** dans la section tubée (de 0 à 3182 m) et un coefficient de frottement de **0.34** dans la section découverte.

c) simulations du “Torque&Drag”

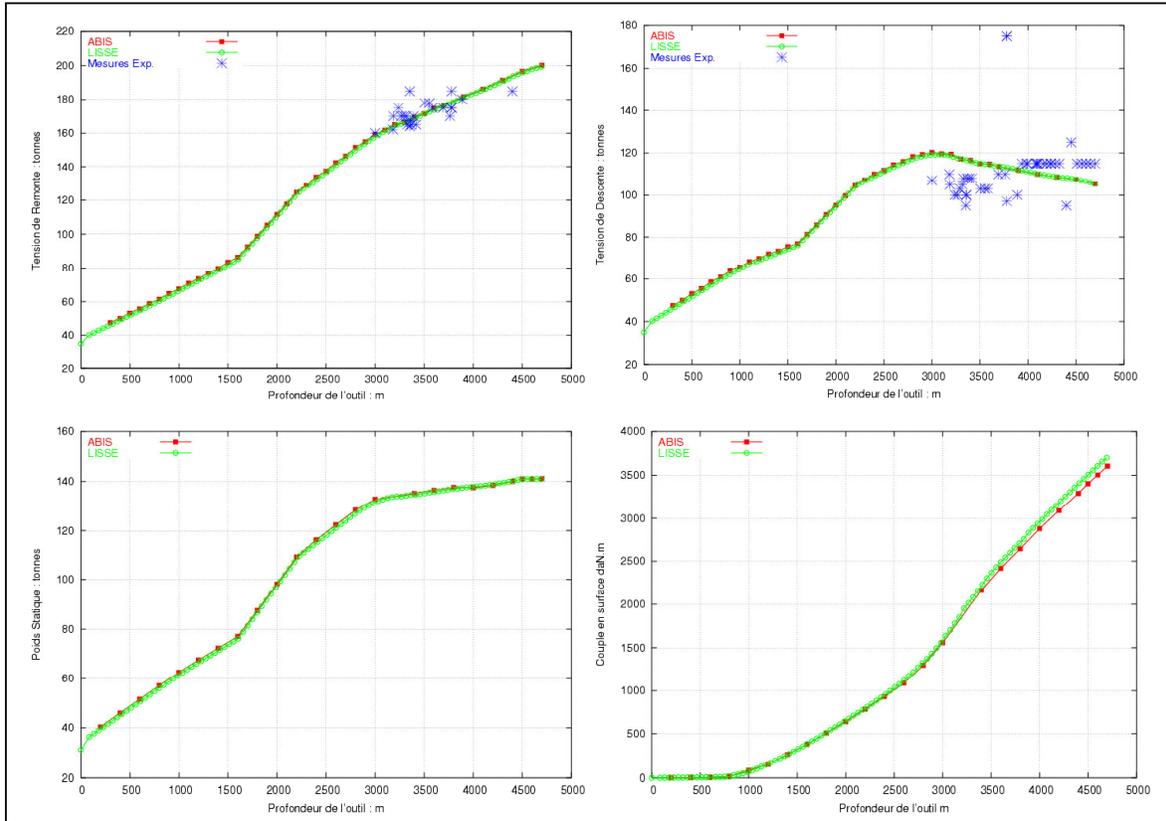


Figure 4.27 : Evolution des grandeurs du “Torque&Drag” dans le puits P3 (phase 8’’ 1/2)

Comme pour les deux puits précédents, les deux modèles donnent les mêmes résultats en terme de tensions, couple en surface (figure 4.27) ainsi qu’en terme de forces de contact latéral entre les parois du puits et la garniture (figure 4.28).

En annexe, nous avons présenté les résultats d’autres simulations numériques effectuées sur d’autres puits, pour lesquels nous disposons de mesures, où nous avons montré que les prédictions des deux modèles (*ABIS* et *LISSE*) restent proches. Ceci dit, les trajectoires de ces puits sont aussi relativement lisses et ne présentent pas de “*dog legs*”, micro-tortuosités ou gauchissement importants.

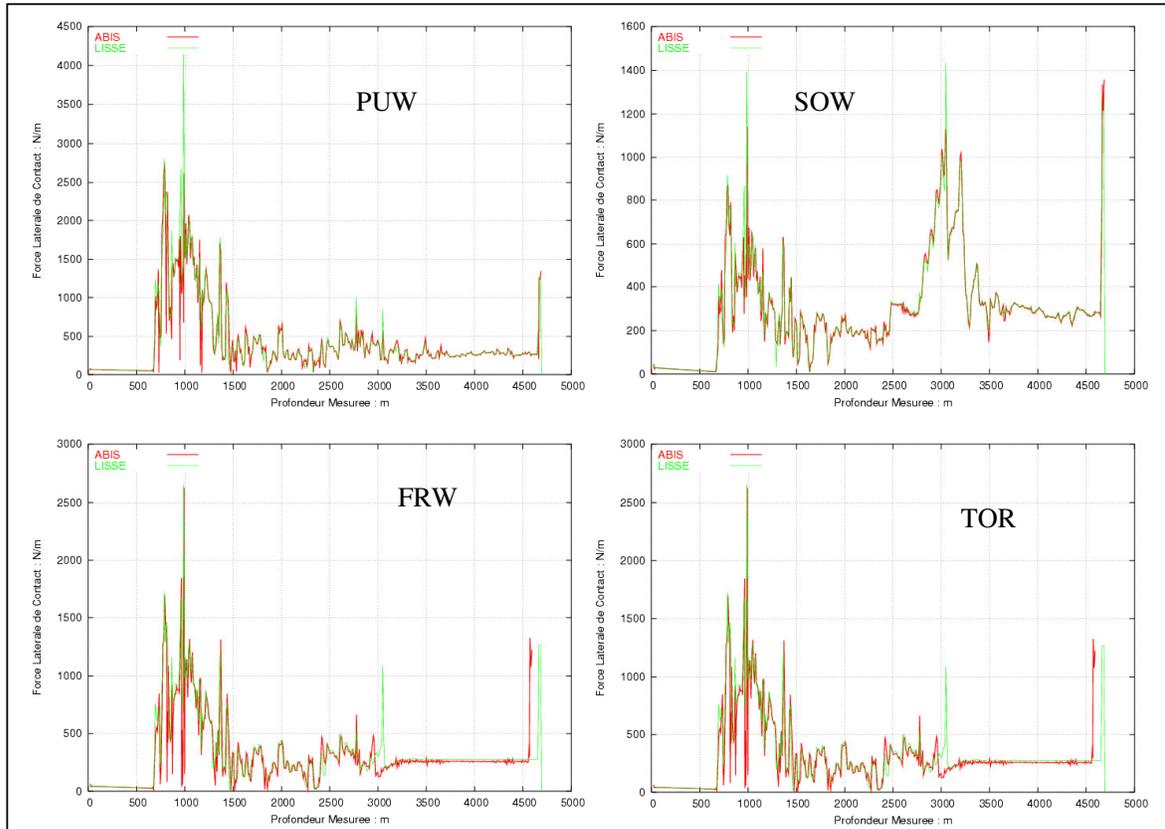


Figure 4.28 : Evolution des forces de contact dans le puits P3 phase 8'' ½

IV-4.3 Puits à géométrie complexe

IV-4.3.1 Puits avec forte micro-tortuosité

a) trajectoire

Nous étudions ici l'influence de la micro-tortuosité (tortuosité à l'échelle du mètre en moyenne) sur les résultats obtenus par les deux modèles (LISSE et ABIS) en terme de "Torque & Drag". Pour cela nous disposons, de la trajectoire d'un puits réel avec micro-tortuosité où deux types de mesures d'inclinaison et d'azimut ont été établies : une mesure standard (chaque 10 m environ) et une mesure en continu (tout les 0.5 à 1 m). Cette micro-tortuosité est attribuée au forage à l'aide du système raccord moteur-coudé en mode "sliding" en alternance avec le mode "rotary" en double rotation. La longueur totale du puits est de 1800 m et les mesures en continu se concentrent principalement entre (1200 et 1800 m).

Nous donnons par la suite (figure 4. 29) les valeurs de l'inclinaison et de l'azimut sur une section de la trajectoire. Sur cette figure, nous observons la différence entre les deux méthodes de mesures et nous remarquons que seule la mesure en continu permet de mettre en évidence la présence ou non de tortuosité dans la trajectoire.

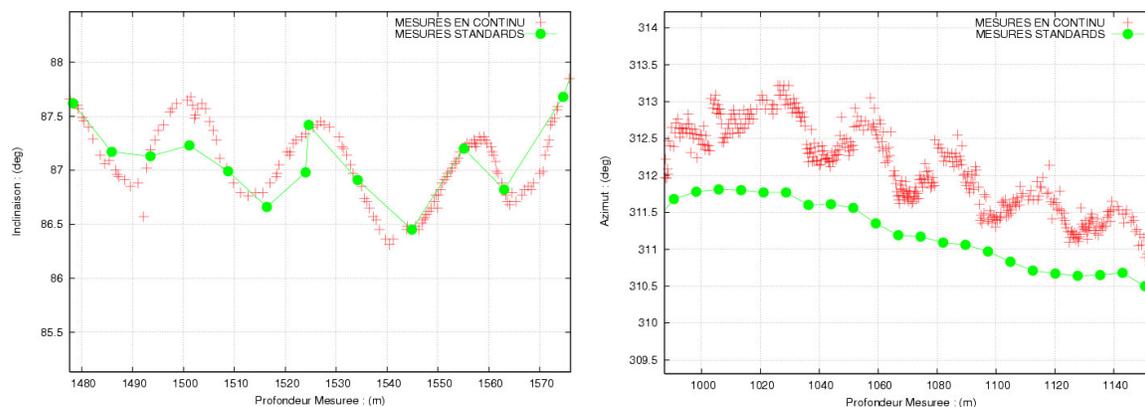


Figure 4.29 : Evolution de l'inclinaison et de l'azimut selon les mesures en continu et standard (puits P4)

b) structure du puits et coefficients de frottement

Lors des simulations du "Torque&Drag" sur ce puits, nous avons ajusté un coefficient de frottement de **0.3** dans la section tubée (0 à 650 m) et un coefficient de frottement de **0.4** dans la partie découverte (650 à 1800 m).

c) simulations du "Torque&Drag"

Les simulations montrent que pour le cas standard (figures 4.30 et 4.31) les résultats des deux modèles coïncident parfaitement (sauf pour le couple où des petites différences sont dues à des forts DLS et à des gauchissements). En revanche, pour le cas des mesures continues, les différences entre les deux modèles sont significatives (sauf bien sûr pour le poids statique ou les frottements ne jouent aucun rôle). En effet, en regardant ces courbes nous remarquons, pour les mesures en continus, un écart entre les prédictions du modèle LISSE et ceux d'ABIS (environ 20 % en remontée, 25 % en descente, 10% en couple et 15 % pour la descente du

tubage). La différence est aussi vérifiée sur les forces de contacts (les forces de contact fournies par le modèle LISSE deviennent 2 à 3 fois supérieures à celles du modèle ABIS : figure 4.32) ; ceci est aussi vraie pour la garniture de forage que pour le tubage (figure 4.33). Cette différence entre les deux modèles s'explique par le fait que le modèle LISSE épouse partout l'allure de la trajectoire tortueuse (hypothèse du contact continu) et surestime par la suite la zone de contact et donc les valeurs du "Torque & Drag" ou les forces de contact via les frottements.

Cette grande sensibilité du modèle LISSE à la qualité de la trajectoire est reconnue par plusieurs auteurs qui utilisent ce type de modèle et qui recommandent d'utiliser des mesures plus au moins espacées (toutes les 30 mètres) afin de ne pas surestimer le poids au crochet ou de couple en surface (Johancsick et al. , 1983 ; Aadnoy, 2000). Pour palier ce défaut et prendre en compte la présence de la tortuosité, les utilisateurs du modèle LISSE introduisent des coefficients de correction dans leurs calculs (*tortuosity factor*) au lieu de procéder à des simulations avec un pas de discrétisation petit.

