

Université KASDI MERBAH OUARGLA

Faculté des Hydrocarbures, des Energies Renouvelables et des Sciences de la
Terre et de l'Univers

Département : Forage et Mécanique des chantiers pétroliers



Mémoire

MASTER PROFESSIONNEL

Domaine : Sciences et techniques

Filière : Hydrocarbures

Spécialité : Forage.

Présenté par :

Moussa Ala Eddine

Miloudi Khenniche

Nadji Ibrahim Elkhailil

Thème

**Analyse vibratoire du phénomène stick-slip
lors de forage pétrolier**

Soutenu publiquement le : 19/06/2023

Devant le jury:

M. Hadjab riadh	MCA	President	UKMO
M. Gharbi Abderrezzak	Dr.	Examineur	UKMO
M. Kamel Bouchem	Pr.	Encadreur	UKMO

Année Universitaire: 2022/2023

Remerciements

Avant toute chose, Nous remercions Dieu le tout puissant de nous avoir donné courage, force et sur tout patience durant toutes ces années d'études.

Nous avons également très reconnaissants à Mr BOUCHEMA Kamel, pour avoir accepté de diriger nos travaux, et pour encouragements et son soutien qui nous ont été une aide précieuse.

Notre gratitude et reconnaissance s'adressent à tous nos enseignants qui ont contribué à notre formation pendant notre cursus universitaire.

Dédicaces

Je dédie Ce modeste travail à:
Mes chers parents MON PERE et MA MERE,
pour tous leurs sacrifices, Amis, frères et
sœurs, Tous mes Amis et ma famille.

Sommaire

Introduction Générale	1
I.1 Forage rotary :	2
I.1.1.2 système de forage rotary.....	3
I.1.1.2.1 Système de levage :	3
I.1.1.2.2 Système de rotation :	3
I.1.1.2.3 Système de lubrification	4
I.1.1.2.4 système électrique	5
I.2 Principe de base du procédé de forage	5
I.3 Paramètre de forage :	5
I.3.1 Poids sur l’outil (WOB, Weight On Bit) :.....	5
I.3.2 Couple (TOB, Torque On Bit) :.....	5
I.3.3 Vitesse de rotation (RPM) :.....	6
I.3.4 Débit de circulation (FR) :.....	6
I.3.5 Vitesse d’avancement (ROP) :.....	6
I.3.6 Fluide de forage :	6
I.4 éléments principaux d’un équipement de forage :.....	6
I.4.1 Train de tige :.....	6
I.4.2 Assemblage de fond BHA (Bottom Hole Assembly) :.....	7
I.4.3 Trépan :	7
I. 4.4 Système d’induit :	8
I.4.4.1 Le moteur :.....	8
I.4.4.2 Réducteur :.....	9
II.1 Modélisation des frottements :	11
II.2 Modèles statiques :	11
II.2.1 Frottements secs statiques :.....	11
II.2.2 Frottement de coulomb :	11
II.2.3 Frottement de visqueux :.....	12
II.2.4 Frottement de Stiction :.....	13
II.2.5 Frottement de Stribeck :.....	13
II.3 Frottements dynamiques :.....	14
II.3.1 Frottement de Dahle :.....	14
II.3.2 Frottements de Lugre :.....	15
II.3.3 Modèle de frottements pour le forage rotary :.....	16
III.1 Introduction :	19
III.2 Principe fondamental de la dynamique (P.F.D.)	19
III.2.1 P.F.D. appliqué à un solide en mouvement de translation (rectiligne ou curviligne).....	19
III.2.2 P.F.D. appliqué à un solide en mouvement de rotation autour d’un axe fixe de symétrie de (S)	

.....	19
III.2.3 quelques valeurs particulières à connaître.....	20
III.3 Méthode énergétique.....	20
III.3.1 Energie potentielle de pesanteur.....	20
III.3.2 Energie potentielle élastique	20
III.3.3 Energie cinétique	21
III.3.4 Principe de conservation de l'énergie mécanique	21
III.3.5 Equation de Lagrange :	21
III.4 Model physique du système de forage rotary.....	22
III.4.1 Modèles de vibration pendulaire localisée à un seul degré de liberté :.....	22
III.4.2 Model de Vibration à Plusieurs degrés de liberté.....	24
III.4.3 Modèle analytique	25
III.4.4 Modèle bloc sur belt	28
III.4.5 Model rotatif de forage (model stick–slip).....	29
Les oscillations stick-slip :.....	30
Vibration Stick & Slip :.....	31
Explication du « Stick & Slip » :	32
III.4.6 Modèle à deux degrés de liberté avec deux masses inertielles.....	32
Modèle pour les simulations	33
Modèle pour le contrôle.....	34
III.4.7 Model pendule de torsion à deux degrés de liberté	34
III.4.8 Modèle centralisé avec plusieurs degrés de liberté.....	37
III.5 Comparaison entre les modèles :.....	39
Conclusion générale :	41

Liste de figures

Figure 1 Vibration de train de tiges [9]	1
Figure I.1 La plateforme de forage	2
Figure I.2 Table de rotation	4
Figure I.3 Circulation de la boue	4
Figure I.4 Assemblage de fond.	7
Figure I.5 Exemple d'outil PDC.	8
Figure I.6 Schéma électrique de l'induit d'un moteur DC.	8
Figure I.7 Réducteur	9
Figure II.1 Schéma frottement de coulomb	11
Figure II.2 Schéma frottement de visqueux.....	12
Figure II.3 Schéma frottement de Stiction	13
Figure II.4 Schéma frottement de Stribeck.....	14
Figure II.5 Schéma frottement de Dahle.	15
Figure II.6 Schéma frottements de Lugre.....	16
Figure II.7 Modèle de Coulomb et frottement statique	17
Figure III.1 Modèle de ressort de masse localisé du train de tiges[22]	22
Figure III.2 Modèle seul degré de liberté mécanique du train de tiges [22].....	24
Figure III.3 Modèle analytique du système de train de tiges [26]	26
Figure III.4 Le modèle bloc sur belt [31]	28
Figure III.5 model stick-slip	29
Figure III.6 simulation du phénomène stick-slip	31
Figure III.7 Représentation d'un train de tiges sous forme de pendule de torsion	35
Figure III.8 Modèle de chaîne de forage avec plusieurs DLs	37

Liste d'Abréviations

BHA : "Bottom Hole Assembly" assemblage du fond.

ROP : "rate of penetration" taux de pénétration.

TOB : "torque on bit" couple sur l'outil.

WOB : "Weight on bit" poids sur l'outil.

PDC : "Polycrystalline Diamond Compact" Compact de diamant polycristallin.

RIG : La Zone où se passe le Forage.

DP : "Drill Pipe" tige de forage.

HWDP : "Heavy Weight Drill Pipes" Masse Tiges.

DC: "Drill Collar" masse tige

Liste des Symboles

K_{DP} : Coefficient de rigidité de DP	K_e : Coefficient de la force contre électromotrice
K_{BHA} : Coefficient de rigidité de BHA	K_c : Coefficient de couple
J_1 : inertie de la table de rotation	J_m : Inertie du moteur
J_2 : Inertie de BHA	T_m : Couple moteur
K : le coefficient de rigidité du train de tiges.	Ω_m : Vitesse angulaire de l'arbre de moteur
G : Module de cisaillement d'acier	F_v : Coefficient de frottement visqueux
ρ : Densité du acier	n_m : Nombres de dents de l'engrenage 1
R : Rayon du trépan	n_{rt} : Nombres de dents de l'engrenage 1
T_{cb} : Couple friction du coulomb sur trépan.	ϕ_m : Position angulaire de l'arbre moteur
l_{dp} : Longueur de train de tiges	Φ_{rt} : Position angulaire de la table de rotation
T_{sb} : Couple friction du statique sur trépan.	$\Omega_{rt} = \dot{\phi}_{rt}$: Vitesse angulaire de la table de rotation
T_{cb} : Couple friction du coulomb sur trépan.	T_1 : Couple applique sur j_m par le réducteur
l_{dc} : Longueur du BHA	$T_2 = nT_m$: Couple transmis par le réducteur
l_{hwdp} : Longueur du HWDP	$1/n$: Coefficient de réduction
d_{oddp} : Diamètre extérieur des trains des tiges.	V_{emf} : Force centre électromotrice
d_{iddp} : Diamètre intérieur des trains des tiges.	L_m : inductance du moteur
d_{oddc} : Diamètre extérieur des masses tiges.	n : Rapport de transmission
d_{iddc} : Diamètre intérieur des masses tiges	T_2 : Couple exerce sur la table de rotation
d_{odhwdp} : Diamètre extérieur du HWDP	Ω_{ref} : Vitesse angulaire de la table de rotation
d_{idhwdp} : Diamètre intérieur du HWDP	$\Omega_2 = \dot{\Phi}_2$: Vitesse angulaire de la table de rotation
n : Rapport d'engrenage	u : La commande
J_m : Moment d'inertie de moteur	V : Tension de l'induit
J_r : Moment d'inertie de la table de rotation	
μ_{sb} : Coefficient de frottement statique	
μ_{cb} : Coefficient de frottement de coulomb	
T_m : Couple d'entraînement de top drive	
I_m : Courant de l'induit	
R_m : Résistance du moteur	
J_2 : Inertie équivalente de la table de rotation et du moteur électrique J_m ainsi qu'une partie de l'inertie des tiges et celle de la transmission mécanique.	
C_2 : Constant d'amortissement visqueux de la table de rotation	

Introduction

Générale

Introduction Générale

Les vibrations des systèmes de forage pétrolier sont à l'origine de nombreux dysfonctionnements (ruptures des tiges par une fatigue accélérée, réduction des performances, endommagement des outils de mesures, endommagement des parois du puits, etc.). Face à la complexité des puits de forages aujourd'hui, la maîtrise des vibrations des systèmes de forage est plus que jamais un enjeu majeur dans la réussite économique d'un projet pétrolier. Durant l'opération de forage pétrolier, les tiges en rotation entrent en interaction avec les parois du puits (tubage et/ou formation) et encaissent dans certains cas des vibrations sévères. On distingue généralement trois modes de vibrations suivant le plan de leurs occurrences : axiales, latérales et de torsion

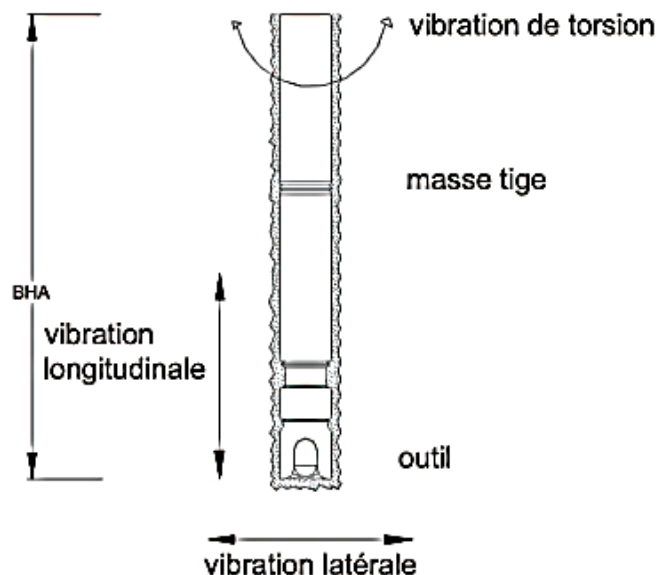


Figure 1 Vibration de train de tiges [9]

Le train de tige de forage présente de fortes vibrations de stick-slip induites par le contact entre le trépan et la formation.[1] Les vibrations de stick-slip du train de tiges apparaissent sous la forme d'alternances périodiques de phases de stick et de slip. Pendant la phase de stick, le trépan reste immobile pendant un intervalle de temps et le couple sur l'outil de forage (TOB) augmente jusqu'à une valeur de rupture de cet état. Pendant la phase de glissement, le foret se relâche tout d'un coup et accélère jusqu'à une vitesse angulaire plusieurs fois supérieure à la vitesse de la table de rotation.[2,3] Les vibrations stick-slip réduisent non seulement la durée de vie de l'outil, mais augmentent également le temps non productif qui augmente les dépenses de développement. De plus, ces vibrations peuvent provoquer des vibrations

latérales et axiales, entraînant une défaillance de l'équipement et une réduction du taux de pénétration (ROP).[4]

L'enquête sur les vibrations stick-slip dans le train de tiges remonte à la publication de *Belokobyl'skii* et *Prokopov* [5] où la vibration induite par le frottement a été analysée et le concept de vibration auto-excitée du forage a été introduit. *Dareing* [6] a indiqué la possibilité d'éliminer les vibrations durant le forage en contrôlant la vitesse de rotation et a exploré les vibrations auto-excitées induites par le mouvement du trépan. *Dawson ET al* [7] a décrit la vibration de l'outil de forage comme un phénomène de stick-slip.

Le phénomène stick-slip a connu de nombreuses sorties au cours des dernières années ; cependant, la plupart des publications sont des observations sur le terrain de tiges et des méthodes pour atténuer ce mouvement, y compris des méthodes passives et actives.[8] En raison de la variation et des conditions de forage et des progrès des technologies de forage, la vibration stick-slip joue un rôle de plus en plus essentiel. Par exemple, avec le développement de l'industrie pétrolière, de plus en plus de puits profonds et ultra-profonds sont envisagés pour la conduction.

Notre mémoire contient en générale trois chapitres en plus d'une introduction générale, des références bibliographiques et une conclusion.

Le premier chapitre est réservé pour une généralité sur les systèmes de forage rotary. Dans ce chapitre, nous présentons les principes fondamentaux sur lesquels repose le système de forage rotary.

Le deuxième chapitre est consacré à la définition du frottement, il comporte une analyse plus développée du frottement où on a cité le différent model de frottement utilisé en mécanique vibratoire.

Dans le troisième on a cité les procédures analytiques permettant la détermination de l'équation d'un mouvement vibratoire en utilisant la deuxième loi de Newton (pfd), la loi de conservation de l'énergie mécanique, ou en utilisant la dynamique Lagrangienne. Ce chapitre vise à résumer les model relative à la vibration stick-slip .Et finalement une conclusion.