Le modèle ABIS qui se base sur l'hypothèse de contacts ponctuels (contact qui s'établit généralement au niveau des "Tool Joints" espacés de 10 m) n'est pas sensible à cet effet de trajectoire. En effet, la différence en terme des tensions en surface (lors de remontée ou de descente de la garniture et lors de descente du tubage) entre le cas continu et le cas standard n'est que relativement faible (comparée avec la différence observée chez le modèle LISSE). Ceci s'explique par le fait qu'avec ABIS, la zone de contact entre la structure et les parois du puits ne suit pas forcément de manière continue la ligne de la trajectoire et qu'elle est souvent concentrée sur les "Tool-Joints" (voir le paragraphe consacrée à la visualisation de la déformée).

Selon ABIS, la trajectoire déterminée à partir de mesures continues pour ce puits engendre plus de frottements lors de la remontée et la descente de la garniture ou du tubage que la trajectoire constitué à partir de mesures standards, entraînant une différence d'environ 7%.

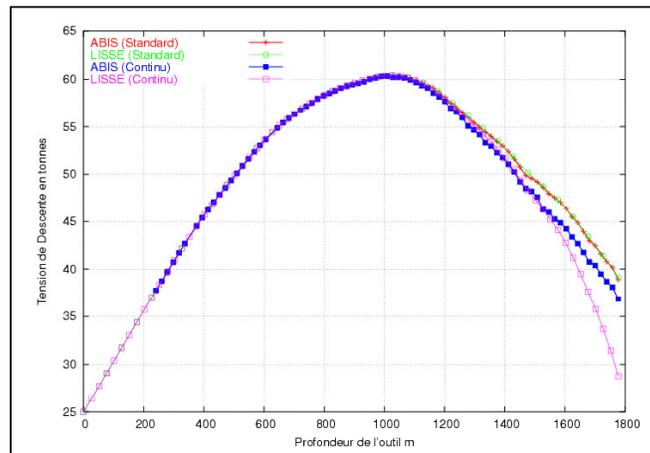


Figure 4.30 : Evolution de la tension en surface lors de la descente du tubage du puits P4 (phase 9'' 5/8)

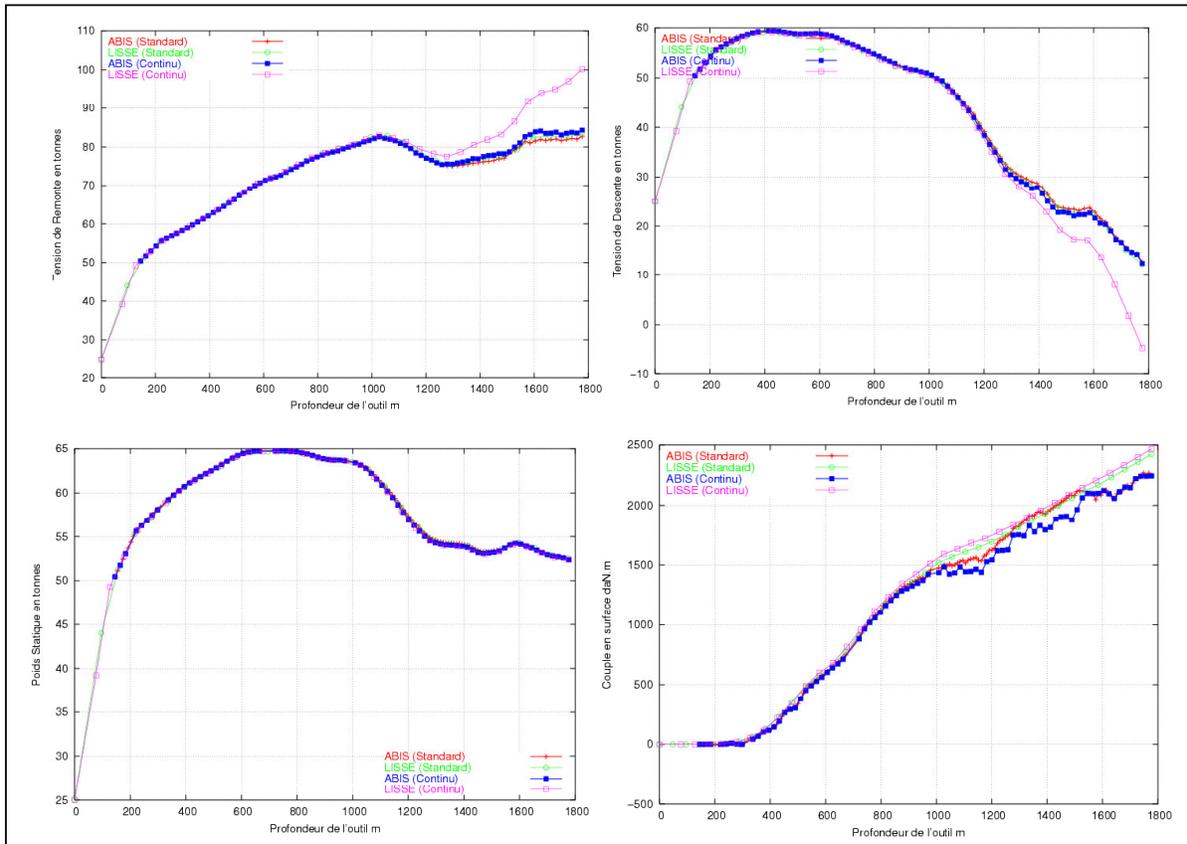


Figure 4.31 : Evolution des grandeurs du *Torque & Drag* dans le puits P4 (phase 12'' 1/4)

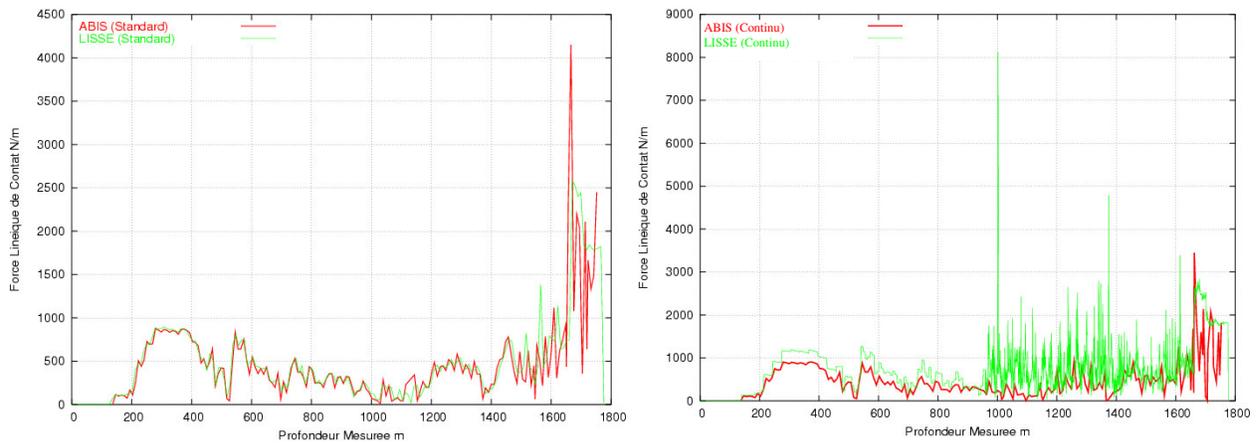


Figure 4.32 : Evolution des forces de contact dans le puits P4 (cas de remonté : PUW)

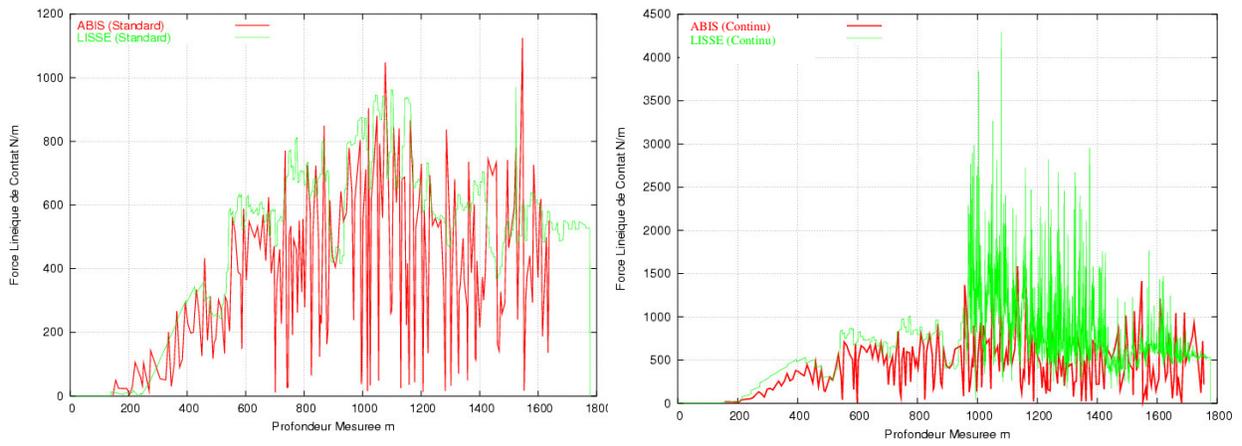


Figure 4.33 : Evolution des forces de contact dans le puits P4 (cas descente de tubage)

IV-4.3.2 Puits théoriques avec gauchissement prononcé

a) trajectoire

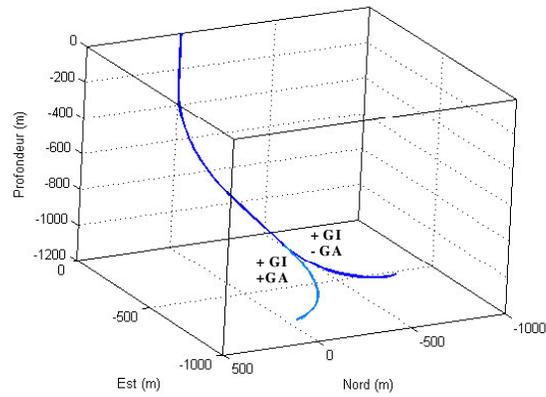


Figure 4.34 : Géométrie du puits P5

Ici, nous allons étudier l'influence du gauchissement sur les résultats obtenus par les deux modèles LISSE et *ABIS* en terme du *Torque & Drag*. Pour cela, nous avons imaginé deux puits de longueur totale de 1800 m chacun et dont la première section de 1200 m est commune, ensuite l'un bifurque vers la droite (+GI, +GA) et l'autre vers la gauche (+GI, -GA). En fait, les deux trajectoires possèdent un même gradient d'inclinaison GI mais deux gradients d'azimut opposés GA. Ainsi, pour ces deux puits le DLS est le même mais la torsion géométrique est inversée (figure 4.35).

La géométrie de deux trajectoires commence avec une phase verticale de 300 m puis une remontée entre 300 et 900 m (avec un DLS de 3°/30m) puis une phase stabilisée entre 900 et 1200 m. Ensuite, deux arcs d'hélices successifs l'un en combinant un gradient d'inclinaison avec un gradient d'azimut (entre 1200 et 1500 m) et l'autre avec uniquement un gradient d'azimut (entre 1500 et 1800 m).

Le gradient d'azimut choisi est de 5°/30m, gradient généralement atteint dans les trajectoires réelles à tendance tridimensionnelle dans les phases de virages.

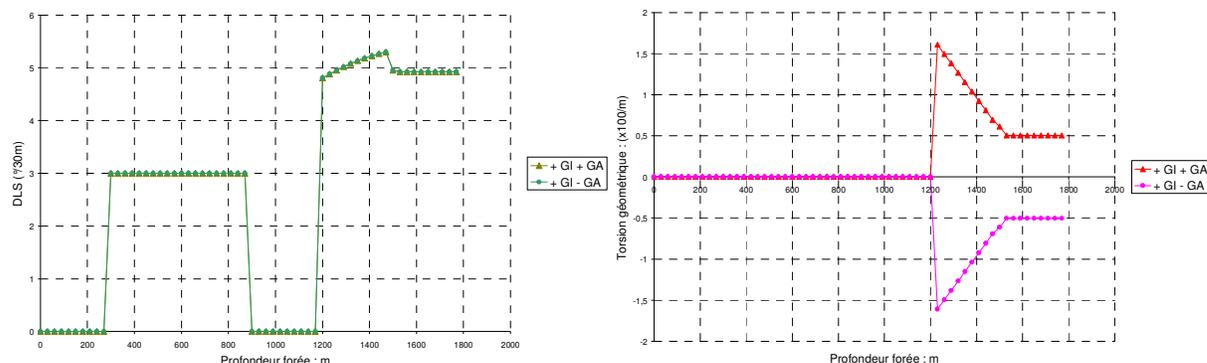


Figure 4.35 : Evolution du DLS et de la torsion géométrique dans la trajectoire du puits P5

b) structure du puits et coefficients de frottements

Comme pour le puits précédent lors des simulations du “*Torque&Drag*”, nous avons utilisé un coefficient de frottement de **0.3** dans la section tubée (0 à 650 m) et un coefficient de frottement de **0.4** dans le trou découvert (650 à 1800 m).

c) simulations du “*Torque&Drag*”

Avec ces deux trajectoires ayant deux gauchissement différents, nous allons voir la réponse des deux modèles LISSE et *ABIS* à cette différence de torsion géométrique. Pour cela, nous traçons l'évolution des tensions en surface (remontée, descente et suspension statique) de la garniture ainsi que l'évolution du couple de torsion en surface en fonction de la position de l'outil qui décrit la trajectoire pour les deux cas (+GI, +GA) et (+GI, -GA) avec les deux modèles (figure 4.36).

Les résultats obtenus par les deux modèles en terme de tensions sont identiques (différence inférieur à 2 %). En revanche, pour le couple de torsion la différence est assez nette. En effet, avec le modèle LISSE, il n'y a pas de différence en terme de couple en surface entre les deux trajectoires, alors qu'avec le modèle ABIS la trajectoire (+GI, -GA) qui tourne vers la gauche exhibe environ 20% moins de couple en surface que la trajectoire (+GI,+GA) qui tourne vers la droite. Ainsi, contrairement au modèle ABIS, le modèle LISSE se montre insensible au signe de la torsion géométrique. La différence en couple peut être expliquée de la manière suivante : sachant que la garniture tourne dans le même sens (sens conventionnel) pour les deux trajectoires, la tendance de cette garniture à rouler et à frotter contre les parois du puits n'est pas la même pour les deux configurations géométriques. Cette différence de tendance modifie l'effort de frottement et par suite celui du couple de frottement.

Le résultat obtenu avec le modèle ABIS est très important dans la mesure où il permet le choix d'une trajectoire optimale (en fonction de l'orientation de la courbe dans l'espace) réduisant le couple en surface et donc le coût du forage, d'où l'intérêt de ce nouveau modèle pour la phase de planification des puits (*well planning*).

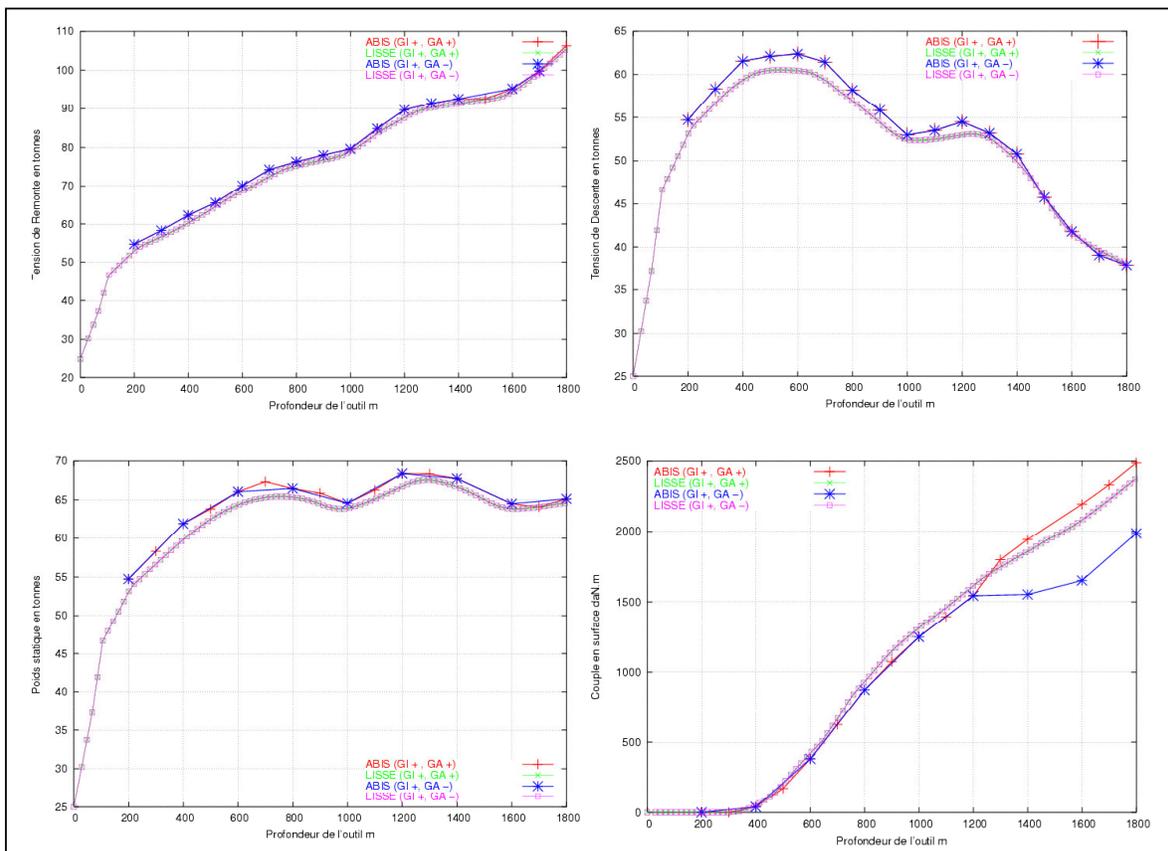


Figure 4.36 : Evolution des grandeurs *Torque & Drag* dans le puits P5 (phase 12'' 1/4)

IV-4.3.3 Puits réels présentant du gauchissement

a) trajectoire

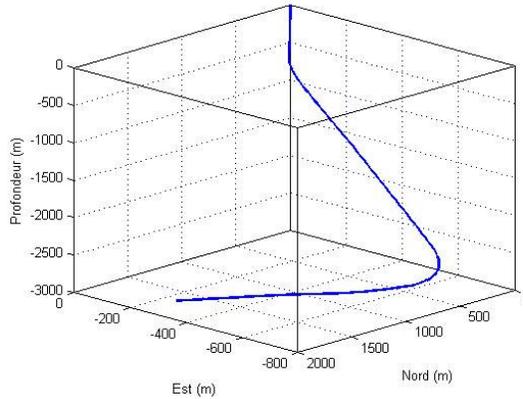


Figure 4.37 : Géométrie du puits P6

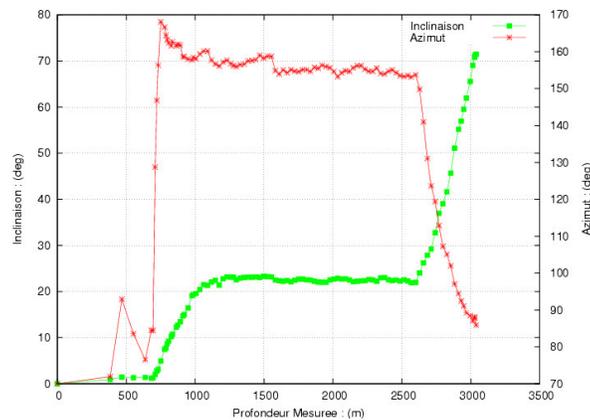


Figure 4.38 : Evolution de l'inclinaison et de l'azimut en fonction de la profondeur

Comme le montre l'allure de la trajectoire (figure 4.37), ce puits est tridimensionnel avec une phase “*turn right*” qui succède à une phase stabilisée et qui est suivie à la fin par une phase horizontale. En plus d'une géométrie relativement complexe, les “*dog legs*” enregistrés sont assez élevés (supérieurs à $6^\circ/30\text{m}$ entre 2500 et 3500 m : figure 4.38) et les torsions géométriques ne sont pas négligeables (un fort gradient d'azimut à des inclinaisons importantes induit du gauchissement).

b) structure du puits et coefficients de frottement

Ce puits comporte une section tubée (0 à 1276 m) avec un coefficient de frottement correspondant de **0.25** et une partie découverte (de 1276 à 3040m) avec un coefficient de frottement correspondant de **0.34**.

c) simulation du “Torque&Drag”

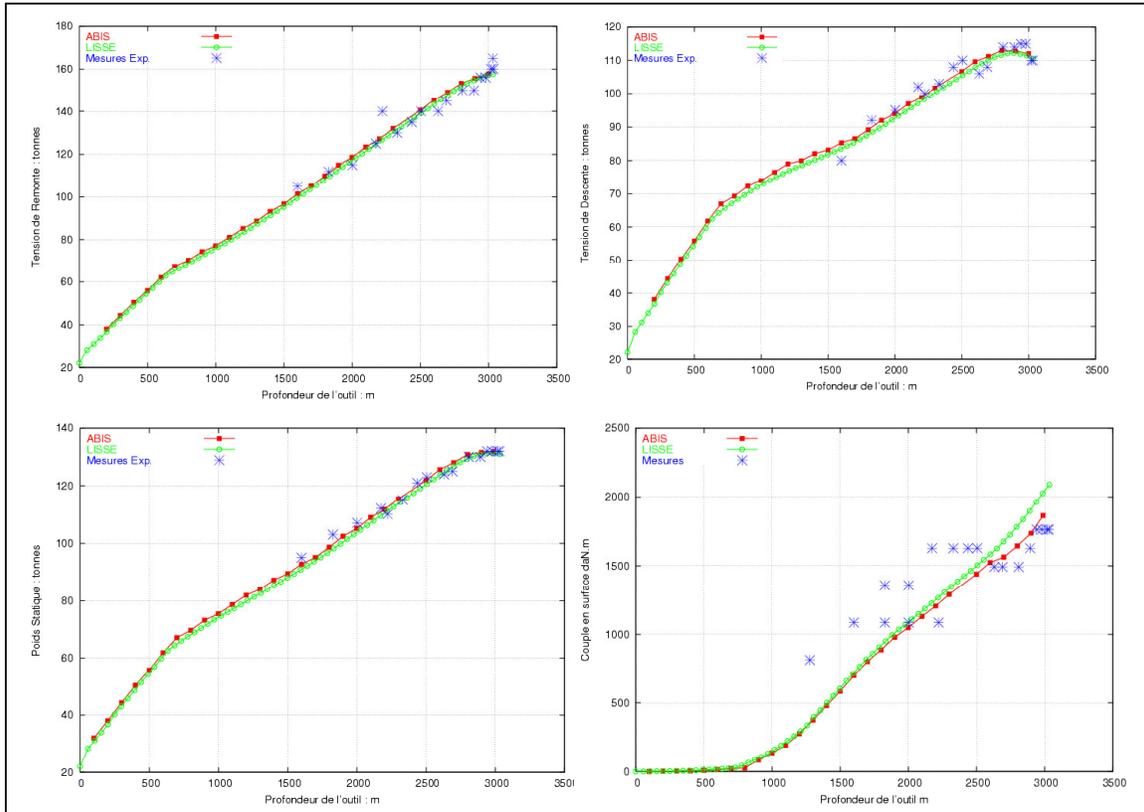


Figure 4.39 : Evolution des grandeurs “Torque & Drag” dans le puits P6 (phase 12’’ ¼)

Pour la phase 12’’ ¼, nous remarquons qu’en terme de tensions (remontée, descente ou poids statique) les deux modèles (LISSE et ABIS) donnent pratiquement les mêmes résultats qui coïncident parfaitement avec les mesures de chantier. En revanche, pour le couple de torsion, le modèle ABIS donne de meilleurs résultats notamment pour le tronçon 2500 à 3000 m (c’est dans cette zone qu’apparaît de forts *dog legs* ; figure 4.38). Cet écart dans l’évaluation du couple en surface à la profondeur de 3000 m entre les deux modèles avoisine les 12 %. Ainsi, cet exemple montre que lorsque les *dog legs* et/ou les gauchissements sont faibles ou moyens, les deux modèles LISSE et ABIS donnent pratiquement les mêmes résultats en terme de prédiction de “Torque&Drag” et lorsque les *dog legs* et/ou les gauchissements sont élevés, des différences entre les deux modèles apparaissent notamment pour les prédictions de pertes en couple de torsion. Ces différences entre les deux modèles, dans le cas de forts *dog legs* et/ou gauchissements, sont dues notamment à la non prise en compte de la rigidité et aussi les contacts (roulement sur la paroi) par le modèle LISSE. Au delà de 2500 m, les valeurs théoriques obtenues avec ABIS valent bien aux mesures *in situ* (figure 4.39).