Chapitre I

Généralité sur le

Forage Rotary

I.1 Forage rotary :

La méthode Rotary consiste à utiliser des trépan à dent type tricône ou des trépan monoblocs comme les outils diamant ou PDC (poly cristallin diamond composite). Sur lesquels on applique une force procurée par un poids tout en les entraînant en rotation. L'avantage de cette technique est de pouvoir injecter en continu un fluide au niveau de l'outil destructif de la formation pour emporter les débris hors du trou grâce au courant ascensionnel de ce fluide vers la surface.[10]

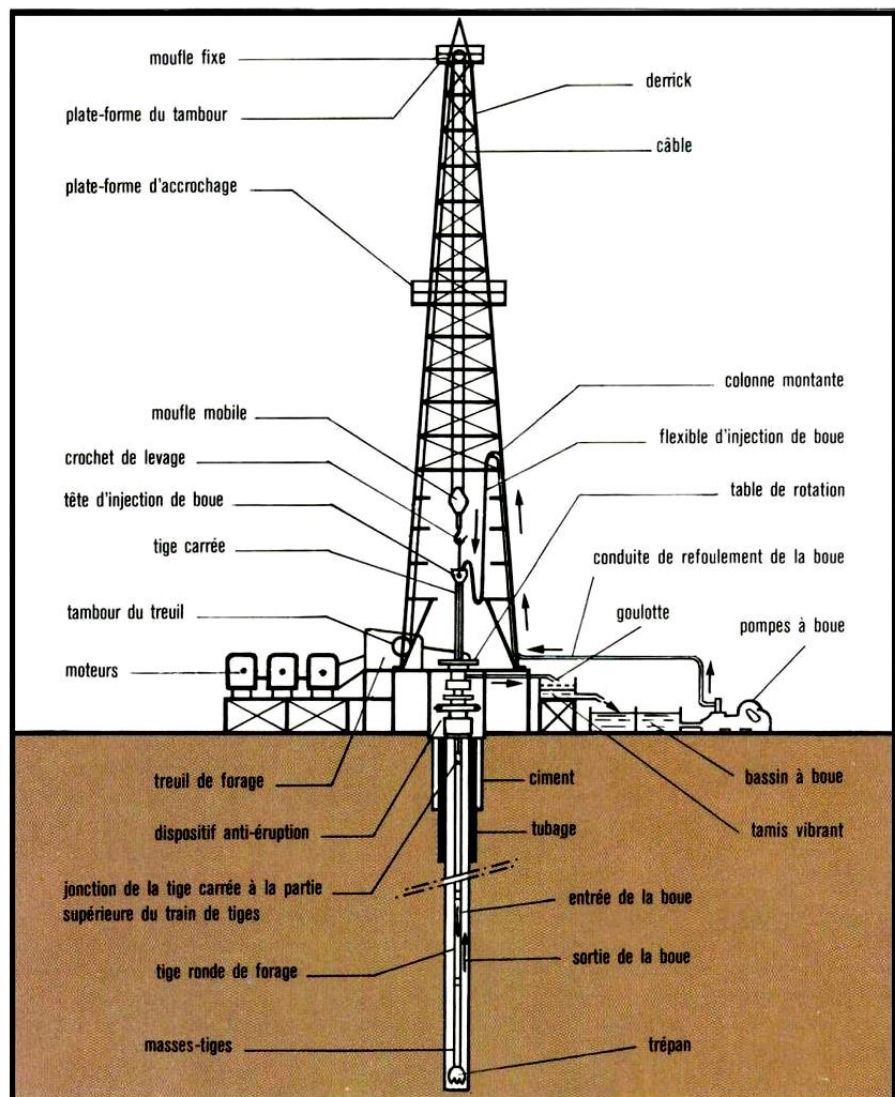


Figure I.1 La plateforme de forage [10]

I.1.1.2 système de forage rotary

Le Forage se compose principalement de :

- Système de levage
- Système de rotation
- Système lubrification
- Système électrique

I.1.1.2.1 Système de levage :

Pour soulever la garniture de forage, il faut utiliser une grue constituée de : d'un mât, d'un treuil, d'un palan comprenant les moufles fixe et mobile et le câble.

a) mât :

C'est une structure en forme de A. Il a la particularité d'être articulé à sa base ce qui lui permet d'être assemblé ou démonté horizontalement puis relevé en position verticale en utilisant le treuil de forage et un câble de relevage spécial.

b) treuil (Draw-works):

Il est considéré comme le cœur d'un appareil de forage, puisque c'est la capacité du treuil qui caractérise la classe de profondeur des forages que l'on pourra effectuer. Il doit assurer :

- Le levage de la garniture de forage et du tubage,
- Sur certains appareils, il assure l'entraînement de la table de rotation par l'intermédiaire de cardans ou de chaînes de pignons,
- L'entraînement d'un arbre secondaire permettant de dévisser et visser les tiges et les tubages.

c) palan :

C'est un mécanisme de transmission du mouvement constitué de deux moufles, Le moufle fixe (crown block) et Le moufle mobile (travelling block), pour rapprocher les deux groupes de poulies avec Le câble .

I.1.1.2.2 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).

a) Tige d'entraînement (Kelly) :

De section carrée, hexagonale ou triangulaire, elle est entraînée en rotation par la table.

b) Table de rotation (Rotary table) :

Pour faire tourner l'outil, on visse au sommet des tiges, de forme cylindrique, une autre tige de section carrée ou hexagonale, appelée tige d'entraînement (kelly), et on l'introduit dans un moyeu appelé table de rotation, elle tourne à des vitesses 40 à 500 tr/min.

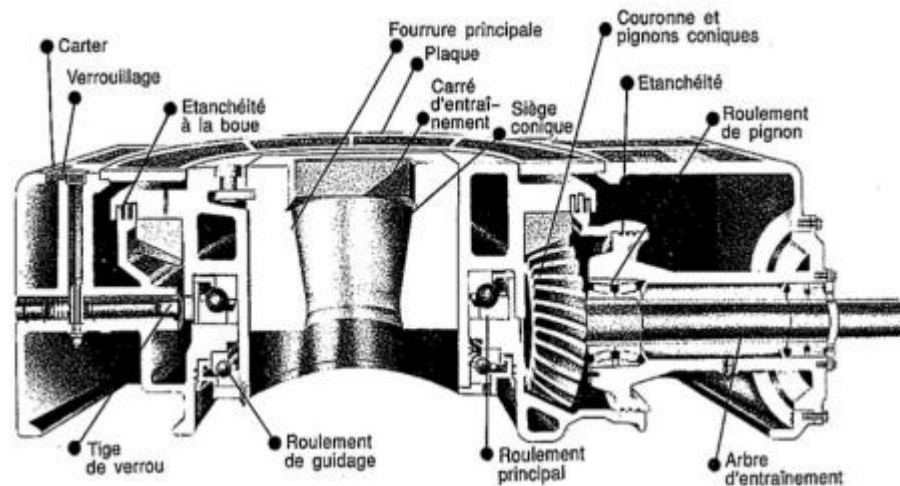


Figure I.2 Table de rotation [10]

c) Tête d’injection motorisée (Top Drive, Direct Drive) :

Il s'agit d'une tête d'injection qui remplit les mêmes rôles que les têtes d'injection conventionnelles (assurer le passage de la boue de forage venant d'une conduite fixe des flexibles d'injection dans une conduite animée d'un mouvement de rotation). [10]

I.1.1.2.3 Système de lubrification :

Les équipements de pompage et de circulation assure l'acheminement du fluide de forage (la boue) depuis l'aspiration de la pompe jusqu'au retour aux bassins.

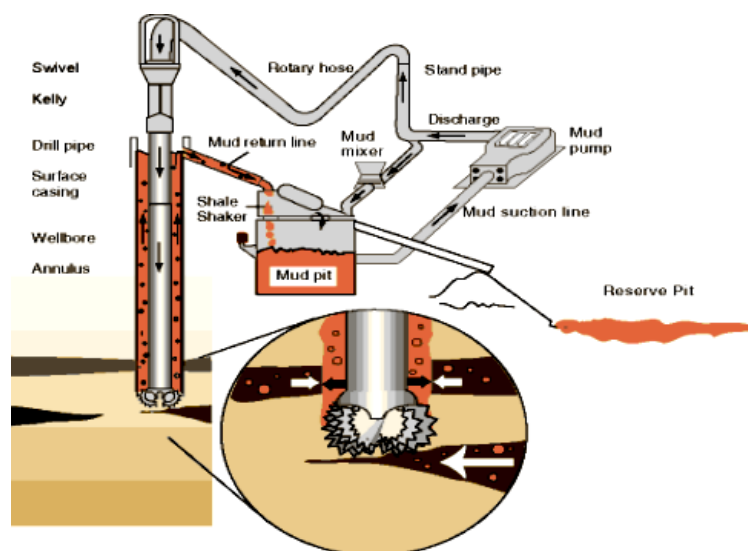


Figure I.3 Circulation de la boue [11]

I.1.1.2.4 système électrique :

L'énergie produite par des moteurs diesels, est acheminée sous forme électrique ou mécanique vers les différents systèmes de l'installation : pompe à boue, treuil et table de rotation. L'énergie électrique est produite par un ensemble de génératrices à courant continu et/ou des alternateurs, entraîné par les moteurs diesels, cette énergie électrique est ensuite utilisée pour alimenter les moteurs électriques alternatifs ou à courant continue, les accessoires et l'éclairage via des convertisseurs électriques. [11]

I.2 Principe de base du procédé de forage :

Le forage rotary est une méthode utilisée dans l'industrie pétrolière et gazière pour creuser des puits dans le sol. Il implique la rotation d'une tige de forage équipée d'un trépan, tout en faisant circuler un fluide de forage à travers la tige. Ce fluide, généralement de l'eau ou de la boue, permet de refroidir le trépan, de nettoyer le trou de forage et de transporter les débris à la surface. Le trépan est conçu pour percer le sol en appliquant une pression, une rotation et des vibrations. Une tour de forage suspend la tige de forage et peut être ajustée en hauteur pour contrôler la profondeur du trou. Ce processus est répété en ajoutant des sections de tige de forage pour atteindre des profondeurs plus importantes. Le forage rotary est largement utilisé pour explorer, produire et injecter des hydrocarbures dans l'industrie. [10]

I.3 Paramètre de forage :

Le forage de la roche nécessite :

- 1- La circulation de la boue pour le nettoyage du nouveau trou et le refroidissement de l'Outil.
- 2- La pression qui exerce une force hydraulique au niveau de l'Outil.
- 3- Le poids sur l'Outil qui met en contact la formation et le trépan.
- 4- La rotation de la garniture qui entraîne une torsion des tiges mesurée en surface.

I.3.1 Poids sur l'outil (WOB, Weight On Bit) :

L'axe de révolution de la garniture exerce une force sur l'outil de forage pour permettre sa pénétration dans la roche. Cette force correspond à la différence entre le poids de l'outil suspendu et son poids lorsqu'il est posé sur le front de taille. La valeur de cette force dépend du type d'outil utilisé et de la trajectoire du puits. Dans le cas du forage dévié, des frottements peuvent se produire, ce qui peut entraîner des différences entre la valeur réelle du poids exercé sur l'outil et sa valeur mesurée en surface. Notre étude vise principalement à quantifier ces frottements le long de la paroi entre la garniture et le puits en fonction de la forme de la trajectoire.

I.3.2 Couple (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.

I.3.3 Vitesse de rotation (RPM) :

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.

I.3.4 Débit de circulation (FR) :

Le débit de circulation de la boue doit être suffisant pour le nettoyage de l'Outil et du trou et ayant un régime laminaire dans l'espace annulaire pour ne pas entraîner une érosion des parois du puits. Le nombre et le diamètre des orifices installés sur l'Outil (duses) est désigné par la surface totale de circulation « TFA ».

I.3.5 Vitesse d'avancement (ROP) :

Il existe une vitesse économique d'avancement qui permet de réduire les coûts de forage. Cette vitesse économique implique de choisir des paramètres de forage qui permettent de progresser avec une consommation réduite d'énergie, de matériel et de temps. Contrairement à la vitesse maximale, la vitesse économique est toujours inférieure car cette dernière préserve la durée de vie de l'outil de forage en limitant son usure rapide, ainsi que la consommation supplémentaire d'énergie hydraulique fournie par les pompes et le système de rotation. [11]

I.3.6 Fluide de forage :

Le choix du type de fluide de forage dépend des performances souhaitées ainsi que des propriétés physico-chimiques du fluide. Trois types de boues sont couramment utilisés : la boue à base d'eau, la boue à base d'huile et la boue synthétique. La boue synthétique est une combinaison d'additifs chimiques et d'eau. [12]

I.4 éléments principaux d'un équipement de forage :

Est composé de deux parties la garniture de forage et BHA :

I.4.1 Train de tige :

Le train de tiges, également appelé Drill Pipes (DP), est constitué d'une série de tubes en acier reliés les uns aux autres. Il s'agit de la partie la plus longue de la garniture et son rôle est de transmettre le couple à l'outil tout en soutenant le train de masses tiges.

Dans le cas du forage dirigé ou horizontal, des tiges plus épaisses appelées Heavy Weight Drill Pipe (HWDP) sont souvent placées après les masses tiges pour réduire les risques de flambement.

des masses-tiges (Drill Collars, DC): il s'agit d'une série de tubes massifs en acier dont le rôle est d'assurer une poussée suffisante sur l'outil. Par considération, pendant la phase de fourrage, le train de masses-tiges est en partie, voire en totalité, en C'est la compression. [10]

I.4.2 Assemblage de fond BHA (Bottom Hole Assembly) :

L'assemblage de fond, ou Bottom Hole Assembly (BHA) (figure 5) , est la partie inférieure de la colonne de forage qui est utilisée pour effectuer des opérations de forage dans un puits.