IV-4.4 Localisation des contacts de la garniture déformée à l'intérieur du trou de forage

IV-4.4.1 Introduction

Les modèles LISSE et rigides sans gestion des contacts supposent que la garniture repose de manière continue par gravité sur la paroi basse du trou de forage. Cette hypothèse simplificatrice permet de résoudre plus facilement le problème des pertes en frottement. Mais cette hypothèse n'est pas toujours justifiée notamment lorsque la forme de la trajectoire ou même celle de la garniture devient complexe.

Le modèle *ABIS* n'a aucune hypothèse limitatrice sur le contact, et les zones de contact structure-paroi figurent parmi les inconnues du problème à résoudre. En plus, parmi les résultats de simulation, le modèle donne les déplacements et les rotations de chaque point de discrétisation de la structure permettant entre autres de connaître la position des points de contacts par rapport aux parois du puits.

En exploitant ces résultats sur les déplacements, nous pouvons visualiser la déformée de la structure à l'intérieur du trou de forage et connaître par conséquent la nature des contacts (ponctuels ou continus) et leur localisation sur les parois du puits.

IV-4.4.2 Contact sur la paroi haute du puits

Nous avons d'abord étudié un puits en forme de J de longueur totale de 600 m dont 150 m de section verticale, 300 m de phase montante (avec un gradient d'inclinaison de 3°/30m) et 150 m de phase stabilisée (à inclinaison constante de 30°). Le puits comporte une section tubée de 0 à 320 m de 17 ½ '' de diamètre et une section découverte de 320 à 600m de 15 ½ '' de diamètre (le puits est représenté en bleu sur la figure 4.25) .

La garniture choisie pour la simulation comporte 5 éléments :

- un élément de 10 m (Type STB) avec un diamètre intérieur (D INT = 2.875'') et un diamètre extérieur (D OUT = 15.25'')
- un élément de 40 m (Type OC) avec un diamètre intérieur (D INT = 2.875'') et un diamètre extérieur (D OUT = 12.25'')
- un élément de 50 m (Type DC) avec un diamètre intérieur (D INT = 2.5'') et un diamètre extérieur (D OUT = 9.25'')
- un élément de 200 m (Type HWDP) avec un diamètre intérieur (D INT = 5.0'') et un diamètre extérieur (D OUT = 6.625'') et un diamètre "Tool Joint" (DTJ = 7.5'')
- un élément de 300 m (Type DP) avec un diamètre intérieur (D INT = 4.78'') et un diamètre extérieur (D OUT = 5.5'') et un diamètre "Tool Joint" (DTJ = 7.5'')

Nous réalisons une simulation pour une garniture uniquement en rotation (pas de mouvement axial) avec un coefficient de frottement égal à 0.3.

D'après la visualisation de la déformée (figure 4.40), nous remarquons que contrairement à l'hypothèse des modèles "*Torque&Drag*" sans gestion de contacts qui supposent que la garniture touche par gravité et de manière continue la paroi basse du trou, les contacts peuvent aussi avoir lieu contre la paroi haute du trou sur une bonne partie de la garniture (entre -150 et -450 m) et ceci même pour des puits à géométrie simple (forme en J).

Notons aussi que des calculs de la déformée avec frottement axial (remontée ou descente de la garniture) donnent la même allure de la déformée à l'intérieur du puits (contact contre les parois haute et basse du puits) mais sans roulement sur les parois (le roulement sur les parois n'apparaît qu'avec le mouvement de rotation).

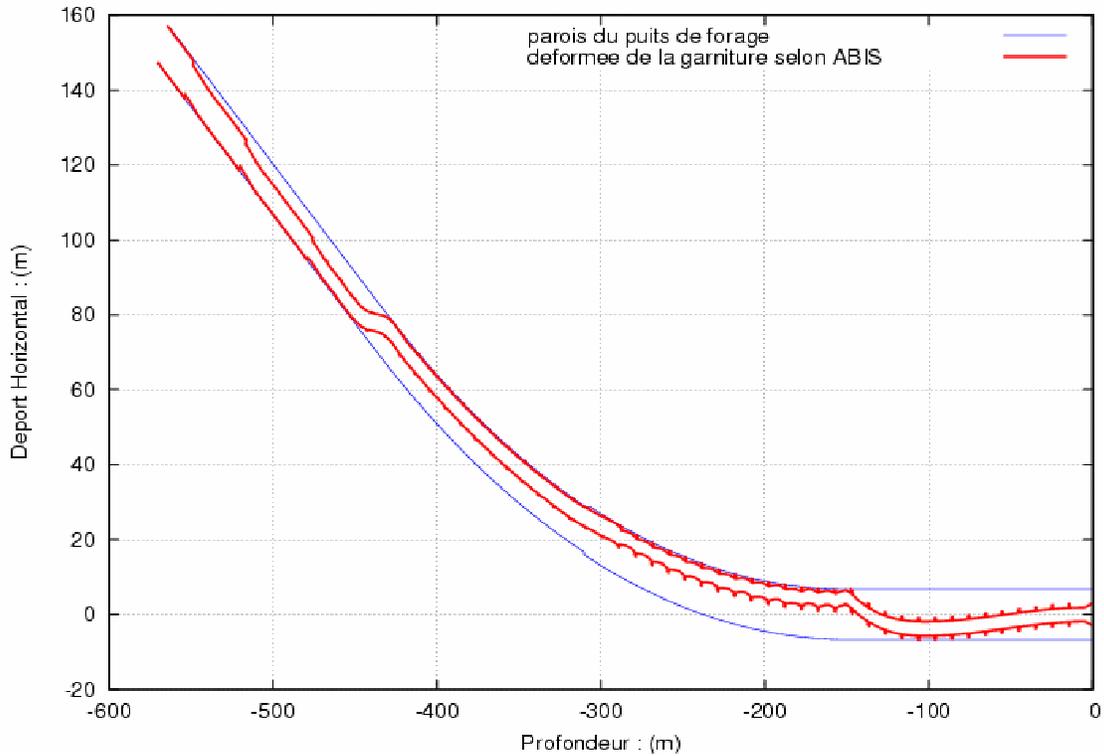


Figure 4.40 : Déformée de la garniture à l'intérieur du puits calculée par ABIS (amplification x 100 sur les déplacements et les diamètres)

En agrandissant la zone des contacts entre les tiges de forages (même les tiges lourdes) et la paroi haute du puits (figure 4.42), nous nous apercevons que les contacts s'effectuent au niveau des "Tool Joints", ce qui est "logique" car ces derniers possèdent un diamètre extérieur plus important et que les tiges sont en tension (pas de flambage local). L'agrandissement sur la figure 4.41 montre aussi la transition tubage-puits découvert vers 310 m de profondeur verticale.

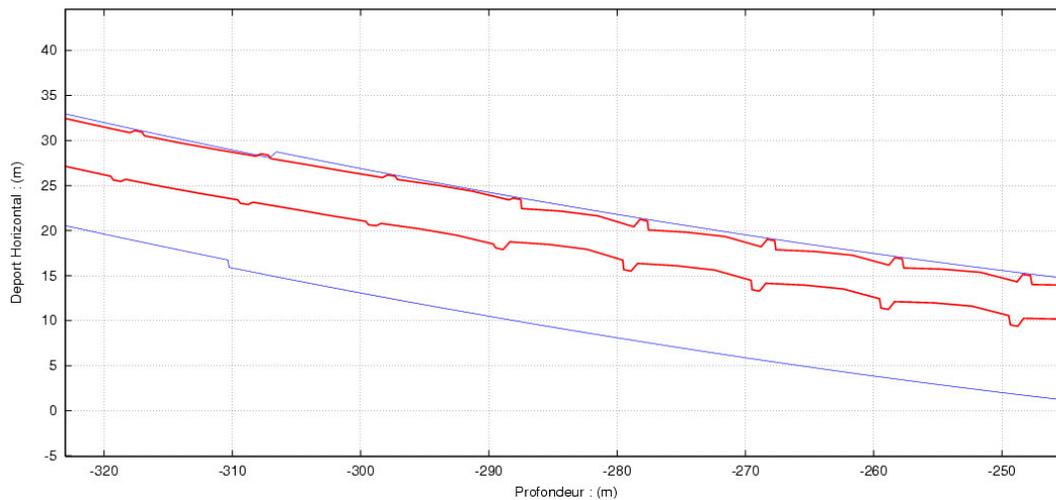


Figure 4.41 : Garniture déformée à l'intérieur du puits calculée par ABIS (amplification x 100 sur les déplacements et les diamètres)

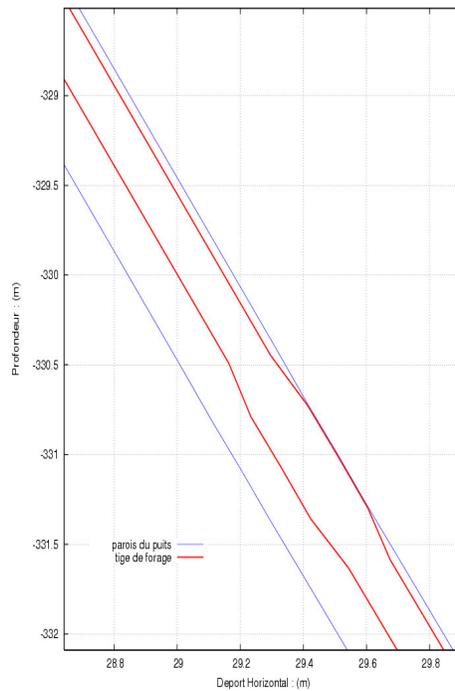


Figure 4.42 : Contact au niveau d'un "Tool Joint" calculé par ABIS (sans amplification sur les déplacements et les diamètres)

IV-4.4.3 Contact en cas de micro-tortuosité : contacts ponctuels

Nous voulons confirmer le schéma théorique des contacts ponctuels (voir figure 2.21, fin chapitre II) ; pour cela, nous avons imaginé un puits de 12 ¼ '' de diamètre) avec forte tortuosité locale dans lequel est introduit une structure LISSE (diamètre extérieur constant égal à 5.5'') et nous avons visualisé les contacts établis par ABIS afin de les comparer au contact continu adopté par les modèles sans gestion des contacts.

Sur la figure 4.43, nous avons tracé les deux déformées (celle supposée d'un modèle sans gestion des contact et celle obtenue par ABIS). Nous remarquons une grande différence entre les deux déformées.

En effet, selon les modèles sans gestion de contacts, la garniture ne se déforme pas à l'intérieur du puits et épouse de manière continue la paroi basse du trou (courbe verte sur la figure 4. 43), alors qu'avec ABIS, la garniture se déforme nettement à l'intérieur du puits et les contacts avec les parois du puits ne s'établissent qu'en quelques points ponctuels contre les parois haute et basse du puits (courbe rouge sur la figure 4. 43). Ce résultat des simulations "numériques" reproduit parfaitement le schéma théorique sur les contacts et justifie bien le fait qu'en cas de micro-tortuosité, le modèle LISSE surestime de manière nette la zone de contact par rapport au modèle ABIS et donc surestime les forces de contact et les forces de frottement qui en résulte. En plus, contrairement au modèle LISSE, ABIS montre la possibilité de présence de contacts ponctuels contre les parois haute ou basse du puits même pour les structures lisses mono-diamètre (masses tiges, tubage, etc,...).

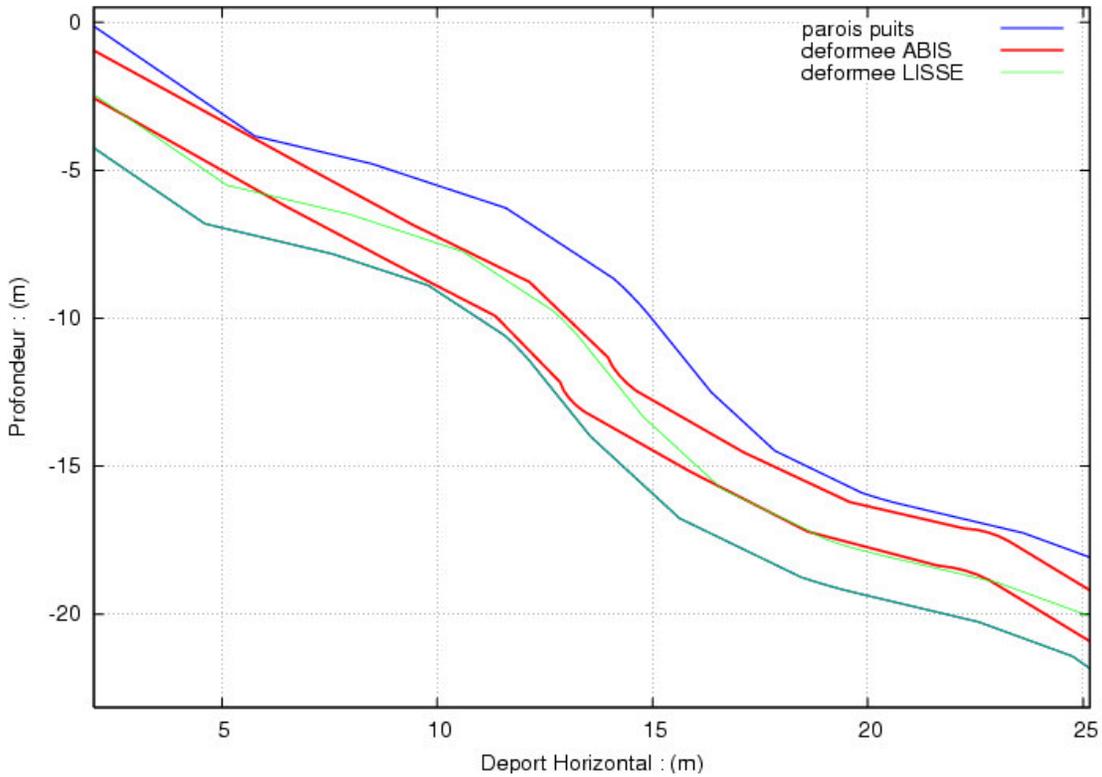


Figure 4.43 : Déformée de la garniture en présence de micro-tortuosité du puits, calculée par ABIS comparée à celle supposée par le modèle LISSE (amplification x10 sur les déplacements et les diamètres)

IV-4.5 Comparaison des performances d'ABIS avec un modèle en éléments finis

Comme expliqué dans le chapitre III, le code *ABIS* ne fait pas appel à la méthode des éléments finis lors de la résolution des équations d'équilibre local et procède par une intégration des équations différentielles de manière directe. Pour prouver l'avantage en terme de temps de calcul de cette nouvelle méthode adaptée dans *ABIS*, nous avons comparé le temps de calcul entre ce modèle avec celui d'un modèle analogue *STEL* développé au CGES et utilisant la méthode des éléments finis comme outil de résolution (l'algorithme de contact est le même pour les deux modèles).

Le tableau 4.7 donne une comparaison en terme de temps de calcul entre *ABIS* et *STEL* pour deux longueurs de garniture (500 et 1600 m).

Longueur garniture	<i>ABIS</i>	<i>STEL</i>
L = 500 m	2 secondes	1minute 20 secondes
L = 1600 m	2 minute 50 s	37 minutes 40 secondes

Tableau 4.7 : Comparaison des temps de calcul par ABIS et STEL

Ce tableau donne une idée sur l'avantage que présente la méthode de résolution directe adaptée dans *ABIS* par rapport à la méthode variationnelle classique type éléments finis (au moins dix fois plus rapide). Ceci provient du fait qu'avec la méthode élément finis, le calcul se fait par détermination, à chaque itération de l'algorithme de contact, de la matrice de rigidité et son inversion, alors qu'avec la méthode directe les efforts et les déplacements sont calculés directement par intégration simple sur l'abscisse curviligne.

Les résultats des deux modèles en terme d'efforts et de déplacements sont les mêmes et sont donnés sur les figures 4.44 et 4.45.

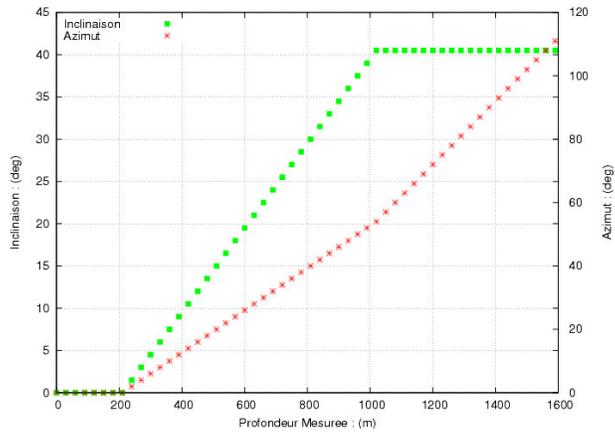


Figure 4.44 : Trajectoire du puits de forage de longueur 1600 m

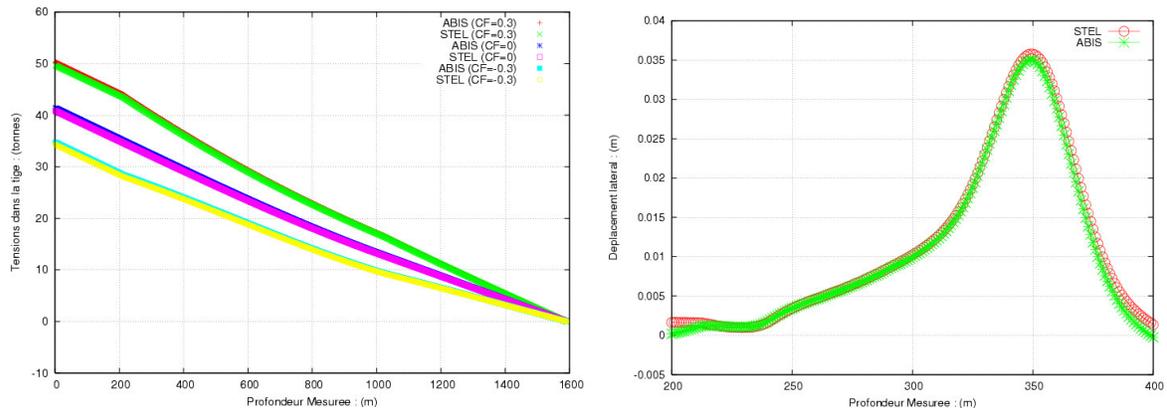


Figure 4.45 : Comparaison des résultats d' *ABIS* et de *STEL* en terme de tensions et déplacement latéral

IV-4.6 Synthèse

Les simulations numériques ont montré que les prédictions du “*Torque&Drag*” fournies par le code *ABIS* coïncident généralement avec ceux du modèle LISSE ainsi qu’avec les mesures *in-situ* lorsque la géométrie du puits est “relativement simple” et ne présente pas des “*doglegs*” ou gauchissements locaux importants. En revanche, des écarts apparaissent entre les deux modèles en cas de fortes courbures, gauchissements et de micro-tortuosités dans la trajectoire du puits de forage. La confrontation avec les mesures *in situ* semble conforter mieux le modèle *ABIS*.

En outre, nos simulations numériques pour les puits réels avec mesures ont été effectuées tout en conservant le caractère intrinsèque du coefficient de frottement (les mêmes coefficients sont utilisés pour les différentes simulations du couple, tensions de remontée et descente, et pour les puits forés dans un même champ).

Par ailleurs, la visualisation des contacts entre la garniture de forage et les parois du puits par *ABIS* montre un contact “plus réaliste” qui s’établit au niveau des “*Tool Joints*” pour les tiges de forage et qui peut avoir lieu contre la paroi haute ou basse du trou même pour les puits à géométrie simple contrairement à l’hypothèse adoptée dans les modèles sans gestion de contacts.

En présence de micro-tortuosité, la zone de contact entre la garniture et les parois du puits fournies par le modèle *ABIS* est nettement moins importante (contacts ponctuels) que celle supposée par le modèle LISSE (contact continu), ce qui explique les différences observées en termes de “*Torque&Drag*” entre les deux modèles.

Enfin, le modèle *ABIS* avec sa méthode d’intégration directe des équations d’équilibre local présente un gain très important en temps de calcul par rapport au même modèle utilisant la méthode des éléments finis comme outil de résolution.

IV-5 CONCLUSION

Ce chapitre a été principalement consacré d'une part à la comparaison entre les modèles les plus couramment utilisés dans le métier (modèle LISSE type Johancsick, 1983) et le nouveau modèle élaboré et intégré dans le code de calcul *ABIS*, et d'autre part à la confrontation avec les mesures réelles du terrain.

Cette comparaison nous a permis d'identifier les principales faiblesses des modèles classiques :

- une surestimation des forces et des zones de contact notamment dans les puits à trajectoires tortueuses conduisant à une surestimation des pertes en frottement pouvant atteindre le 25%
- le contact des tiges n'est pas toujours sur la paroi basse du trou
- l'incapacité du modèle à différencier les virages à droite des virages à gauche (gradient d'azimut + ou -)

Le modèle *ABIS*, se basant sur une modélisation mécanique plus juste, n'adoptant aucune hypothèse limitatrice sur le contact unilatéral entre la garniture et les parois de puits et se dotant d'une reconstitution plus réaliste de la trajectoire (Méthode du Minimum de Torsion) a été élaboré afin de palier au maximum ces faiblesses et d'être un outil de prédiction des pertes en frottement *Torque & Drag* plus fiable et "plus proche" de la réalité du problème.

Ceci dit, la confrontation avec les mesures du terrain pour la plupart des puits à géométrie bidimensionnelle (type J ou S) ou faiblement tridimensionnelle avec des faibles *dog legs* (ne dépassant pas 2 à 3 °/30 m) fournit de faibles différences entre les deux types de modèles.

Par ailleurs, nous avons montré que la phase verticale de tout puits revêt une importance capitale pour le calcul "Torque&Drag". En effet une déviation infime de la verticale (de l'ordre 0.5 à 1°) peut engendrer des pertes en frottement importantes préjudiciables pour la poursuite de forage, surtout pour les puits à long déport.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Dans ce mémoire nous avons développé un nouveau modèle de calcul de frottements garniture-parois de puits. Ce modèle diffère des modèles habituels par ses hypothèses non limitatrices sur le contact (la déformée finale de la garniture à l'intérieur du puits est recherchée par le modèle lui même et non connue d'avance comme c'est souvent le cas pour les autres modèles) et son utilisation d'une méthode plus réaliste, notamment dans les configurations complexes, de reconstitution de la trajectoire tenant compte de deux paramètres géométriques fondamentaux (la courbure et la torsion géométrique).

En outre, la résolution du problème mécanique global s'effectue par intégration directe et originale des équations différentielles d'équilibre avec conditions aux limites sans passer par des formes variationnelles gagnant ainsi en temps de calcul CPU. Les irrégularités sur la géométrie du puits ainsi que celles de la garnitures, ont été abordées à travers des actions ponctuelles tout en assurant la transition dans les discontinuités. Afin de trouver la vraie déformée de la structure dans le puits de forage et de simuler la présence des parois rigides du puits, les équations d'équilibre mécanique ont été couplées avec un algorithme itératif de contact. L'algorithme de contact a subi beaucoup d'amélioration pour pouvoir simuler des puits réels à trajectoires assez longues (plusieurs milliers de mètres) à géométrie tridimensionnelle et portant des garnitures comportant plusieurs composants.