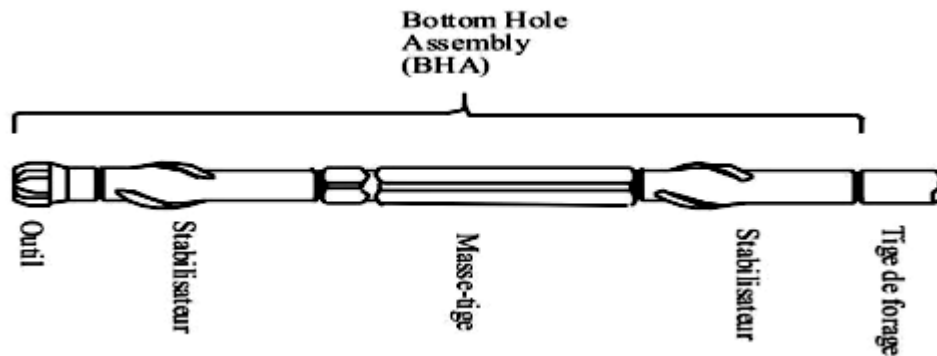


Figure I.4 Assemblage de fond [12]

Les composants typiques de l'assemblage de fond peuvent inclure :

- Les stabilisateurs
- Les moteurs de fond
- Les équipements auxiliaires

I.4.3 Trépan :

Il existe plusieurs types de trépan (figure 6) de forage, chacun étant conçu pour s'adapter à des conditions de forage spécifiques. Les types courants de trépan comprennent :

Les trépan à dents : équipés de dents en acier dur qui sont disposées en spirale autour du trépan pour couper le sol.

Les trépan à rouleaux : équipés de rouleaux rotatifs qui sont utilisés pour couper le sol.

Les trépan à diamants synthétiques : équipés de pointes en diamant qui sont utilisés pour couper le sol dans des formations géologiques dures.

Les trépan à jet : équipés de jets d'eau ou de boue haute pression qui sont utilisés pour éroder le sol.

Le choix du type de trépan dépend des caractéristiques de la formation géologique, de la profondeur du puits, de la taille du trou de forage et des objectifs de forage.



Figure I.5 Exemple d'outil PDC [12]

I. 4.4 Système d'induit :

le système induit sur le forage englobe tous les éléments nécessaires à la réalisation d'un forage, y compris l'équipement, les accessoires, les techniques, la logistique, la supervision et les mesures de sécurité et de protection de l'environnement.

I.4.4.1 Le moteur :

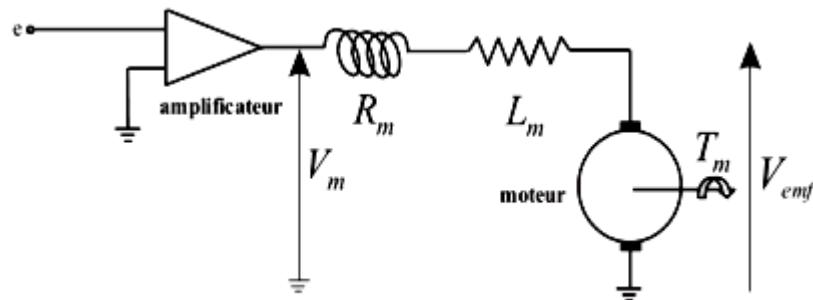


Figure I.6 Schéma électrique de l'induit d'un moteur DC [13]

L'équation électrique est :

$$L_m \frac{dI_m}{dt} + R_m I_m + V_{emf} = V_m$$

Donc :

$$V_{emf} = K_e \Omega \quad \dots\dots 1$$

$$T_m = K_c I_m \quad \dots\dots 2$$

L'impédance d'armature Z_a est donnée par :

$$sL_m + R_m = Z_a$$

s : La variable de Laplace.

Pour faciliter la lecture, la liste des symboles est indiquée ci-dessous

I.4.4.2 Réducteur :

Le moteur dc est généralement piloté par un convertisseur de puissance comme par exemple un pont de Graëtz ou encore un redresseur SCR (Silicon Controlled Rectifier). Le réducteur utilisé (figure 8) a pour rapport de transmission n :

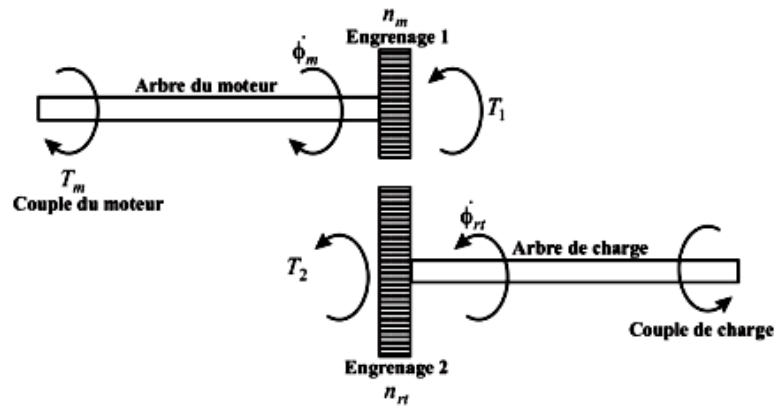


Figure I.7 Réducteur [13]

Donc rapport de transmission est :

$$n = \frac{n_{rt}}{n_m} = \frac{\dot{\phi}_m}{\dot{\phi}_{rt}}$$

Si on néglige les pertes dues aux frottements, on a $T_1 \dot{\phi}_m = T_2 \dot{\phi}_{rt}$

D'où

$$n = \frac{\dot{\phi}_m}{\dot{\phi}_{rt}} = \frac{T_2}{T_1}$$

**Chapitre II Les
Modèles du
frottement en forage
rotary**

II.1 Modélisation des frottements :

Le frottement est une propriété utile rendant possible des choses ordinaires comme la marche et le freinage de la voiture, mais elle peut provoquer des effets indésirables tels que des erreurs dans l'état stable, des cycles limites et mauvaise performance. Par exemple on a dans le système de forage rotary, le phénomène "stick-slip" se produit lors du frottement entre l'outil et les rochers.

II.2 Modèles statiques :

Les modèles de Coulomb, Stiction, et de Stribeck sont parmi les modèles statiques les plus répandus dans la littérature.

II.2.1 Frottements secs statiques :

Les frottements secs, sont dans un sens, une particularité des frottements humides puisqu'ils peuvent être décrits par les deux régimes : frottement statique et frottement dynamique. En effet, ces deux régimes ont lieu à des vitesses trop faibles pour entraîner le fluide ($v < v_s$).

II.2.2 Frottement de coulomb :

Les modèles les plus simples décrivent le frottement comme une fonction de la différence des vitesses des surfaces de glissement (figure 9). Frottement de Coulomb qui est décrit par :

$$F = F_c \sin(v) = \mu FN \sin(v) \quad (\text{II.1})$$

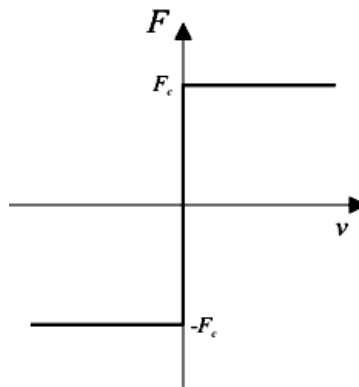


Figure II.1 Schéma frottement de coulomb [14]

Où :

v est la vitesse relative des surfaces

F_c est la force de frottement.

F_n la charge normale.

μ le coefficient de frottement.

Le modèle de frottement de Coulomb ne spécifie pas la force de frottement pour vitesse nulle.

Il peut être nul ou prendre n'importe quelle valeur dans l'intervalle entre $-F_c$ et $+F_c$, selon la définition de la fonction sinus "sin". Ce modèle est illustré sur la (figure 9).

II.2.3 Frottement de visqueux :

La lubrification réduit les forces de frottement et l'usure, en empêchant le contact direct entre deux corps et en remplaçant ainsi les frottements secs par des frottements fluides .(figure 10)

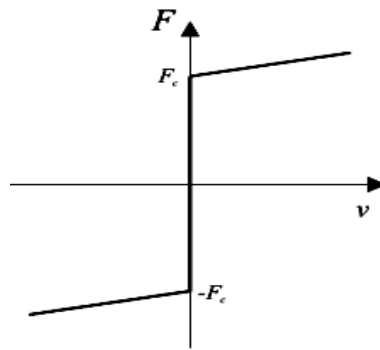


Figure II.2 Schéma frottement de visqueux [14]

La force de frottement visqueux est normalement décrite comme :

$$F = F_v v \quad (\text{II.2})$$

Dans plusieurs applications, le frottement visqueux est combiné au frottement de Coulomb, sur la (figure 10) Comme la forme suivant :

$$F_{c,v} = F_c \operatorname{sgn}(v) + F_v v \quad (\text{II.3})$$

Une meilleure approximation des observations expérimentales est obtenue par une dépendance non linéaire à la vitesse :

$$F = F_v |v|^{\delta v} \operatorname{sgn}(v). \quad (\text{II.4})$$

Où : δv dépend de la géométrie de l'application.

II.2.4 Frottement de "Stiction" :

C'est une force de collage contrecarre les forces externes en dessous d'un certain niveau et permet ainsi un mouvement relatif des surfaces fixes en contact, ce phénomène est souvent appelé stiction. Le modèle peut être considéré comme la composition de deux modèles, le premier pour $v=0$ et le deuxième un modèle de frottement de Coulomb pour $v \neq 0$ comme suite :

Le modèle pour $v=0$ dit que le frottement s'oppose au mouvement tant que la force appliquée est inférieure à la force de frottement F_s .

Le modèle avec Coulomb et frottement visqueux peut également être complété par un modèle de stiction comme illustré sur la (figure 11)

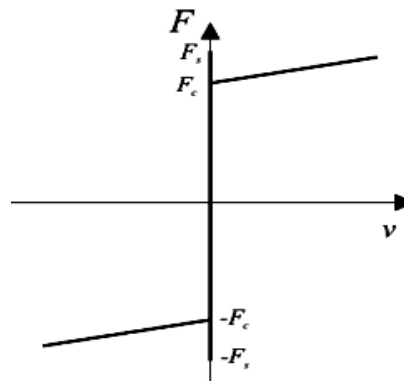


Figure II.3 Schéma frottement de Stiction [14]

$$F \begin{cases} F_e & \text{si } v = 0 \text{ et } |F_e| < F_s \\ F_s \text{sgn}(F_e) & \text{si } v = 0 \text{ et } |F_e| \geq F_s \end{cases} \quad \text{(II.5)}$$

Avec :

F_e : la force appliquée au bloc.

F_s : la force de frottement de stiction.

II.2.5 Frottement de Stribeck :

D'après les études de Stribeck [14.15], un modèle plus général a été apporté pour représenter le frottement. Celui-ci permet d'éliminer le saut du caractéristique frottement - vitesse, tout en améliorant la représentation de la réalité physique :

$$\begin{cases} F(v) & \text{si } v \neq 0 \\ F_e & \text{si } v = 0 \text{ et } |F_e| < F_s \\ F_s \text{sgn}(F_e) & \text{si } v = 0 \text{ et } |F_e| \geq F_s \end{cases} \quad \text{(II.6)}$$

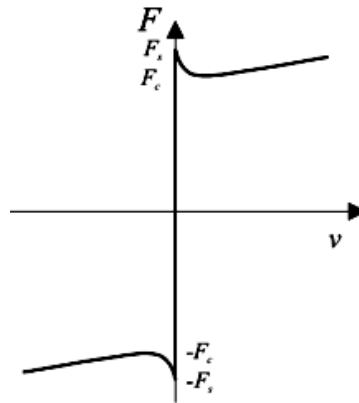


Figure II.4 Schéma frottement de Stribeck [14]

Avec :

$\mathbf{F(v)}$ = Fonction arbitraire modélisant l'effet Stribeck ;

$\mathbf{F_s}$ = Frottement statique maximal ;

\mathbf{v} = Vitesse de glissement entre les deux surfaces ;

$\mathbf{F_e}$ = Composante tangentielle de la force externe appliquée

Où

$\mathbf{F(v)}$ est une fonction arbitraire qui peut prendre la forme de la courbe de la (figure 12) forme courante de la non-linéarité est :

$$F(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-|v/v_s|^{\delta_s}} \quad (\text{II.7})$$

Avec :

$\mathbf{V_s}$: la vitesse de Stribeck

II.3 Frottements dynamiques :

Strictement parlant, les modèles de stiction ne sont pas non plus des modèles statiques dans le sens où la force de frottement est fonction de la vitesse. De ce fait, les modèles présentent des inconvénients à la fois fondamentaux et pratiques. Ils peuvent être évités en reconnaissant que le frottement est en effet un phénomène dynamique qui doit être modélisé comme des systèmes dynamiques [16]. Les modèles de Dahl et Lugre sont parmi les modèles dynamiques les plus répandus dans la littérature [14].

II.3.1 Frottement de Dahle :

Le point de départ du modèle de Dahl est la courbe contrainte-déformation en mécanique solide classique. Lorsqu'elle est soumise à une contrainte, la force de frottement augmente progressivement jusqu'à ce que la rupture se produise. Dahl a modélisé la courbe contrainte-déformation par équation différentielle (Figure 13). Alors le modèle de Dahl a la forme :

$$\frac{dF}{dx} = \sigma \left(1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn} v\right)^\alpha \quad (\text{II.8})$$

Où

x est le déplacement, F est la force de frottement. Le paramètre σ est homogène à un coefficient de raideur élastique qui relie la force à la contrainte. Il caractérise la rapidité avec laquelle F tend vers son asymptote. Enfin, α est un paramètre empirique et il exprime la vigueur avec laquelle F change.