La comparaison avec les modèles habituels, dits modèles lisses, a été effectuée sur plusieurs puits réels. Il ressort de cette comparaison que le nouveau modèle vient palier plusieurs insuffisances des modèles lisses (surestimation des zones de contacts et des forces de contact, hypothèse sur le contact pas toujours vérifiée, insensibilité au signe de gauchissement) pour les cas de trajectoires complexes.

La confrontation avec les mesures du terrain montre que pour la plupart des cas usuels où les *doglegs* et les gauchissements restent "faibles", le nouveau modèle et le modèle LISSE donnent pratiquement les mêmes résultats et calent bien avec les mesures sur chantier notamment en terme de tensions.

Comme perspectives à cette étude, on peut envisager plusieurs thèmes dont par exemple :

- Lors des forages horizontaux, il se trouve qu'une bonne partie de la garniture se trouve soumise à des compressions excessives, notamment pendant le forage ou la descente de la garniture, ce qui engendre souvent le flambage des tiges de forage. Il est donc souhaitable d'intégrer au modèle de calcul de frottement ABIS, un module de flambage, qui permet de renseigner le foreur sur l'état des tiges et de prévenir à temps les ruptures éventuelles. Ce thème de recherche est déjà initié au CGES à travers une nouvelle thèse.

- Dans notre modèle, le coefficient de frottement est indépendant de la force latérale de contact. Des essais expérimentaux récents ont montré une certaine dépendance entre ces deux grandeurs notamment dans la partie basse de la garniture (stabilisateurs, ...), il serait donc intéressant de modéliser cette dépendance et de l'intégrer au modèle du "*Torque & Drag*" pour s'approcher plus de la réalité du problème.
- D'autres phénomènes physiques qui peuvent avoir lieu pendant le forage (ovalisation du trou, élasticité de la paroi, etc,...) peuvent être modélisés et intégrés dans ce modèle de calcul des frottements.

Nomenclature

s : abscisse curviligne	w_b : poids linéique déjaugé de la garniture
θ : inclinaison	w_{bt} : poids linéique déjaugé de la garniture selon \vec{t}
φ : azimut	w_{bn} : poids linéique déjaugé de la garniture selon \vec{n}
β : courbure	w_{bb} : poids linéique déjaugé de la garniture selon \vec{b}
τ : torsion géométrique (gauchissement)	\vec{f} : force extérieure linéique
R : rayon de courbure	\vec{m} : moment extérieur linéique
κ_0, κ_1 et κ_2 : les courbures généralisées	\vec{F} : force de contact ponctuel
α : angle de vrillage	\vec{C} : moment de contact ponctuel
$(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$: repère terrestre fixe	\wedge : produit vectoriel
$(\vec{d}_0, \vec{d}_1, \vec{d}_2)$: trièdre de la section courante	r_e : rayon extérieur de la garniture
$(\vec{t}, \vec{n}, \vec{b})$: trièdre de Frénet (repère mobile)	d_w : diamètre du puits
\vec{T} : effort interne de la garniture	μ_a : coefficient de frottement axial
T_t : effort axial selon le vecteur tangent \vec{t}	μ_r : coefficient de frottement radial
T_n : effort tranchant selon le vecteur normal principal \vec{n}	A_s : aire de la section de la garniture à l'abscisse s
T_b : effort tranchant selon le vecteur normal bi-principal \vec{b}	E : module d'Young de la garniture
T_1 : effort tranchant selon le vecteur d'inertie \vec{n}_1	I : module d'inertie de la section de garniture
T_2 : effort tranchant selon le vecteur d'inertie \vec{n}_2	ν : coefficient de Poisson de la garniture
T_e : tension effective	G : module de cisaillement de la garniture
\vec{M} : moment interne de la garniture	J : Jeu entre la garniture et les parois du puits
M_t : moment de torsion (porté par \vec{t})	k : facteur de réduction de l'effort tranchant
M_n : moment de flexion selon le vecteur normal principal \vec{n}	\vec{k} : vecteur direction de gravitation
M_b : moment de flexion selon le vecteur normal bi-principal \vec{b}	$\vec{x}(s)$: déformée de la garniture
M_1 : moment de flexion selon le vecteur d'inertie \vec{n}_1	$\vec{u}(s)$: déplacement de la section de la garniture en s
M_2 : moment de flexion selon le vecteur d'inertie \vec{n}_2	$\vec{\omega}(s)$: rotation de la section de la garniture en s
\vec{f}_c : force latérale de contact (linéique)	v_t : vitesse de remonté ou de descente de la garniture dans le puits
f_{cn} : effort linéique de contact selon le vecteur normal principal \vec{n}	ω_a : vitesse angulaire de rotation des tiges de forage
f_{cb} : effort linéique de contact selon le vecteur normal bi-principal \vec{b}	τ_0 : résistance structurelle du fluide de forage
ρ_a : poids volumique de l'acier	ν_d : viscosité dynamique du fluide de forage.
ρ_b : poids volumique du fluide de forage	
g : constante de gravitation	

ANNEXE

**SIMULATIONS NUMERIQUES DU *TORQUE&DRAG*
SUR D'AUTRES PUIITS REELS**

A.1 PUIITS P7
A.1.1 Trajectoire

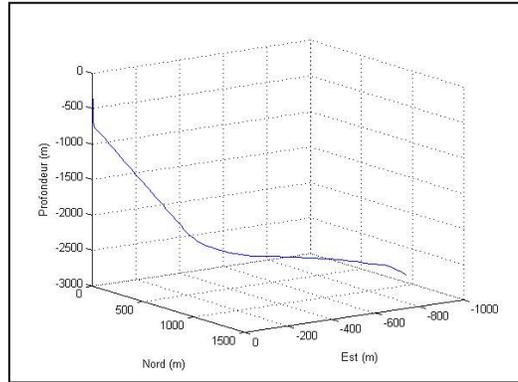


Figure A.1 Géométrie du puits P7

A.1.2 Simulation du “Torque & Drag”

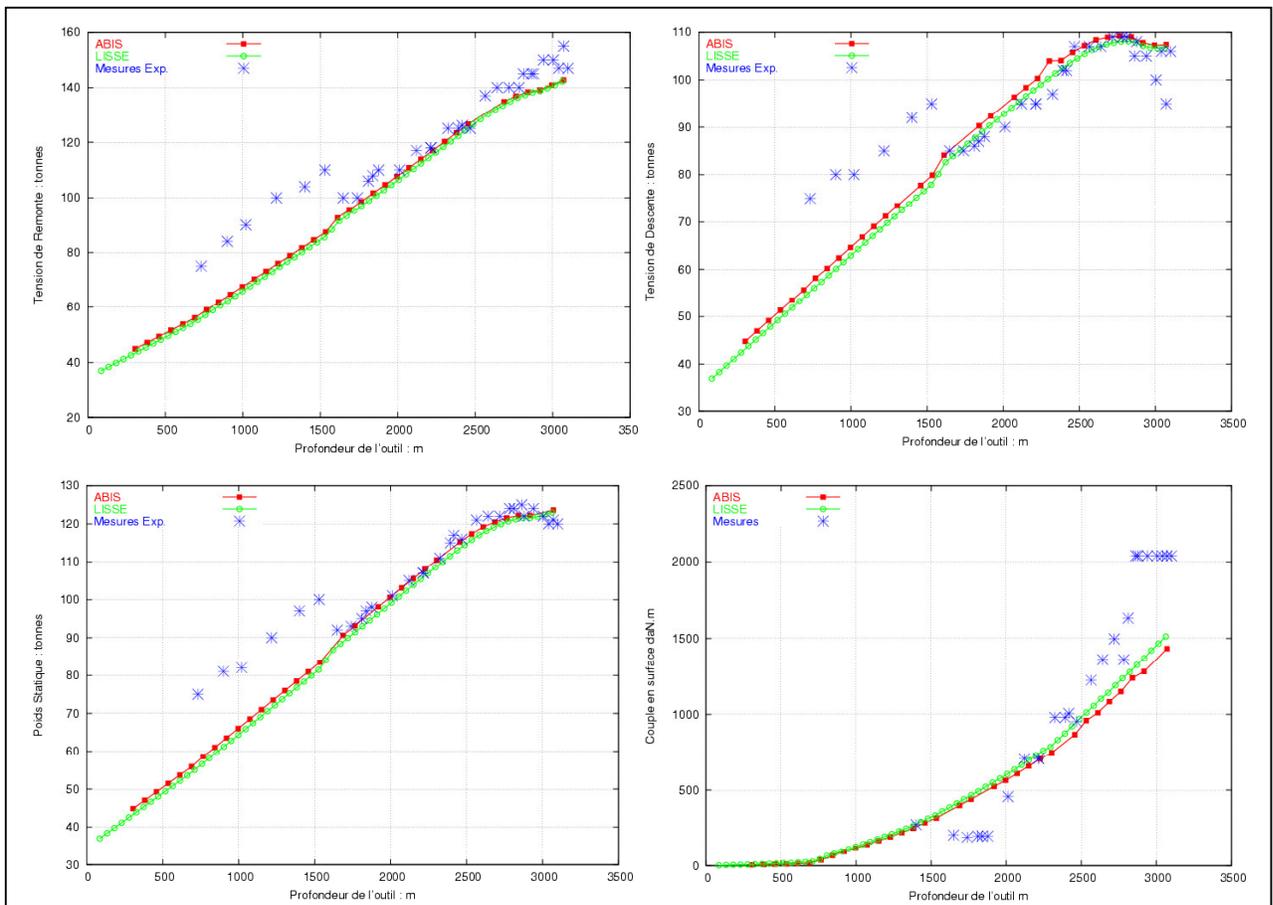


Figure A.2 : Evolution des grandeurs “Torque & Drag” dans le puits P7 (phase 8’’ 1/2)

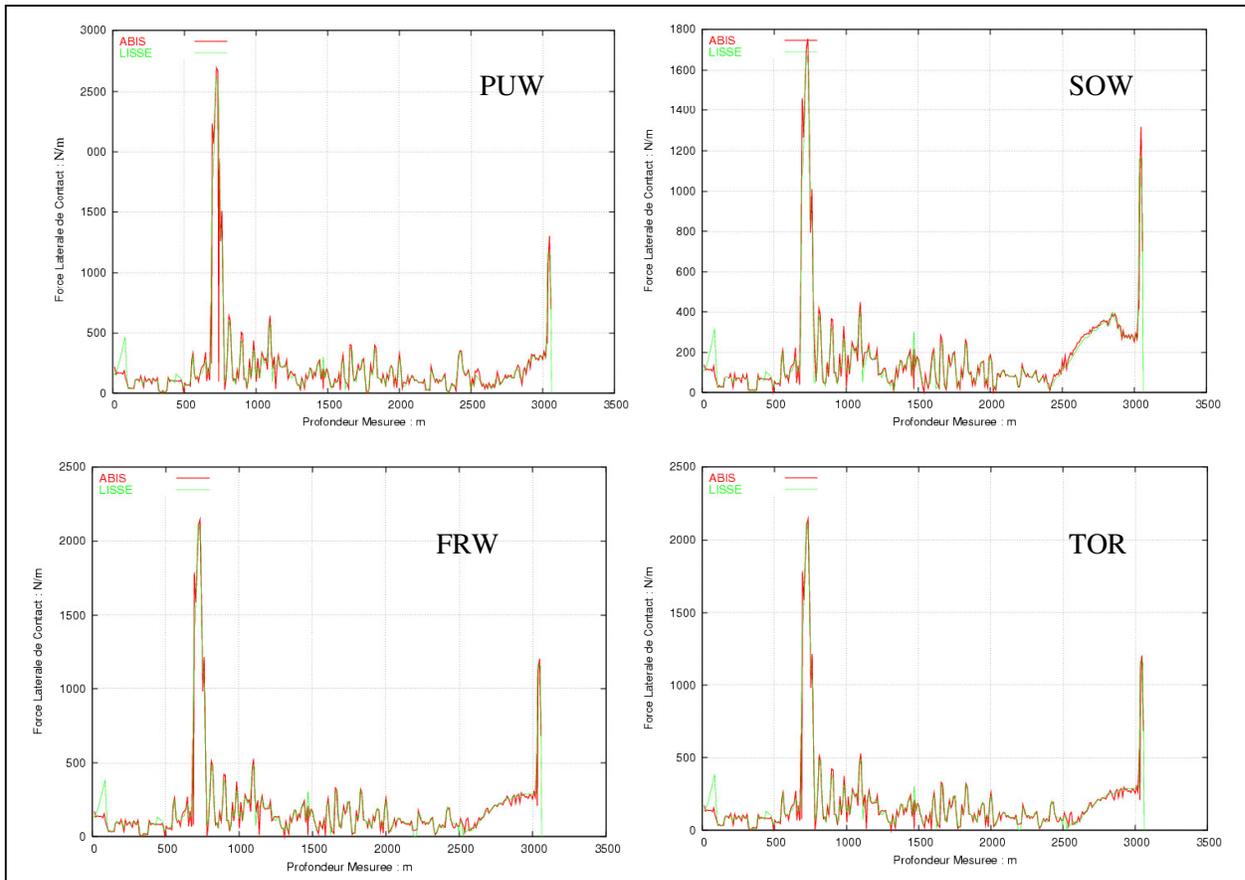


Figure A.3 : Evolution des forces de contact dans le puits P7 (phase 8'' 1/2)