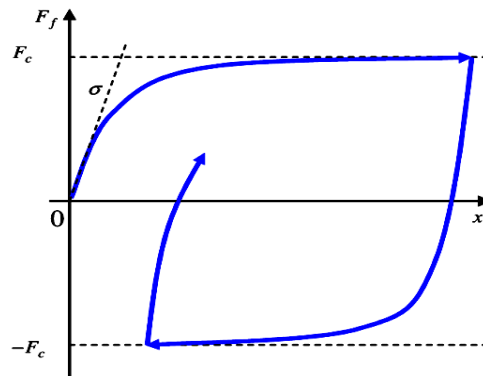


Figure II.5 Schéma frottement de Dahl. [14]

La relation précédente peut encore s'exprimer sous la forme d'une équation différentielle dans le domaine temporel :

$$\frac{dF}{dt} = \frac{dF}{dx} \frac{dx}{dt} = \frac{dF}{dx} v = \sigma \left(1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn} v\right)^\alpha v \quad (\text{II.9})$$

Pour $\alpha=1$ le modèle de Dahl se réduit à :

$$\frac{dF}{dt} = \sigma v - \frac{F}{F_c} |v| \quad (\text{II.10})$$

II.3.2 Frottements de Lugre :

Le modèle Lugre, est dérivé du modèle de frottement Dahl. Le modèle de frottement Lugre reproduit différents phénomènes tels que le pré glissement déplacement, le décalage de frottement et le mouvement de collé-glissé, Ce type de frottements dynamiques représente les micro-déplacements pendant la phase de collage (Figure 14).

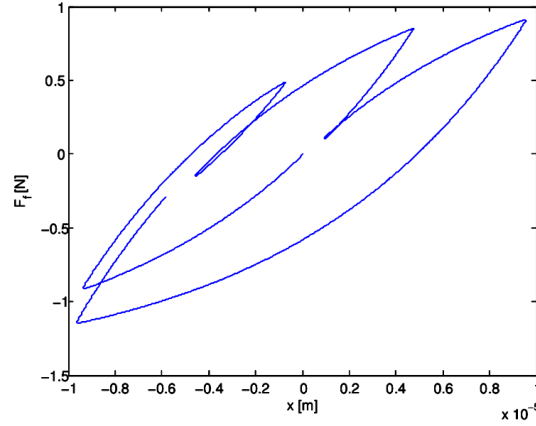


Figure II.6 Schéma frottements de Lugre [14]

Il agit seulement sur quelques dixièmes de millimètre [15].

Avec : $g(v)$: un modèle des effets de Stribeck :

$$\begin{cases} \frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} Z \\ g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-v^2/v_s^2} \\ F = \sigma_0 + \sigma_1 \dot{z} + f(v) \end{cases} \quad (\text{II.11})$$

v_s : Vitesse de Stribeck ;

σ_0 : Coefficient de raideur .

σ_1 : Coefficient d'amortissement .

$f(v)$: la force de frottement visqueux .

Z : Déformation élastique .

II.3.3 Modèle de frottements pour le forage rotary :

La description de l'interaction Outil-Rochet est un aspect crucial de la modélisation des vibrations de forage car il est bien connu que le mécanisme d'oscillation provient de la force de frottement à l'extrémité inférieure.

Les modèles de frottement classiques conduisent à la caractérisation du couple de frottement sur le trépan (T_{tob}) survenant au cours du processus de forage. Plusieurs approches de modélisation peuvent être trouvées dans la littérature spécialisée [10,15,17] . Cette section présente les principales lois d'interaction Outil-Rochet approximant les phénomènes physiques au niveau du trépan.

$$T_{\text{tob}}(\Omega_1(t)) = \begin{cases} (T_s - T_d) \text{sgn}(\Omega_1(t)) & \text{si } \Omega_1(t) \neq 0 \\ T_s & \text{si } \Omega_1(t) = 0 \end{cases} \quad (\text{II.12})$$

Avec :

T_s et T_d les couples de frottement statique et de Coulomb.

Le couple maximal T_s du trépan à vitesse nulle est plus supérieur au frottement de Coulomb T_d (dynamique) subi lorsque le trépan tourné. Par contre $\Omega = 0$: le couple de frottement s'ajustera au couple dans le train de tiges en maintenant un équilibre statique du trépan voir (Figure 15).

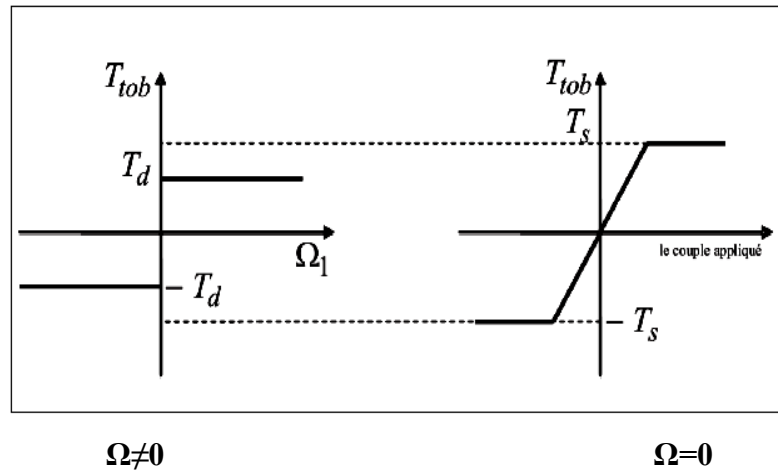


Figure II.7 Modèle de Coulomb et frottement statique [14]

**Chapitre III :
Modélisations
analytiques du
système de forage
rotary**

III.1 Introduction :

La mécanique vibratoire comprend l'étude des mouvements connus sous les noms de "vibrations" (ressort que l'on allonge, bâti sous l'effet d'une machine déséquilibrée, balourd...) ou "d'oscillations" (pendule que l'on écarte de la verticale, bille dans une gouttière,...).

Ces mouvements périodiques sont généralement amortis. D'autre part, nous étudierons plus spécialement les mouvements à trajectoire rectiligne (mouvement de translation) ou circulaire (rotation).

III.2 Principe fondamental de la dynamique (P.F.D.)

C'est la deuxième loi de Newton (ou théorème du centre d'inertie). On considère un système matériel élémentaire (S) m.(S) est soumis à des actions mécaniques extérieures modélisées par le torseur $\{\tau_{ext \rightarrow S}\}$ et il subit une accélération $\overrightarrow{a_{M \in S/R}}$ par rapport à un repère galiléen R.

En un point quelconque A, le principe fondamental de la dynamique (P.F.D.) s'exprime alors de la façon suivante :

$$\{\tau_{ext \rightarrow S}\}_A = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{R_{ext \rightarrow S}} \\ \overrightarrow{M_{A(ext \rightarrow S)}} \end{array} \right\}_A = \left\{ \begin{array}{c} m \overrightarrow{a_{M \in S/R}} \\ \overrightarrow{AM} \wedge m \overrightarrow{a_{M \in S/R}} \end{array} \right\}_A$$

III.2.1 P.F.D. appliqué à un solide en mouvement de translation (rectiligne ou curviligne)

$$\{\tau_{ext \rightarrow S}\}_G = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{R_{ext \rightarrow S}} \\ \overrightarrow{M_{G(ext \rightarrow S)}} \end{array} \right\}_G = \left\{ \begin{array}{c} m \vec{a} \\ \vec{0} \end{array} \right\}_G$$

III.2.2 P.F.D. appliqué à un solide en mouvement de rotation autour d'un axe fixe de symétrie de (S)

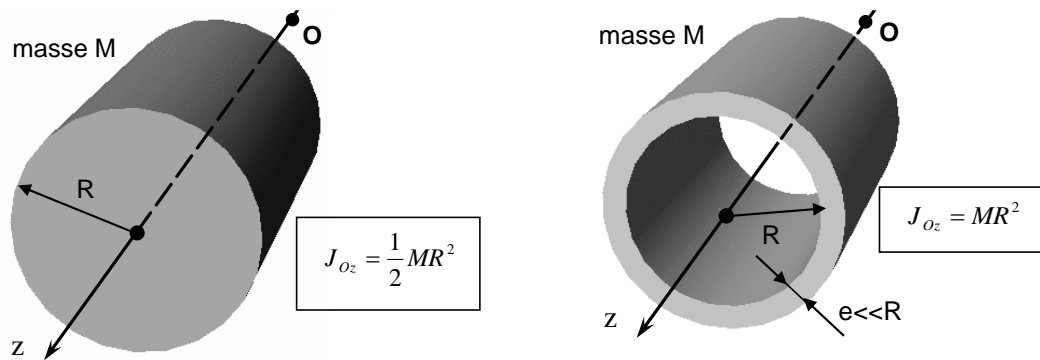
$$\{\tau_{ext \rightarrow S}\}_O = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{R_{ext \rightarrow S}} \\ \overrightarrow{M_{O(ext \rightarrow S)}} \end{array} \right\}_O = \left\{ \begin{array}{c} \vec{0} \\ J_{Oz} \theta'' \vec{z} \end{array} \right\}_O$$

θ'' est l'accélération angulaire de (S) autour de (O, \vec{z}) .

O est un point quelconque de l'axe de rotation (O, \vec{z}) qui est aussi un axe de symétrie de (S).

J_{Oz} : Moment d'inertie d'un solide par rapport à un axe

III.2.3 quelques valeurs particulières à connaître



Cylindre de révolution plein et homogène Enveloppe cylindrique homogène de faible épaisseur.

III.3 Méthode énergétique

L'énergie est une grandeur physique qui peut donner naissance à une action (déplacer, chauffer, éclairer, casser, ...). Elle peut prendre plusieurs formes : thermique, mécanique, électrique, chimique, nucléaire, ...

III.3.1 Energie potentielle de pesanteur

Un corps soumis à la pesanteur acquiert de l'énergie potentielle (capacité à fournir de l'énergie) lorsqu'il s'élève en altitude. Il pourra par exemple restituer cette énergie en retombant au sol.

L'expression de l'énergie potentielle de pesanteur est alors :

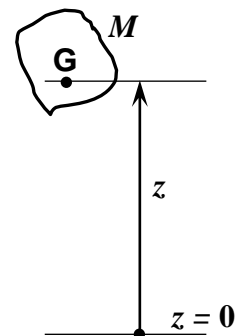
$$E_p = M \cdot g \cdot z$$

Avec M : masse du solide considéré (en kg)

g : Accélération de la pesanteur ($g = 9.81 \text{ m.s}^{-2}$)

z : Altitude du centre de gravité du solide (en m)

Remarque : l'altitude $z = 0$ est choisie arbitrairement.



III.3.2 Energie potentielle élastique

Un ressort (ou autre corps élastique) qu'on comprime ou qu'on étire acquiert de l'énergie potentielle qu'il pourra libérer en revenant à sa position initiale.

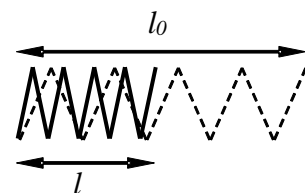
Pour un ressort hélicoïdal, l'énergie potentielle élastique est :

$$E_{\text{élast}} = \frac{k}{2} \cdot (l_0 - l)^2$$

Avec k : raideur du ressort en N/m

l_0 : Longueur à vide du ressort en m

l : Longueur du ressort comprimé ou tendu en m



III.3.3 Energie cinétique

Un solide en mouvement possède une énergie appelée énergie cinétique.

- Pour un solide de masse M en mouvement de translation avec une vitesse V , elle s'exprime de la façon suivante :

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot M \cdot V^2$$

- Pour un solide en mouvement de rotation autour d'un axe (Δ) avec une vitesse angulaire ω et dont le moment d'inertie (voir chapitre sur la dynamique) autour de (Δ) est J , elle s'exprime de la façon suivante :

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2$$

- Pour un solide en mouvement quelconque, l'énergie cinétique sera :

$$E_c = \frac{1}{2} M \cdot V_G^2 + \frac{1}{2} J_{\Delta G} \cdot \omega^2$$

Avec M : masse du solide

V_G : vitesse de son centre de gravité (ou centre d'inertie)

$J_{\Delta G}$: Moment d'inertie du solide autour de l'axe parallèle au vecteur rotation passant par le centre de gravité G .

ω : vitesse de rotation du solide (rad/s)

III.3.4 Principe de conservation de l'énergie mécanique

Si un système est isolé (pas d'échange d'énergie avec l'extérieur) alors son énergie mécanique totale reste constante :

$$E_{méca} = E_p + E_{elast} + E_c = \text{constante} \Rightarrow \frac{dE_{méca}}{dt} = 0$$

III.3.5 Equation de Lagrange :

Fonction de Lagrange ou lagrangien : c'est une fonction des coordonnées généralisées \mathbf{q} , des vitesses généralisées $\dot{\mathbf{q}}$ et du temps t qui permet de d'écrire la dynamique d'un système. Elle est définie par :

$$L(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) = E_c(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) - E_p(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t)$$

qui correspond à la différence entre l'énergie cinétique totale du système et l'énergie potentielle du système.

Les Equations de Lagrange (ou équations d'Euler-Lagrange), sont les équations du mouvement du système dans le cadre de la dynamique Lagrangienne. Pour un système à n degrés de

liberté, ces équations forment un ensemble de N équations différentielles du second ordre donnée par :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = F_{ext,q}$$

III.4 Model physique du système de forage rotary

Dans la section suivante on interprète les méthodes mathématiques de modélisation des vibrations stick-slip. Les contributions sont organisées sous des modèles de paramètres localisés à un seul degré de liberté (SDOF), des modèles de vibration à multiples DOF (MDOF) et des modèles de système continu.

III.4.1 Modèles de vibration pendulaire localisée à un seul degré de liberté :

(SDOF) single degree of freedom: est celui pour lequel une seule coordonnée est nécessaire pour spécifier complètement la configuration du système. Il existe généralement de nombreux choix possibles pour la coordonnée à utiliser, bien que certains soient plus naturels que d'autres. Avec un système à un seul degré de liberté, nous obtenons une équation différentielle gouvernante du mouvement. Les spécificités de l'équation dépendent de la nature exacte du problème.

Étude de la vibration stick-slip d'un train de tiges en traitant l'ensemble de fond de trou (BHA) Pour mieux comprendre la cause du phénomène de glissement d'adhérence, le modèle a considéré le train de tiges comme un système de ressort collectif local (Fig. 16) et a utilisé deux équations différentielles couplées pour décrire le mouvement de glissement[19].

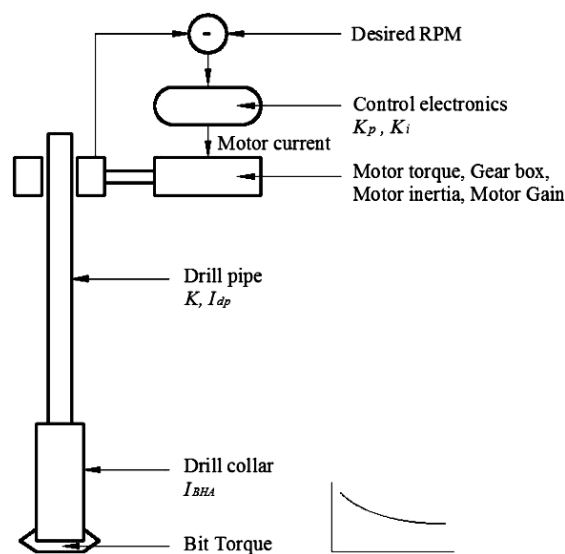


Figure III.1 Modèle de ressort de masse localisé du train de tiges[22]

Les résultats ont indiqué que les vibrations d'adhérence et de glissement peuvent être éliminées en contrôlant le couple de la table rotative au lieu de la vitesse de la table rotative[20]. Le moteur électrique entraîne la table e rotation via une boîte de vitesses mécanique. Sous la forme d'un grand disque au ralenti, il agit comme un réservoir d'énergie cinétique. Le pipeline Kelly a une forme extérieure hexagonale au sommet de la ligne de forage. Il traverse la table e rotation et se raccorde à une tête d'injection. Le dynamomètre est utilisé pour pomper la boue .Un train de tiges se compose principalement de tiges de forage qui sont connectées au BHA au bas des tiges de forage [53, 54, 55]. Le BHA se compose d'un tube de forage lourd, de colliers de forage et de stabilisateurs, et il se trouve au bas du trépan .Le BHA se compose de la section la plus lourde du train de tiges masse tige et fournit le poids requis sur le trépan (WOB). Réduisez considérablement les temps d'arrêt du processus de forage en contrôlant ces paramètres [56].

$$J_{ds}\ddot{\theta}_{rt} = J_{rt}\ddot{\theta}_{rt} + nJ_m\ddot{\theta}_m = J_{rt}\ddot{\theta}_{rt} + nJ_m\ddot{\theta}_{rt} = (J_{rt} + n^2J_m)\ddot{\theta}_{rt}$$

J_{rt} :La table tournante a un moment d'inertie

J_{ds} :l'inertie du moteur pour calculer l'inertie globale du système d'entraînement

$$\dot{\theta}_m = n\dot{\theta}_{rt}$$

$\dot{\theta}_m$:La vitesse angulaire du moteur.

$\dot{\theta}_{rt}$: La vitesse angulaire de la table de rotation

$$J_{ds}\ddot{\theta}_{rt} + C_{ds}\dot{\theta}_{rt} + K_{dp}(\theta_{rt} - \theta_b) + C_{dp}(\dot{\theta}_{rt} - \dot{\theta}_b) = T_{rt}$$

T_{rt} :Le couple fourni par le moteur pour faire tourner le train de tiges via la boîte de vitesses, la table rotation et le kelly

n : L'efficacité de la boîte de vitesses.

C_{ds} : l'amortissement visqueux dans les différents composants du système d'entraînement

K_{dp} : représente la rigidité en torsion équivalente de la tige de forage

C_{dp} : le coefficient d'amortissement visqueux équivalent le long de la tige de forage

$$K_{dp} = \frac{G_s}{I_{dp}} \frac{\pi}{32} (d_{ODdp}^4 - d_{IDdp}^4)$$

I_{dp} : la longueur de la tige de forage

G_s : le module de cisaillement (acier) du train de tiges

d_{ODdp} et d_{IDdp} : respectivement les diamètres extérieur et intérieur de la tige de forage.

$$J_{ds}s\omega_{rt}(s) + C_{ds}\omega_{rt} + \frac{K_{dp}}{s}(\omega_{rt}(s) - \omega_b(s)) + C_{dp}(\omega_{rt}(s) - \omega_b(s)) = T_{rt}$$

$$\begin{aligned}
 (\omega_{rt}(s) - \omega_b(s)) &= \Delta\omega \\
 (J_{ds}s + C_{ds})\omega_{rt}(s) + \left(\frac{sC_{dp} + K_{dp}}{s}\right)\Delta\omega &= T_{rt} \\
 \frac{T_{rt} - T_{dp}}{\omega_{rt}(s)} &= \frac{1}{J_{ds}s + C_{ds}} \\
 T_{dp} &= \left(\frac{sC_{dp} + K_{dp}}{s}\right)\Delta\omega
 \end{aligned}$$

T_{dp} : représente tige couple

III.4.2 Model de Vibration à Plusieurs degrés de liberté

(MDOF) Multiple Degree of Freedom

Par rapport au SDOF, les modèles MDOF peuvent saisir plus de détails sur le système de forage. Par conséquent, de nombreuses enquêtes axé sur les vibrations stick-slip en utilisant des modèles de vibration MDOF[32].

ont modélisé le train de tiges comme un oscillateur mécanique avec SDOF de rotation

(Figure 17).Le modèle a été utilisé pour déterminer les paramètres optimaux en prédisant l'intensité des vibrations stick-slip en fond de trou. [23]

Cependant, seules les réponses à l'état d'équilibre ont été présentées. En utilisant un modèle SDOF similaire à celui présenté dans (Figure 17). ont étudié la vibration stick-slip du train de tiges. Dans le modèle, le contact bit-rock a été modélisé comme un frottement aléatoire, et le mouvement du manche et le mouvement de glissement ont été traités séparément. [24]

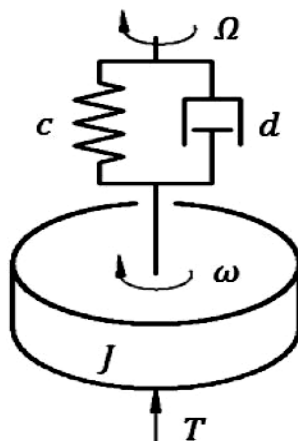


Figure III.2 Modèle seul degré de liberté mécanique du train de tiges [22]

$$J_{eb} = J_{ac} + J_{hdp} + \frac{1}{3}J_{dp}$$

Avec :

J_{ac} : l'inertie de masse tige de forage

J_{hdp} : l'inertie de tige de forage lourde

J_{dpp} : l'inertie de tige de forage

$$J_{eb} = G\rho \frac{\pi}{32} \left[l_{dc} (d_{ODdc}^4 - d_{IDdc}^4) + J_{hdp} (d_{ODhdp}^4 - d_{IDhdp}^4) + \frac{1}{3} J_{dpp} (d_{ODdpp}^4 - d_{IDdpp}^4) \right]$$

$$J_{eb} \ddot{\theta}_B + C_{eb} \dot{\theta}_b - K_{dp} (\theta_{rt} - \theta_b) - C_{dc} (\dot{\theta}_{rt} - \dot{\theta}_b) = -T_{fb}$$

C_{eb} : le coefficient d'amortissement visqueux équivalent associé au BHA

$$J_{eb} s \omega_b(s) + C_{eb} \omega_b - \frac{K_{dp}}{s} (\omega_{rt}(s) - \omega_b(s)) + C_{dp} (\omega_{rt}(s) - \omega_b(s)) = -T_{fb}$$

$$(J_{eb} s + C_{eb}) \omega_{rt}(s) - \left(\frac{s C_{dp} + K_{dp}}{s} \right) \Delta \omega = -T_{fb}$$

$$\frac{T_{dp} - T_{fb}}{\omega_b(s)} = \frac{1}{J_{eb} s + C_{eb}}$$

$$T_{fb} = wob R_b \mu_b (\dot{\theta}_b)$$

$$T_{fb}(\dot{\theta}_b) = \begin{cases} T_{ab} \text{sign}(\dot{\theta}_b) & |\dot{\theta}_b| < D\omega T_{ab} \leq T_{sb} \text{stick} \\ T_{sb} \text{sign}(T_{ab}) \text{sign}(\dot{\theta}_b) & |\dot{\theta}_b| < D\omega T_{ab} > T_{sb} \text{stick to slip transition} \\ T_{cb} \text{sign}(\dot{\theta}_b) & |\dot{\theta}_b| > D\omega \text{slip} \end{cases}$$

$T_{fb}(\dot{\theta}_b)$: le couple de Coulomb classique plus frottement statique (frottement sec) le long du BHA.

WOB : poids sur outil.

μ_b : vitesse d'outil

R_b : le rayon d'outil.

$\mu_b(\dot{\theta}_b)$: coefficient de frottement sur l'outil.

T_{ab} : le couple externe appliqué par le train de tiges sur l'outil

T_{sb} : le couple de frottement statique associé J_{eb}

T_{cb} : le couple de frottement de glissement (cutting torque).

$$T_{ab} = T_{dp} - T_{vb} = K_{dp} (\theta_{rt} - \theta_b) + C_{dc} (\dot{\theta}_{rt} - \dot{\theta}_b) - C_{eb} \dot{\theta}_b$$

$$T_{sb} = wob R_b \mu_{sb} (\dot{\theta}_b)$$

$$T_{cb} = wob R_b \mu_b (\dot{\theta}_b)$$

$$\mu_b(\dot{\theta}_b) = [\mu_c + (\mu_{sb} - \mu_c) e^{-\gamma_b |\dot{\theta}_b|}]$$

III.4.3 Modèle analytique

Le modèle dynamique de la présente étude (Fig. 20) est un système de frottement de Coulomb. Le système illustré à la (Fig. 20) est équivalent au système de forage réel dans lequel le trépan tourne dans la formation rocheuse et le système est actionné par la table

rotative. Le modèle se compose des parties suivantes : un corps avec un moment d'inertie J , et le trépan est relié à la formation rocheuse avec une charge normale (poids sur le trépan) WOB. L'énergie est transmise au trépan par le train de tiges. [27.35]
L'objet est entraîné par la table rotative avec un sens horaire vitesse φ .

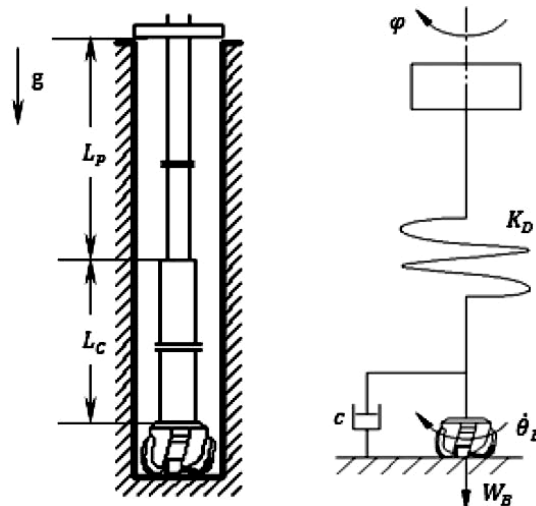


Figure III.3 Modèle analytique du système de train de tiges [26]

Le système de forage étudié dans cet article se compose principalement d'une table rotative, d'un train de tiges et d'un trépan. Typiquement, le train de tiges comprend une section de tiges de forage qui se fixe à la table rotative à l'extrémité supérieure et une section de masse-tige qui se fixe au trépan à l'extrémité inférieure. Pour plus de simplicité et sans manquer les principales caractéristiques du système de forage, le système peut être modélisé comme un pendule de torsion localisé et l'interaction bit-rock peut être considérée comme un frottement de Coulomb. Un moment d'inertie localisé J et une rigidité de torsion K_D sont choisis pour représenter le train de tiges. En supposant que les tiges de forage et les masses-tiges sont des puits continus avec une section et une densité constantes, les expressions pour J et K_D peuvent être données comme :

$$J = \frac{1}{3}J_r = J_P + J_C$$

Avec :

$$J_P = \frac{\pi p}{96} L_P (D_P^4 - d_P^4) \text{ et } J_C = \frac{\pi p}{96} L_C (D_C^4 - d_C^4)$$

où

J_r : représente le moment d'inertie réel du foret string,

J_P et J_C : représentent le moment d'inertie du foret tuyaux et colliers de forage.

D_P et D_C : sont les diamètres des tiges de forage et des masses-tiges.

d_P et d_C : sont leurs diamètres internes.

L_P et L_C : représentent les longueurs des tiges de forage et les colliers de forage, respectivement.

En conséquence, la rigidité équivalente du train de tiges peut être donnée par :

$$K_D = \frac{K_P K_C}{K_P + K_C} \text{ et } K_P = \frac{\pi G}{32 L_P} (D_P^4 - d_P^4) \text{ et } K_C = \frac{\pi G}{32 L_C} (D_C^4 - d_C^4)$$

Avec :

K_P et K_C : représentent respectivement la rigidité équivalente des tiges de forage et des masses-tiges.

G : est le module de cisaillement du matériau du train de tiges.

Pour la commodité de l'analyse, le trépan est supposé être dans un état critique de phase d'adhérence passant à la phase de glissement. L'équation différentielle du mouvement du trépan dans la phase de glissement peut être exprimée par la loi du mouvement de Newton comme suit :

$$J\ddot{\theta}_B + c\dot{\theta}_B + K_D(\theta_B - \varphi t) + \mu_K W_B \frac{\rightarrow}{R_B} \text{sgn}(\dot{\theta}_B) = 0$$

$$\theta_B = A e^{-\xi \omega_n t} \sin(\sqrt{1 - \xi^2} \omega_n t + \psi) + \varphi t - \frac{\mu_K W_B \frac{\rightarrow}{R_B}}{K_D}$$

Avec :

$\dot{\theta}_B$: désigne la vitesse du foret.

W_B : est la force de frottement.

μ_K : désignent le coefficient de frottement statique et le coefficient de frottement cinétique.

R_B : représente le diamètre réel du foret.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_D}{J}}$$

$$\xi = \frac{\frac{c}{2J}}{\sqrt{\frac{K_D}{J}}}$$

θ_{B0} : est le déplacement angulaire initial

$\dot{\theta}_{B0}$: est la vitesse angulaire initiale dans la phase de glissement.