A.2 PUIITS P8

A.2.1 Trajectoire

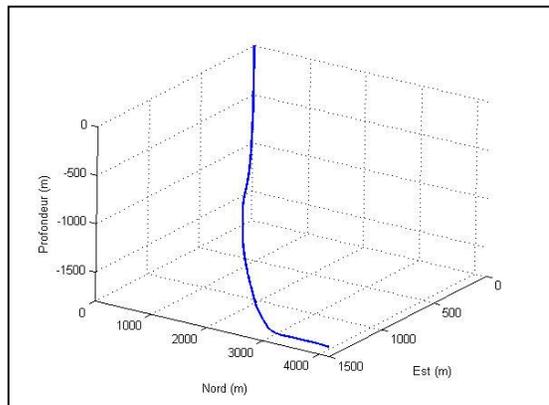


Figure A.4 : Géométrie du puits P8

A.2.2 Simulation du “Torque & Drag”

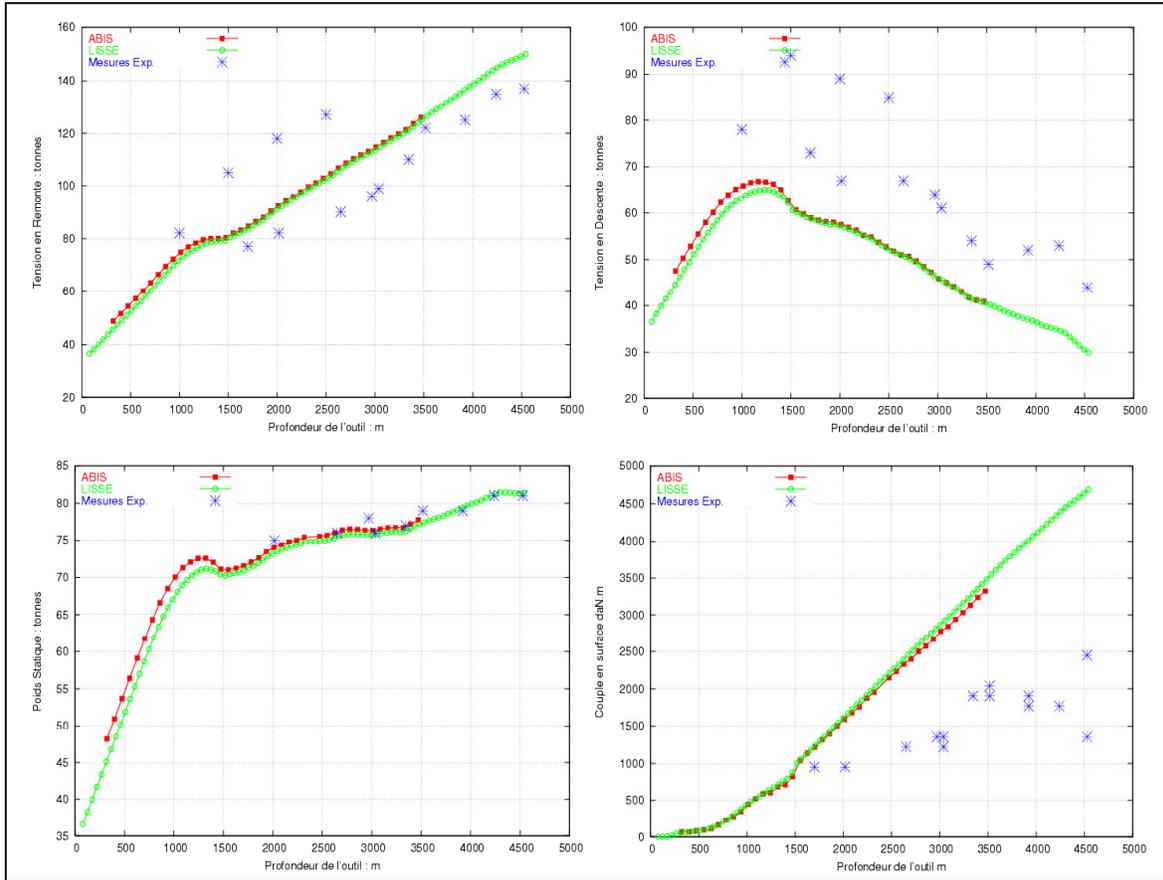


Figure A.5 : Evolution des grandeurs “Torque & Drag” dans le puits P8 (phase 12” ¼)

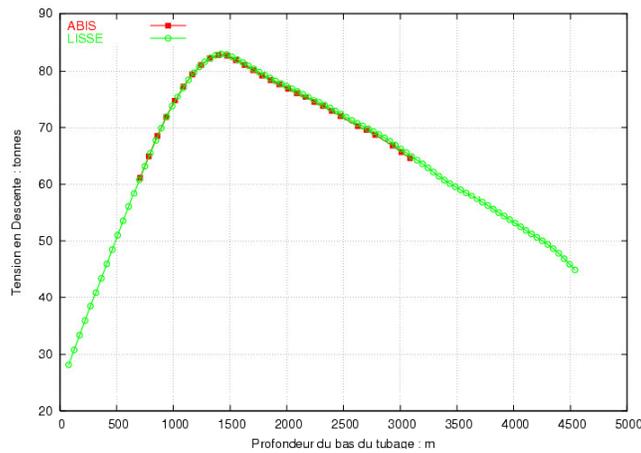


Figure A.6 : Evolution de la tension en surface lors de la descente du tubage puits P8 (phase 9” 5/8)

A.3 PUIITS P9

A.3.1 Trajectoire

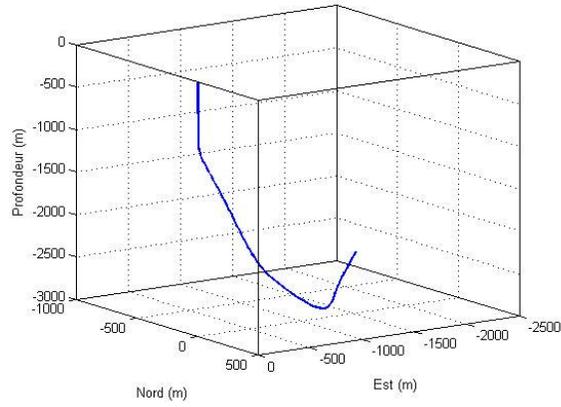


Figure A.7 : Géométrie du puits P9

A.3.2 Simulation du “Torque & Drag”

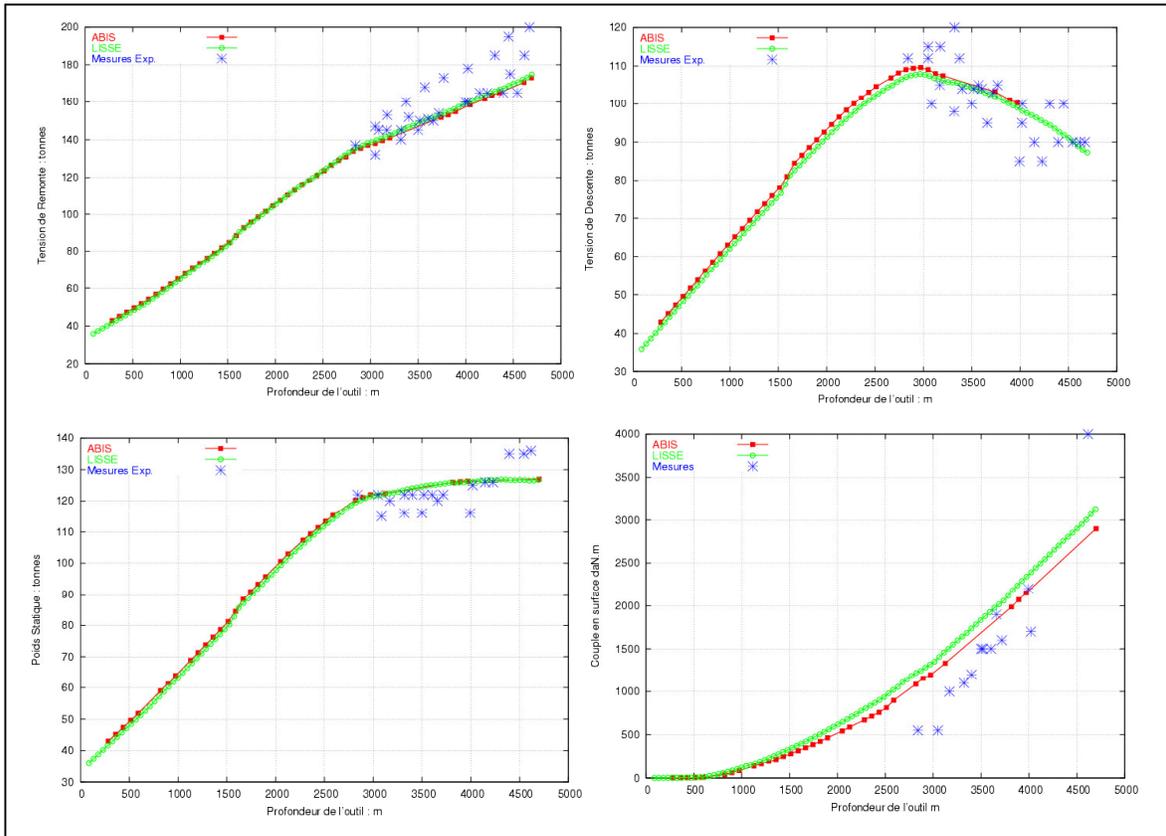


Figure A.8 : Evolution des grandeurs “Torque & Drag” dans le puits P9 (phase 8” ½)

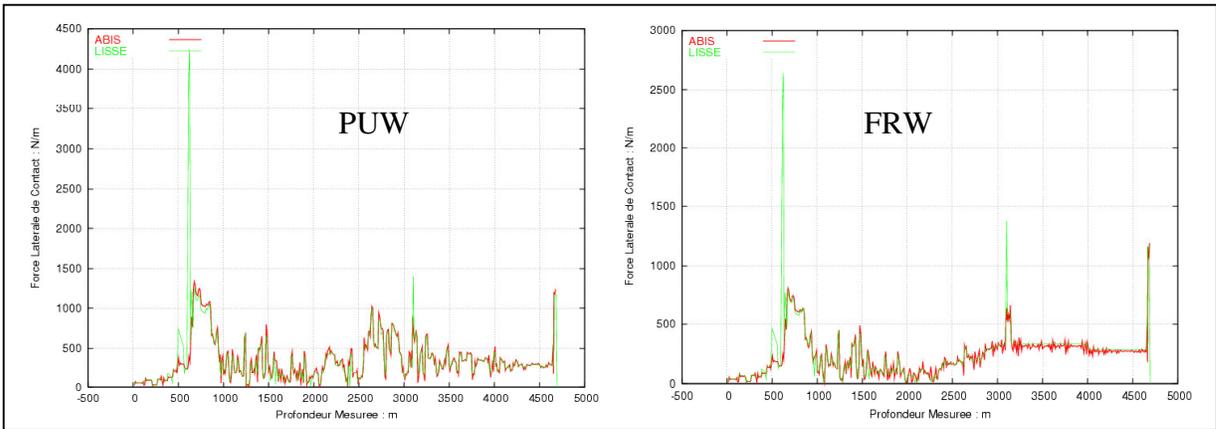


Figure A.9 : Evolution des forces de contact dans le puits P9 (phase 8'' 1/2)

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Aadnoy B. S. and Andersen K. "Design of Oil Wells Using Analytical Friction Models", Journal of petroleum Science and Engineering Vol. 931, Sept 4, 2001
- [2] Aadnoy B. S. and Andersen K. " Friction Analysis for Long-Reach Wells ", SPE 39391, Dallas, TX, March 3-6, 1998
- [3] Aadnoy B.S "Modern well design ", Book, Balkema Publisher, Rotterdam 1999
- [4] Aadnoy B.S "Modern well design – short course ", Amsterdam, Feb 18-21 2003
- [5] Adewuya O. A. and Pham S.V. "A Robust Torque and Drag Analysis Approach for Well Planning and Drillstring Design ", Dallas, TX, March 3-6, 1998
- [6] Balaeff A., Mahadevan L. and Schulten k. "Modelling DNA loops using the theory of elasticity ", arxiv-physics 0301006 v1, Jan. 5, 2003
- [7] Bart E.V and Reiber F. "The Benefits of Monitoring Torque & Drag in Real Time ", SPE 62784, Malaysia, Sept. 11-13, 2000
- [8] Belaid A., Sellami H., Menand S., and Tijani M. "Modélisation du comportement mécanique d'une structure élastique rigide à l'intérieur d'un trou à trajectoire complexe : application au dimensionnement du forage pétrolier ", 17^{ème} Congrès Français de Mécanique, Troyes, 29 Août - 2 Septembre, 2005
- [9] Birades M. " Etude du comportement directionnel des garnitures de forage. Modélisation par éléments finis avec contact unilatéral statique et dynamique " Thèse, ECP, 1988
- [10] Brett J. F., Beckett A. D., Holt C.A. and Smith D.L. "Uses and Limitations of a Drillstring Tension and Torque Model to Monitor Hole Conditions ", SPE 16664, Dallas TX, Sept. 27-30, 1987
- [11] Chandra U. "Basic Concepts in Static BHA Analysis for Directional Drilling", SPE 15467, New Orleans, Oct. 5-8, 1986
- [12] Da Fonseca A. F. and Malta C.P. "Helical filaments with varying cross section radius ", arxiv-physics 0310102 v1, October 21, 2003
- [13] Da Fonseca A. F. and De Aguiar A.M. "Solving the boundary value problem for finite Kirchhoff rods ", arxiv-physics 0209054 v1, Sept. 13, 2002
- [14] Dareing D.W. and Ahlers C.A "Tubular Bending and Pull-Out Forces in High – Curvature Well Bores ", Journal of Energy Resources Technology, Vol. 113/133, June 1991
- [15] Falconer I.G Belaskie J.P and Variava F. "Application of a Real Time Wellbore Friction Analysis ", SPE 18649, New Orleans, LA, Feb. 28-March 3, 1989
- [16] Fontenot J. E. " Factor Influencing Drag, Torque and Cost of Directional Drilling Near a Salt Dome ", SPE 4642, Las Vegas NV, Sept. 30-Oct. 3, 1973
- [17] Fraser S-D., Rennie M. and Mason C-J, " Planning Fit for Purpose Solutions with Roller Technology – the Value of Applied e-valuation ", SPE 79822, Amsterdam, Netherlands, Feb. 19-21, 2003
- [18] Gaynor T. M., Chen D.C-K. and Comaux B. " Tortuosity versus Micro-Tortuosity – Why Little Things Mean a Lot ", SPE 67818, Amsterdam, Feb. 30-March 1, 2001
- [19] Gfrerrer A. and Glaser G.P " A New Approach for Most Realistic Wellpath Computation ", SPE 62726, Malaysia, Sept. 11-13 2000
- [20] Heisig G., Cavallaro G., Hood J. and Forstner I. "Continuous Borehole Curvature estimates While Drilling Based on Downhole Bending Moment Measurements", SPE 90794, Houston, TX, September 26-29, 2004
- [21] Ho H-S. " An Improved Modelling Program for Computing the Torque and drag in Directional and Deep Wells ", SPE 18047, Houston, TX, Oct. 2-5, 1988
- [22] Ho H-S. " General Formulation of Drillstring Under Large Deformation and Its Use in BHA Analysis ", New Orleans LA, Oct 5-8, 1986.

- [23] **Johansick C. A. , Friesen D. B. and Dawson R.** "*Torque and drag in Directional Wells - Prediction and measurement* ", SPE 11380, New Orleans LA, Feb. 20-23, 1983
- [24] **Kaplan J.** "*Modélisation Tridimensionnelle du comportement directionnel du système de forage rotary* ", Thèse, ENSMP , Novembre 2003
- [25] **Lesso G.W., Rezmer-Cooper I. M. and Chau M.** "*Continuous Direction and Inclination Measurements Revolutionize Real-Time Directional Drilling Decision-Making* ", SPE 67752, Amsterdam, Feb. 30-March 1, 2001
- [26] **Luke G.R and Juvkam-Wold H.C** "*The Determination of True Hook and Line Tension Under Dynamic conditions* ", SPE 23859, Louisiana, Feb. 18-21, 1992
- [27] **Maidla E. E. and Wojtanowicz A. K.** "*Field Comparison of 2-D and 3-D Methods for the Borehole Friction Evaluation in Directional Wells* ", SPE 16663, Dallas TX, Sept. 27-30, 1987
- [28] **Maouche Z.** "*Contribution à l'amélioration de la prédiction en inclinaison des garnitures de forage rotary. Couplage garniture-outil de forage* " Thèse, ENSMP, 1999
- [29] **McIver D. B.** "*A method of modelling the detailed component and overall structural behaviour of flexible pipe sections* ", Engineering Structures , Vol. 17, No. 4, pp. 254-266, 1995
- [30] **McSpadden A. and Newman K.** "*Development of a Stiff-String Forces Model for Coiled Tubing* ", SPE 74831 , Houston, April, 9-10 2002
- [31] **McSpadden A., Brown P. and Davis T.** "*Field Validation of 3-Dimensional Drag Model for Tractor and Cable –Conveyed Well Intervention* ", SPE 71560 , New Orleans, Sept. 30 – Oct. 3, 2001
- [32] **Mitchell R. F.** "*New Buckling Solutions for Extended Reach Wells* ", SPE 74566, Dallas, TX, Feb., 26-28, 2002
- [33] **Newman K, Kenneth B. and McSpadden A.** "*Basic Tubing Forces Model (TFM) Calculation* ", Tech. Note , CTES, Oct., 2003
- [34] **Nguyen J.P** "*Technique d'exploitation pétrolière – Le Forage* ", Livre , Edition Technip, 1993
- [35] **Opeyemi A. A. and Son V.P.** "*A Robust Torque and Drag Analysis Approach for Well Planning and Drillstring Design* ", SPE 39321 , Dallas, March 3-6, 1998
- [36] **Reiber F., Vos B. E. and Eide S. E.** "*On -Line torque & Drag : A Real - Time Drilling Performance Optimization Tool* ", SPE 52836, Amsterdam, March 9-11, 1999
- [37] **Rezmer-Cooper I. and Hendricks A.** "*Field Data Supports the Use of Stiffness and Tortuosity in Solving Complex Well Design Problems* ", SPE 52819 , SPE/IADC Drilling Conference Amsterdam Holland March 9-11, 1999
- [38] **Sadiq T. and Gharbi R.** "*Prediction of Frictional Drag and Transmission of Slack-off Force in Horizontal Wells Using Neutral Networks*", Pittsburg, PA, Nov. 9-11, 1998
- [39] **Salies J.B and Cunha J.C.S,** "*Experimental and Analytical study of Sinusoidal Buckling in Vertical Wells*", SPE 29164, WV, USA, 8-10 November 1994.
- [40] **Salies J.B and Cunha J.C.S,** "*Experimental and Mathematical Modelling of Helical Buckling of Tubulars in Directional Wellbores*", SPE 28713, Veracruz, Mexico, 10-13 October 1994.
- [41] **Savignat J.M.** "*Well trajectory Reconstruction. Field Case Study*", Rapport Interne, ENSMP, 2000
- [42] **Savignat J.M., Tijani M.** "*Construction géométrique de la trajectoire d'un puits de forage – Quelques éléments de réflexions*", Rapport Interne, ENSMP, 1999
- [43] **Savignat J.M.** "*Construction géométrique de la trajectoire d'un puits de forage – Test de la méthode de moindre Torsion*", Rapport Interne, ENSMP, 1999

- [44] **Seibi A.C.** " *Running Force in Medium to High-Curvature Wellbores : An Experimental Study and Numerical Simulation of Laboratory and Field Cases* ", Journal of energy Resources Technology, Vol. 123/133 June 2001
- [45] **Sheppard M.C.** " *Designing Well Path To Reduce Torque and Drag* ", SPE 15463, New Orleans LA, Oct. 5-8, 1987.
- [46] **Skalle P., Backe K.R. and al.** " *Microbeads as Lubricant in Drilling Muds Using a Modified Lubricity Tester* ", SPE 56562, Houston, TX, Oct. 3-6, 1999.
- [47] **Stockhausen E. J. and Lesso W.G** " *Continuous Direction and Inclination Measurements Lead to an Improvement in Wellbore Positioning* ", SPE 79917, Amsterdam, March, 19-21, 2003
- [48] **Stoner M. S.** " *Hole Deviation is Defined* ", SPE DRLG STUDY GROUP, Denver, May 26, 1999
- [49] **Stuart D. and Gaynor T.** " *New Drilling Technology Reduces Torque and Drag by Drilling a smooth and straight Wellbore* ", SPE 79919, Amsterdam, Feb., 19-21 2003
- [50] **Tanvir S. and Gharbi R.** " *Prediction of Frictional Drag and Transmission of Slack-off Force in Horizontal Wells Using Neural Networks* ", SPE 51083, Pittsburgh, November, 9-11 1998
- [51] **Taylor H. L. and Mason C.M.** " *A Systematic Approach to Well Surveying Calculations* ", SPE 3362, New Orleans, Oct., 3-6 1971
- [52] **Tijani M.** " *Courbures et Hélices* " Rapport Interne, ENSMP, 2000
- [53] **Tijani M.** " *Frottements dans les puits pétroliers -ABIS* ", Rapport Interne, ENSMP, 2003
- [54] **Tijani M.** " *Modélisation des frottements dans les puits déviés*", Logiciel Tubage, Rapport Interne, ENSMP, 1999
- [55] **Tijani M.** " *STEL - Notice d' utilisation* ", Rapport Interne, ENSMP, 1999
- [56] **Tijani M.** " *STEL - CONTACT* ", Rapport Interne, ENSMP, 1999
- [57] **Théron A.** " *Modélisation des effets non linéaires dans le processus de forage* ", Thèse, IFP, Novembre 1996
- [58] **Wu J. and Juvkam-Wold H. C.** " *Helical Buckling of Pipes in Extended Reach and Horizontal Wells* ", Journal of Energy Resources Technology, Vol. 115, Sept. 1993
- [59] **Yuejin L., Kaiwan B., Robello S. and Faris B.** " *A simple, practical approach provides a technique for calibration tortuosity factors* ", Oil & Gas Journal , Sept. 15, 2003
- [60] **Zaremba W.A.** " *Directional Survey by the Circular Arc Method* ", SPE 3664, Aug. 31, 1973
- [61] **Zeifeng L. , Xisheng L. , Daqian Z. and Shaonon Z.** " *A Steady Tension - Torque Model for Drillstring in Horizontal Wells* ", SPE 26295, May 3, 1993
- [62] **Zeifeng L. , Xisheng L. , Wenhui H. and Zingrui M.** " *A 3D Analysis of a Bottom Hole Assembly Under Large Deflection* ", SPE 28288, 1996.