A et ψ : sont l'amplitude et l'angle de phase initial.

$$A = \sqrt{\left(\theta_B + \frac{\mu_K W_B \vec{R}_B}{K_D}\right)^2 + \left[\frac{\varphi - \dot{\theta}_{B0} + \xi \omega_n \left(\theta_B + \frac{\mu_K W_B \vec{R}_B}{K_D}\right)}{\sqrt{1 - \xi^2} \omega_n}\right]^2}$$

$$\psi = \arctan \frac{\sqrt{1 - \xi^2} \omega_n \left(\theta_B + \frac{\mu_K W_B \vec{R}_B}{K_D}\right)}{\varphi - \dot{\theta}_{B0} + \xi \omega_n \left(\theta_B + \frac{\mu_K W_B \vec{R}_B}{K_D}\right)}$$

III.4.4 Modèle bloc sur belt

Un autre type de modèle SDOF utilisé pour étudier le stick-slip est le modèle block-on-belt, [29.30] illustré à la (figure 19). [31] ont développé un modèle SDOF block on belt pour étudier le mouvement stick-slip de train de tiges .Les vibrations périodiques de stick-slip peuvent être trouvées en appliquant la procédure de lissage et la méthode de prise de vue simple avec un solveur d'équation différentielle ordinaire (ODE).

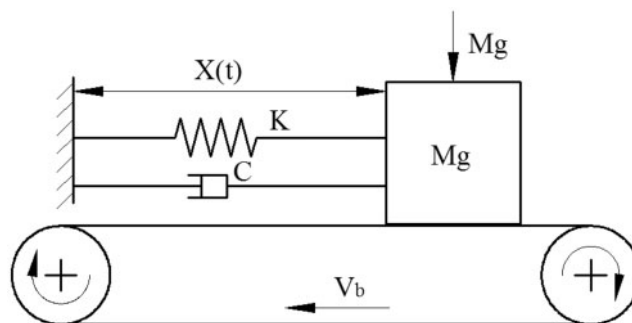


Figure III.4 Le modèle bloc sur belt [31]

La vibration de la bande est liée à la force de traction le long de la voie du convoyeur. La capacité à anticiper les vibrations de la bande peut fournir des informations sur le bon fonctionnement du convoyeur. L'analyse vibratoire est généralement basée sur des modèles théoriques ou des essais statiques. La fréquence de vibration du convoyeur de travail a été mesurée et la distribution de fréquence des vibrations transversales de la bande le long du trajet du convoyeur a été déterminée. L'augmentation de la tension de la courroie se situe dans la partie supérieure de la courroie.

III.4.5 Model rotatif de forage (model stick–slip)

Un modèle simple des vibrations torsionnelles de la colonne de forage est obtenu en supposant que la colonne de forage se comporte comme un pendule torsionnel, c'est-à-dire que les tubes de forage sont représentés par un ressort de torsion, les masselottes de forage se comportent comme un corps rigide et la table de rotation tourne à une vitesse constante. [33]

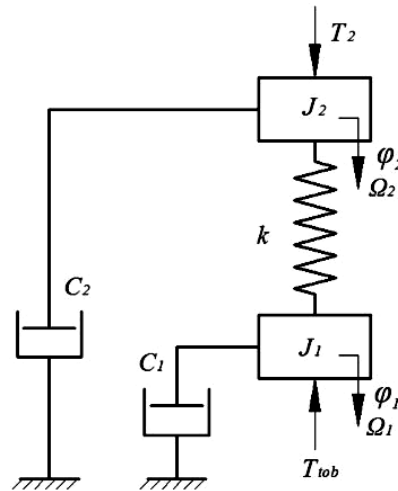


Figure III.5 model stick-slip[32]

L'équation de mouvement correspondante peut être trouvée dans (Serrarens et al., 1998) [36] et est la suivante :

$$J_1 \dot{\Omega}_1 + C_1 \Omega_1 - k\phi = -T_{tob}(\Omega_1) \dots (1)$$

De plus, les quantités $\phi = \phi_2 - \phi_1$, $\phi_1 \Omega = \phi_1$ point et $\phi_2 \Omega = \phi_2$ point sont définies

où ϕ_1 : est le déplacement angulaire du bit

et ϕ_2 : est le déplacement angulaire de la table de rotation

J_1 : est l'équivalent du moment d'inertie des masses des masselottes et des tubes de forage

C_1 : est le coefficient d'amortissement visqueux équivalent de l'ensemble BHA

T_{tob} : est une fonction non linéaire qui représente le couple sur le bit. [35]

Le comportement mécanique du système d'entraînement est dominé par trois composants : la table de rotation, une boîte de vitesses conique avec un rapport de réduction combiné de 1: n et un moteur électrique. Les équations de ce système sont données dans (Serrarens et al., 1998) [36] comme suit :

$$J_2 = J_{rot} + n^2 J_m$$

$$J_2 \dot{\Omega}_2 + C_2 \Omega_2 + k\phi = T_2 \dots \dots (2)$$

$$C_2 \Omega_{ref} + u = T_2 \dots (3)$$

où J_2 : représente l'inertie de la table de rotation

(J_{rot}) : augmentée des inerties du moteur électrique

(J_m) : est du rapport de boîte de vitesses de transmission du système réel

C_2 : est l'amortissement visqueux de la table de rotation

Ω_{ref} : est la vitesse souhaitée du bit et enfin

T_2 : est le couple fourni par le moteur au système. [34]

En général, le comportement électrique du moteur doit être décrit en termes d'équations différentielles non linéaires qui dépendent du type de moteur. De nombreux appareils de forage sont équipés d'un moteur à courant continu à excitation séparée, et dans ce cas, les équations se réduisent aux relations linéaires suivantes (Serrarens et al., 1998) [36] :

$$L\dot{I} + RI + V_{emf} = V_m$$

$$V_{emf} = K\Omega_2$$

$$T_2 = KI$$

où I , R , L et V_m : sont respectivement définis comme le courant du moteur, la résistance du moteur, l'inductance du moteur et la tension d'entrée du moteur.

La force contre-électromotrice (FCEM) V_{emf} est linéairement liée à la vitesse de la table de rotation.

K : est la constante du moteur multipliée par le rapport de transmission, tel que $K = nK_m$. [35]

Les oscillations stick-slip :

La modélisation exacte des caractéristiques de frottement est un problème assez difficile, car les caractéristiques de frottement peuvent facilement changer en raison des variations de l'environnement, par exemple, la variation de la charge, de la lubrification et de la rugosité de la surface (nature des roches). [38]

Dans la colonne de forage pétrolière, ces oscillations sont provoquées par le frottement non linéaire (T_{tob}) à des vitesses de bit proches de zéro. T_{tob} représente les effets combinés du couple réactif sur le bit et des forces de frottement non linéaires le long de l'ensemble BHA. [36] Peu de choses sont connues sur ces effets, et plusieurs fonctions ont été proposées pour analyser les vibrations stick-slip (Serrarens, 2002 ; Jansen, 1993 ; Cull et Tucker, 1999) [37]. La relation entre le couple de frottement (T_{tob}) en fonction de la vitesse du bit est donnée dans (Serrarens, 2002) par la fonction non linéaire suivante :

$$T_{tob}(\Omega_1) = T_{tobdyn} \frac{2}{\pi} (\alpha_1 \Omega_1 e^{-\alpha_2 |\Omega_1|} + a \tan(\alpha_3 \Omega_1)) \dots (4)$$

Ou :

$$T_{tobdyn} = 0.5 \text{ kNm}, \quad \alpha_1 = 9.5, \quad \alpha_2 = 2.2 \quad \text{et} \quad \alpha_3 = 35.0$$

Vibration Stick & Slip :

Le Stick & Slip est la première cause de défaillance et d'usure du train de tiges. Elle est due à la dynamique de torsion agressive subite par le système de forage qui se comporte comme un immense ressort de torsion.

Ces vibrations diminuent l'efficacité, la fiabilité, la performance et la sécurité qui sont des aspects importants dans le forage de puits profonds. En raison de la diminution des performances et de l'efficacité, les vibrations de chaîne de forage peuvent coûter des millions de dollars pour chaque compagnie. Ainsi, l'atténuation des vibrations et l'amélioration des performances de forage est de grand intérêt économique pour l'industrie pétrolière. En même temps, la sécurité reste la priorité absolue. En d'autres termes, atteindre une amélioration des performances (par exemple en réduisant les vibrations), implique des coûts réduits.

Le stick-slip est caractérisé par des phases dans lesquelles le trépan arrive à un arrêt complet (coincement) et les phases dans lesquelles le bit tourne plusieurs fois plus rapide que la vitesse angulaire désirée (glissement). Un résultat de simulation d'une tige de forage, avec une vitesse angulaire désirée de 50 RPM, qui souffre des vibrations stick-slip est illustré dans la figure suivante :

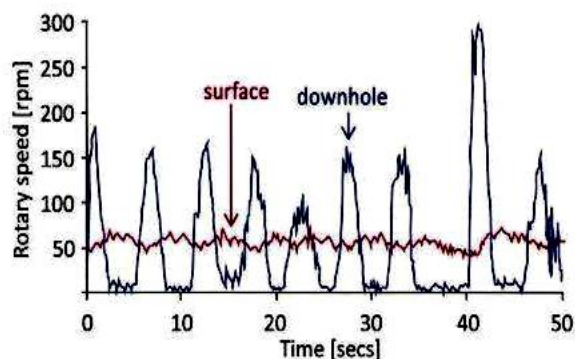


Figure III.6 simulation du phénomène stick-slip[32]

La courbe en rouge montre la vitesse de la table de rotation qui varie entre 45 et 65 RPM et la courbe bleue montre la vitesse de rotation du trépan.

On peut remarquer que la vitesse de rotation du trépan peut atteindre 3 à 5 fois sa valeur nominale désirée et avec une période d'oscillation de 1 à 5 sec. Pendant cette période le trépan arrive parfois à un arrêt complet tandis la table de rotation continue de tourner à une vitesse moyenne d'environ 55 RPM ; Ce qui cause des fluctuations de torsion sur le train des tiges. Ce phénomène entraîne non seulement la défaillance du trépan due à une fatigue prématurée du train de tiges, mais aussi son usure prématurée en raison de sa vitesse élevée.

En pratique, la présence de vibrations de stick-slip peut être reconnue dans les mesures de fond et les mesures de surface. L'investigation sur ces vibrations en termes de modélisation, analyse en vue de les atténuer constitue un aspect important du forage.

Explication du « Stick & Slip » :

-Quand le trépan s'arrête suite, par exemple, à l'augmentation soudaine du WOB, le frottement nécessaire pour remettre le BHA en mouvement sera M_a .

-Vu que le top drive continue à tourner à une certaine vitesse, et que le train de tiges – en raison de sa longueur – est assez flexible, ce dernier va se tordre jusqu'à ce que le couple du train de tiges atteigne la valeur des frottements statiques M_a . Le trépan commence alors à se mouvoir.

-Il dépasse alors sa vitesse nominale et comme l'amortissement de trépan est faible, il finira par s'arrêter, et le cycle se répète.

III.4.6 Modèle à deux degrés de liberté avec deux masses inertielles

le modèle de frottement bit-rock est fondamental pour reproduire correctement phénomène d'oscillations stick-slip. De nombreux modèles ont été proposés dans la littérature, certains d'entre eux résumés dans[31].

Le modèle utilisé ici (figure 22) est un modèle à deux degrés de liberté avec deux masses inertielles J_r et J_b localement amortis par d_r et d_b . Les inerties sont couplées entre elles par un arbre élastique de raideur K et amortissement c . Les variables φ_r et φ_b représentent l'angle de rotation et de bit. Le signal de commande de couple rotatif utilisé pour réguler la vitesse angulaire de rotation $\dot{\varphi}_r$. Le T_{ob} (Torque on Bit) représente le couple de frottement total sur l'outil.

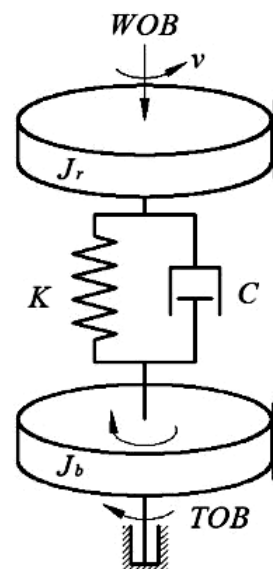


Figure III.7 modèle de masses a deux couplage de train de tiges[32]

Les équations du modèle sont les suivantes :

$$J_r \ddot{\varphi}_r + c(\dot{\varphi}_r - \dot{\varphi}_b) + k(\varphi_r - \varphi_b) + d_r \dot{\varphi}_r = v \dots (1)$$

$$J_b \ddot{\varphi}_b + c(\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_r) + k(\varphi_b - \varphi_r) + d_b \dot{\varphi}_b = -T_{oB} \dots (2)$$

Dans les constantes ci-dessus, le sous-script 'r' et 'b' correspondent respectivement à la rotation et au bit. Un modèle approprié pour T_{oB} est essentiel, car la reproduction des vibrations d'accrochage-glisement dépendra fortement du choix particulier du modèle pour T_{oB} . Ce couple représente les effets combinés du couple réactif sur le bit et des forces de frottement non linéaires le long de la colonne de forage. Dans notre cas, T_{oB} sera donné par le produit de $\mu(\dot{\varphi}_b, z)$ qui décrit le frottement torsionnel normalisé (sans dimension) entre le bit et la roche[42], et de la force normale u appelée charge sur le bit (WoB), c'est-à-dire :

$$T_{oB} = \mu(\dot{\varphi}_b, z) \cdot v \dots (3)$$

Plusieurs formes de $\mu(\dot{\varphi}_b, z)$ peuvent être envisagées en fonction de l'utilisation du modèle. Ensuite, nous décrivons le modèle pour T_{oB} utilisé pour les simulations et la validation de la loi de contrôle, puis un modèle simplifié est introduit pour l'analyse du contrôle.

Modèle pour les simulations

La représentation espace d'états du modèle ultérieur est la suivante :

$$\dot{x} = Ax + Bv + H\mu(x, z)v \dots (4)$$

$$\dot{z} = f(x, z) \dots (5)$$

Avec :

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & -1 \\ \frac{-k}{J_r} & \frac{-(d_r + c)}{J_r} & \frac{c}{J_r} \\ \frac{k}{J_b} & \frac{c}{J_b} & \frac{-(c + d_b)}{J_b} \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{J_r} \\ 0 \end{pmatrix}, \quad H = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{-1}{J_b} \end{pmatrix}$$

où l'état $x = [x_1 x_2 x_3]^T$ est défini comme suit :

$$x_1 = \varphi_r - \varphi_b$$

$$x_2 = \dot{\varphi}_r$$

$$x_3 = \dot{\varphi}_b \dots (6)$$

Dans cette description, l'état $z \in \mathbb{R}$ représente l'état de friction interne, et l'équation (5) décrit la dynamique de la friction. Différents modèles de friction ont été démontrés comme fonctionnant correctement pour capturer les phénomènes typiques de friction (adhérence, effet de Stribeck, etc.) [40.41] qui provoquent des oscillations d'accrochage-glisement. Un modèle possible pour l'équation (5) est le modèle de friction de LuGre[39]:

$$\dot{z} = x_3 - \sigma_0 \frac{|x_3|}{g(x_3)} z,$$

$$g(x_3) = \mu c + (\mu s - \mu c) e^{-\left(\frac{x_3}{v_s}\right)^2}$$

$$\mu(x, z) = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z}, \dots\dots\dots (7)$$

La fonction $g(v)$ influence principalement les caractéristiques à l'état stable du modèle de friction. À l'état stable, le modèle prédit la valeur de friction suivante : $\mu_{ss}(x_3) = g(x_3)\text{sgn}(x_3)$. Dans ce modèle, σ_0 , σ_1 , v_s , μc , μs sont des constantes positives qui caractérisent les propriétés physiques de la friction. Il convient également de noter que la friction linéaire torsionnelle du côté du foret est déjà incorporée dans la matrice A de la représentation.

Modèle pour le contrôle

Notez que le modèle précédent pour $\mu(x, z)$ inclut une dynamique de friction supplémentaire, z , qui convient pour décrire le mouvement avant le glissement, et en particulier pour régulariser l'équation différentielle décrivant la dynamique du système. Une alternative consiste à utiliser une description statique de $\mu(x)$ (des cartes sans mémoire), ce qui peut être simple pour l'analyse du contrôle. La différence entre les deux modèles peut ne pas être trop significative, tant que les problèmes de calcul sont fortement simplifiés. Le modèle pour le contrôle est alors décrit par :

$$\dot{x} = Ax + B\dot{v} + H\mu(x_3)u \dots\dots (8)$$

III.4.7 Model pendule de torsion à deux degrés de liberté

les stabilisateurs, une tige de forage lourde et le trépan. La section BHA au-dessus du trépan est plus rigide que les tiges de forage afin de garder le tubes de forage sous tension. Au fur et à mesure que le puits avance sur la longueur de les tiges de forage augmente alors que la longueur du BHA reste constante.

Cela permettra d'étudier la dynamique des tiges de forage et le BHA dynamique séparément.

Les hypothèses faites sont :

- (1) Le forage et le train de tiges sont à la fois verticaux et droit.
- (2) Mors bien stabilisé afin de ne pas avoir de mouvement latéral à le BIT.
- (3) La boue de forage est simplifiée par un amortissement visqueux constant le long du train de tiges pour tous les cas considérés lors de simulation.
- (4) Le couple moteur est supposé constant et positif.

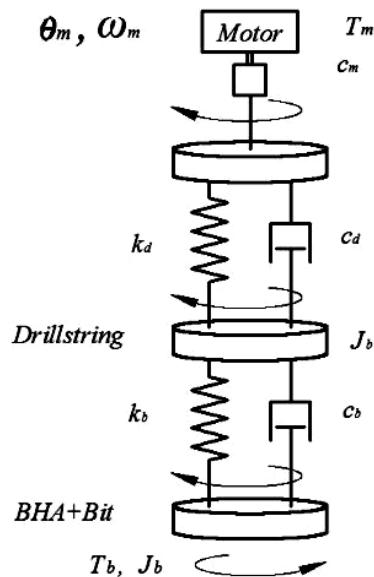


Figure III.8 Représentation d'un train de tiges sous forme de pendule de torsion [40]

Les équations du mouvement sont :

$$\left. \begin{aligned} J_d \ddot{\theta}_d - c_d(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_d) - k_d(\theta_m - \theta_d) + c_b(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}_b) + k_b(\theta_d - \theta_b) &= 0 \\ J_b \ddot{\theta}_b - c_b(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}_b) - k_b(\theta_d - \theta_b) &= -T_b \end{aligned} \right\} \dots\dots (1)$$

T_b is a nonlinear function representing torque-on-bit ($T_b < 0$ for $\omega_b > 0$).

L'interaction non linéaire entre le bit et la roche. Les forces de frottement et le couple réactif au niveau du bit entraînent la reproduction des vibrations torsionnelles de type accrochage-glisement. Le couple réactif non linéaire T_b est principalement influencé par le frottement au niveau du bit dû au processus de coupe de la roche et l'amortissement au niveau du bit dû à la boue de forage, et peut être exprimé comme suit :

$$T_b(\omega_b) = c_{b1} \cdot \omega_b + T_{fb}(\omega_b) \dots\dots (2)$$

où c_{b1} , ω_b approxime l'influence du fluide de forage sur le comportement du bit et T_{fb} est le couple de frottement non linéaire dû à l'interaction bit-roche lorsqu'il subit un accrochage-glisement. Comme le couple de frottement sur le bit est directement proportionnel au coefficient de frottement, à la charge sur le bit et au diamètre du bit, il peut être écrit comme suit :

$$T_{fb} = \mu_b(\omega_b) \cdot D_b \cdot W \dots\dots (3)$$

$\mu_b(\omega_b)$ est le coefficient de frottement du bit dépendant de la vitesse du bit, D_b est le diamètre du bit et $W > 0$ est la charge sur le bit. Selon Tikhonov et Safronov, le facteur de frottement a un effet considérable sur le comportement de rotation de la colonne de forage dans le puits. Étant donné que la valeur du coefficient de frottement du bit dépend de la vitesse du bit, il existe un frottement statique et dynamique [43]. Le frottement statique et dynamique conduit à

des équations différentielles discontinues, ce qui rend le phénomène d'accrochage-glisement difficile à modéliser[43]. Ainsi, le coefficient de frottement dépendant de la vitesse angulaire peut être modélisé en utilisant le modèle de frottement de Karnopp. [44] Le modèle de frottement de Karnopp résout les problèmes de détection de la vitesse nulle et évite les changements d'équations d'état entre le glissement et l'adhérence. Le modèle définit un intervalle de vitesse limite dv . Si la magnitude de la vitesse angulaire du bit est inférieure à la vitesse limite dv , le modèle considère la vitesse du bit comme étant nulle. Le modèle du coefficient de frottement sec de Karnopp, qui inclut les coefficients de frottement statique et dynamique, peut être écrit comme suit :

$$\mu_b = \begin{cases} \mu_{cb} \operatorname{sgn}(\omega_b) \text{ if } |\omega_b| \geq dv \text{ (slip)} \\ \mu_b(\omega_b) \text{ if } |\omega_b| < dv, \quad |\mu_b| \leq \mu_{sb} \text{ (slip)} \\ \mu_{sb} \cdot \operatorname{sgn}(\mu_b) \text{ if } |\omega_b| < dv, \quad |\mu_b| > \mu_{sb} \text{ (situation at the transition)} \end{cases} \dots\dots (4)$$

Leine et al. et Gradl et al. expliquent le phénomène comme suit [45,46]: La première ligne de l'équation (4) correspond au cas où le bit est en phase de glissement/accrochage, c'est-à-dire $\omega_b > 0$. L'élément de coupe vient de fracturer une roche et glisse sur le fond du cratère ainsi créé. La deuxième ligne de l'équation (4) correspond au cas où le bit est en position d'adhérence, ce qui signifie que les fraises atteignent l'épaule de la profondeur de coupe et restent collées pendant un court intervalle, ce qui entraîne une augmentation du couple aux éléments de coupe. Et la troisième ligne représente la situation au moment de la rupture lorsque suffisamment de couple est accumulé pour couper la roche et que le cycle se répète. μ_{sb} est le coefficient de frottement statique à sec et μ_{cb} est le coefficient de frottement de Coulomb. Le couple réactif au niveau du bit T_b , dû au coefficient de frottement μ_b , doit surpasser le coefficient de frottement statique μ_{sb} pour faire bouger le bit.

La fonction $\operatorname{sgn}(\cdot)$ est définie comme :

$$\operatorname{sgn}(\cdot) = \begin{cases} 1, & \alpha > 0 \\ 0, & \alpha = 0 \\ -1, & \alpha < 0 \end{cases}$$

Selon Brett, le couple réactif diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation du bit, ce qui signifie que le coefficient de frottement à sec diminue également avec l'augmentation de la vitesse de rotation du bit. Le modèle de couple de frottement de Karnopp avec frottement exponentiel décroissant peut être résumé dans l'équation (5):

$$\mu_b = \begin{cases} \min[|\mu_b|, \mu_{sb}] \operatorname{sgn}(\omega_b) \text{ if } |\omega_b| < dv \\ \mu_b(\omega_b) \cdot \operatorname{sgn}(\omega_b) \text{ if } |\omega_b| \geq dv \end{cases} \dots\dots (5)$$

Par conséquent,

$$\mu_b = \mu_{cb}(\omega_b) + (\mu_{sb} - \mu_{cb}).e^{-\lambda|\omega_b|} \dots\dots(6)$$

où $\lambda = 0,9$ est le facteur de décroissance. Ainsi, le comportement exponentiel décroissant de T_b peut être écrit comme suit :

$$T_{fb} = [\mu_{cb}(\omega_b) + (\mu_{sb} - \mu_{cb}).e^{-\lambda|\omega_b|}].D_b.W \dots\dots(7)$$

La charge sur le bit, W , est considérée comme oscillant harmoniquement autour de sa valeur définie en surface, W_0 . Selon Yigit et Christoforou [47] et Khulief et al [48], l'expression de la charge sur le bit peut être écrite comme suit :

$$W = W_0 + k_f.x_0(1 - \sin 2\pi ft) \dots\dots(8)$$

Le terme $k_f.x_0(1 - \sin 2\pi ft)$ représente les valeurs d'amplitude de la charge sur le bit (WOB) et dépend du type de bit utilisé. x_0 correspond à la profondeur de coupe en une révolution ; la fréquence f dépend de la profondeur de coupe x_0 et de la vitesse de pénétration \dot{x}_0 . Les valeurs de tous les termes utilisés dans l'équation (8) pendant les simulations sont les suivantes : W_0 (cas de base) = 30 kN, $k_f = 23\ 000$ kN/m, $f = 0,005$ m. Ainsi, le couple non réactif sur le bit, T_b , peut être exprimé comme une approximation de l'influence du fluide de forage visqueux sur le foret et des forces de frottement non linéaires dans l'interaction roche-bit. Par conséquent, l'équation (2) peut être écrite comme suit :

$$T_b(\omega_b) = c_{b1}.\omega_b + [\mu_{cb}(\omega_b) + (\mu_{sb} - \mu_{cb}).e^{-\lambda|\omega_b|}].D_b.[W_0 + k_f.x_0(1 - \sin 2\pi ft)] \dots\dots(9)$$

III.4.8 Modèle centralisé avec plusieurs degrés de liberté

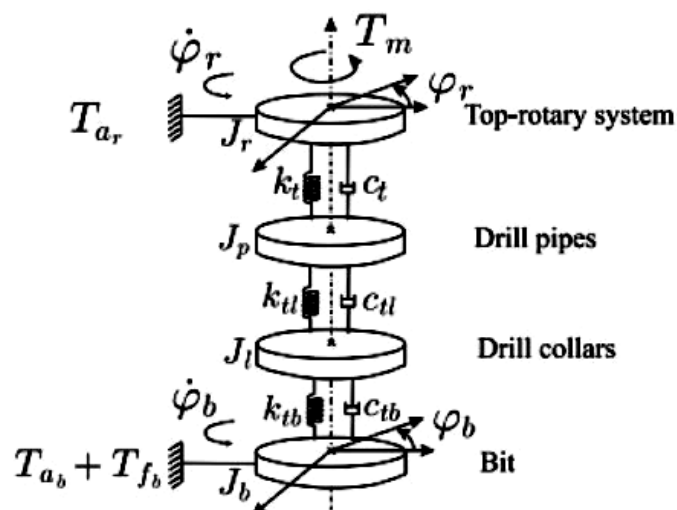


Figure III.9 Modèle de chaîne de forage avec plusieurs DLs [49]

La BHA est considéré comme un corps rigide parce que :

$$\frac{K_{DP}}{K_{BHA}} = 0.008$$

Les paramètres et l'équation qui modélisent la dynamique du système [49]:

$$j = \begin{bmatrix} J1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & Jn \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} -C_{S1} + C_1 & -C_{S1} & 0 & \dots & \dots & 0 \\ -C_{S1} & C_2 + C_{S1} + C_{S2} & -C_{S2} & 0 & \dots & \vdots \\ 0 & -C_{S2} & \ddots & -C_{S3} & 0 & \vdots \\ \vdots & 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ \vdots & \dots & 0 & -C_{Sn-2} & \ddots & -C_{Sn-1} \\ 0 & \dots & \dots & 0 & -C_{Sn-1} & C_{Sn} + C_{Sn-1} \end{bmatrix}$$

$$k = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 & \dots & \dots & 0 \\ -K_1 & K_1 + K_2 & -K_2 & 0 & \dots & \vdots \\ 0 & -K_2 & \ddots & -K_3 & 0 & \vdots \\ \vdots & 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ \vdots & \dots & 0 & -K_{n-2} & \ddots & -K_{n-1} \\ 0 & \dots & \dots & 0 & -K_{n-1} & -K_{n-1} \end{bmatrix}$$

Ou :

n est le nombre de degrés de libertés.

$$K = \frac{Gl_i}{L_i}$$

$$C_{Si} = 2\xi\sqrt{K_i}J_i$$

$$C_i = DrL_{DPi}$$

$$J_p = \rho_{DP}I_{DP}L_{DP}$$

$$J_2 = G\rho\frac{\pi}{32}\left[I_{dc}(d_{0,dc}^4 - d_{i,dc}^4) + I_{hdp}(d_{0,hdp}^4 - d_{i,hdp}^4) + \frac{I_{dp}}{3}(d_{0,dp}^4 - d_{i,dp}^4)\right]$$

Et le système est représenté avec l'équation suivante :

$$\dot{q} = \underline{A}q + T$$

$$q = \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \vdots \\ \varphi_n \\ \Omega_1 \\ \vdots \\ \Omega_n \end{bmatrix}, \underline{A} = \left[\underline{J}^{-1} \underline{0} (-k) \quad \underline{J}^{-1} \underline{I} (-\underline{C}) \right], T = \underline{J}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ -T_1 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ T_n \end{bmatrix}$$

Avec I une matrice d'identité ($n \times n$) et 0 une matrice zéro ($n \times n$) et les vecteurs des conditions initiales de vitesse et de déplacement[40] sont :

$$\varphi_0 = [\varphi_{1_0} \varphi_{1_0} \dots \varphi_{n_0}]^T$$

$$\Omega_0 = [\Omega_{1_0} \Omega_{2_0} \dots \Omega_{n_0}]^T$$

III.5 Comparaison entre les modèles :

-Par rapport aux modèles SDOF, les modèles MDOF peuvent capturer plus de détails du système de forage. Par conséquent, de nombreuses recherches se sont concentrées sur les vibrations de glissement et d'adhérence en utilisant des modèles de vibrations MDOF.

-Une modélisation simple à double degré de liberté (DDOF) des vibrations de glissement et d'adhérence a été développée en considérant le système de forage comme un pendule de torsion. Cette modélisation repose sur une hypothèse qui n'est pas toujours vraie, car le comportement de frottement peut facilement changer en raison des variations des conditions de forage.[50.51]

-Les deux modèles « centralisé et distribué » offrent une réponse acceptable par rapport au stick and slip qui se développe au sein du système, le modèle distribué est plus réaliste mais il faut un hardware puissant pour diminuer le temps de simulation et le rendre utilisable en temps réel.[52]

- Pour le faible Stick & Slip les deux modèles suivent en fréquence et en phase les oscillations de la vitesse du trépan, mais pas en amplitude.

- Le modèle distribué prend en considération le retard qui caractérise les systèmes "Lumped" mais le modèle centralisé n'a pas cette caractéristique.

- Donc la différence entre les deux modèles est la dynamique du retard et le temps de simulation.

- D'après ces résultats, on choisit le modèle centralisé pour continuer le travail, parce qu'il offre une réponse similaire au résultat réel, il est en forme modale et on n'a pas besoin de hardware puissant pour le simuler.[51]

CONCLUSION

Générale

Conclusion générale :

Cette étude résume les recherches sur les vibrations stick-slip dans le train de tiges de forage pétrolier, y compris les modèles mécaniques ou physiques. Pour la modélisation théorique, des modèles de pendule localisés (modèles SDOF et MDOF) ont été généralement utilisés pour étudier la dynamique du train de tiges. La modélisation du phénomène de stick-slip dans le train de tiges vertical pourrait être conforme aux conditions réelles. Pour les puits directionnels, cependant, les travaux devraient se poursuivre pour clarifier si des modèles de pendule localisés simples sont aptes à décrire le stick-slip, et dans quelle mesure ces modèles caractérisent les systèmes de tiges de forage réels. Le système distribué est capable de décrire les caractéristiques typiques d'un système de forage complexe. Cependant, pour un modèle continu prenant en compte à la fois l'amortissement et les caractéristiques de frottement non linéaires, il est difficile d'obtenir les solutions analytiques. Par conséquent, les domaines des techniques semi-analytiques nécessitent davantage d'efforts de recherche. La cause profonde des vibrations stick-slip a été étudiée et les effets des paramètres dynamiques ont été quantifiés. Il y avait aussi beaucoup d'autres paramètres qui sont importants pour l'occurrence du stick-slip et qui ont été peu étudiés par cette étude, telles que l'interaction trépan-roche et la lithologie de la roche.

En raison du grand rapport longueur/diamètre du train de tiges profond, le phénomène de stick-slip est plus susceptible d'apparaître dans ces puits. La gestion des problèmes de vibration stick-slip dans le train de tiges est une tâche de longue haleine. Alors que la technologie des trépan a évolué vers un stade de maturité, il est important de concevoir des outils de fond de trou plus efficaces et de développer des approches de contrôle efficaces pour atténuer le stick-slip. En général, de nombreuses améliorations ont été réalisées dans l'étude des vibrations stick-slip. Cependant, les progrès ont été beaucoup plus lents que prévu et de nombreux défis subsistent. Il existe encore de nombreux problèmes ou accidents de forage générés par le stick-slip, tels que la *torsion du train de tiges*, la *faible ROP*, la *mauvaise trajectoire du puits de forage*, etc. Avec l'augmentation de la profondeur des puits et de la complexité de la technologie de forage, des travaux avancés et profonds méritent d'être réalisés. Par exemple, le phénomène de stick-slip du train de tiges dans les puits directionnels ou horizontaux ou le forage océanique, les effets des paramètres du système sur le phénomène de stick-slip du train de tiges, et les méthodes de contrôle de ce type de vibration (régulation et asservissement).

En conclusion, un plus grand nombre de modèles qui tiennent compte de facteurs exhaustifs à

décrire de forage sont nécessaires. En outre, des études plus expérimentales sont également nécessaires pour valider les modèles théoriques. Enfin, davantage d'efforts devraient être faits pour développer de nouveaux systèmes de contrôle avec hyper applicabilité et hyper stabilité ,pour atténuer les vibrations Stick-slip. Bien qu'un nombre des améliorations ont été réalisées dans le cadre de dysfonctionnement stick-slip, les progrès ont été beaucoup plus lents que et de nombreux défis demeurent. Cet examen Progrès en génie mécanique a montré la situation actuelle de la recherche par stick-slip, qui est de grande importance pour la recherche des scientifiques et des ingénieurs de cette région.

Il est à noter que ce type de travail nécessite de trouver une solution des équations différentiels des modèles et tracer sa réponse afin d'étudier l'instabilité de la garniture de forage pour minimiser les dégâts causés par ce phénomène.

Bibliographies

- [1]: Khulief YA, Al-Sulaiman FA and Bashmal S. Vibration analysis of drillstrings with self-excited stick slip oscillations. *J Sound Vib* 2007; 299: 540–558.
- [2] : Wu X and Agnihotri M. Decoupling stick-slip and whirl to achieve breakthrough in drilling performance. In: Proceedings of the IADC/SPE drilling conference and exhibition, New Orleans, LA, 2-4 February 2010.
- [3] : Warren TM and Oster JH. Torsional resonance of drill collars with PDC bits in hard rock. In: Proceedings of the SPE annual technical conference and exhibition, New Orleans, LA, 27-30 September 1998.
- [4] : Christoforou AP and Yigit AS. Active control of stick slip vibrations: the role of fully coupled dynamics. In: Proceedings of the SPE Middle East oil show, Bahrain, 17-20 March 2001.
- [5] : Belokobyl'skii SV and Prokopov VK. Friction induced self-excited vibration of drill rig with exponential drag law. *Soviet Appl Mech* 1982; 18: 98–101.
- [6]: Dareing DW. Rotary speed, drill collars control drillstring bounce. *Oil Gas J* 1983; 81: 63–68.
- [7]: Dawson R, Lin YQ and Spanos PD. Drill-string stick slip oscillations. In: Proceedings of the 1987 SEM Spring conference on experimental mechanics, Houston, TX, 14-19 June 1987.
- [8] : Zhu X, Tang L and Yang Q. A literature review of approaches for stick-slip vibration suppression in oil well drill string. *Adv Mech Eng* 2014; 6: 967952.
- [9] : Abdulgalil F and Siguerdidjane H. 2004. Nonlinear friction compensation design for suppressing stick slip oscillations in oil well drill strings. In: Proceedings of the 5th Asian control conference, Melbourne, Australia, 20-23 July 2004.
- [10] : GENERALITES SUR LE FORAGE ET INTRODUCTION A LA PROBLEMATIQUE DES FROTTEMENTS GARNITURE-PUITS
<https://www.mccours.net/cours/pdf/yass3/yass3cli1906.pdf>
- [11] : Riadh Ahmadi , Technique de forage cours , National Engineering School of Sfax (ENIS) 2017

- [12] :TOUMI Samir, « Contribution à la suppression des phénomènes stick slip et construction d'un observateur de dimension infinie en forage pétrolier », C'est le doctorat, Université Paris Saclay ; Université de Carthage (Tunisie), 2017
- [13] : FARAG Abdulgalil, “Commande non linéaire dans les systèmes de forage pétrolier: Contribution à la suppression du phénomène de « stick-slip » ”, Thèse de doctorat, Université paris XI Orsay,2006
- [14] : BASTIEN Borsotto, “ Modélisation, Identification et commande d’un organe de friction Application au contrôle d’un système d’embrayage et au filtrage d’cyclismes par glissement pilote”, Thèse de doctorat, Université Paris Sud - Paris XI, 2008.
- [15] : MARTHA Belem, SALDIVAR Marquez, ISLAM Boussaada ,HUGUES Mounier, SILIUIULIAN Niculescu , “Analysis and Control of Oilwell Drilling Vibrations” Edition: geokniga,2015.
- [16] : KARL JOHAN Åström, (1998). “Control of systems with friction”, Department of Automatic Control Lund Institute of Technology, Lund, SWEDEN, 1998.
- [17] :RIANE Rami, “ Contribution à la synthèse d’observateur adaptatif à entrées inconnues d’un système de forage rotary : simulations sous LabVIEW ”, Mémoire de Magister, Université de Boumerdès,2014
- [18] : Navarro-López, E., & Suárez, R., “Practical approach to modelling and controlling stickslip oscillations in oilwell drillstrings”. In: Proceedings of the 2004 IEEE International Conference on Control Applications. (pp. 1454–1460), 2004.
- [19] : Halsey GW, Kyllingstad A and Kylling A. Torque feedback used to cure slip-stick motion. In: Proceedings of the SPE 63st annual technical conference and exhibition, Houston, TX, 2-5 October 1988.
- [20] : Kyllingstad A and Halsey GW. A study of slip/stick motion of the bit. SPE Drill Eng 1988; 3: 369–373.
- [21] .Lin YQ and Wang Y.H. Stick slip vibration of drill strings. J ManufSci Eng 1991; 113: 38–43.
- [22] : Brett JF. The genesis of torsional drillstring vibrations. SPE Drill Eng 1992; 7: 168–174
- [23] : Rudat J and Dashevskiy D. 2011. Development of an innovative model based stick slip control system. In: Proceedings of the SPE/IADC drilling conference, Amsterdam, Netherlands, 1-3 March 2011.
- [24] : Qiu H, Yang J and Butt S. Investigation on bit stick-slip vibration with random friction coefficients. J PetrolSci Eng 2018; 164: 127–139.

- [25] : Cunha-Lima LC, Aguiar RR, Ritto TG, et al. Analysis of the torsional stability of a simplified drill string. In: Proceedings of the XVII international symposium on dynamic problems of mechanics, Natal, Brazil, 2015.
- [26] : Tang L and Zhu X. Effects of the difference between the static and the kinetic friction coefficients on a drill string vibration linear approach. Arab J Sci Eng 2015; 40: 3723–3729.
- [27] : Tang L, Zhu X, Shi C, et al. Investigation of the damping effect on stick-slip vibration of oil and gas drilling system. J Vib Eng Technol 2016; 4: 79–88.
- [28] : Tang L, Zhu X, Qian X, et al. Effects of weight on bit on torsional stick-slip vibration of oil well drill string. J Mech Sci Technol 2017; 31: 4589–4597.
- [29] : Leine RI, Campen DH, Kraker AD, et al. Stick slip vibrations induced by alternate friction models. Nonlinear Dyn 1998; 16: 41–54.
- [30] : Nosrati A and Farshidianfar A. 2009. Analytical approximations for stick-slip vibration amplitudes based on a discretization method. In: Congress on sound and vibration, Krakow, Poland, 5-9 July 2009.
- [31] : Van de Vrande BL, Van Campen DH and De Kraker A. An approximate analysis of dry friction induced stick slip vibrations by a smoothing procedure. Nonlinear Dyn 1999; 19: 157-169.
- [32] : Abdulgalil F and Siguerdidjane H. 2004. Nonlinear friction compensation design for suppressing stick slip oscillations in oil well drill strings. In: Proceedings of the 5th Asian control conference, Melbourne, Australia, 20-23 July 2004.
- [33] : Candus, C, H. Olsson, K. J. Astrom, and P. Lischinsky. (1993). Dynamic friction models and control design. In Proc. Amer. Control Conf, pp 10-12.
- [34] : Cull S.J and R.W Tucker. (1999). On the modelling of coulomb friction. J. Phys.A: Math. Gen.32, pp. 2103-2113.
- [35] : Jansen, J.D. (1993). Nonlinear dynamics of oil well drill strings. PhD thesis, Delft University Press.
- [36] : Serrarens, A.F.A, M.J.G. van de Molengraft, J.J. Kok and L. Van den Steen (1998). H_∞ Control for suppressing stick slip in oil well drill strings IEEE Control systems, Vol. 18, No. 2, pp. 19- 30.
- [37] : Serrarens, A.F.A (2002). H_∞ control as applied to torsional drill string dynamics. Master's thesis, Eindhoven, University of Technology.
- [38] : Van den Steen, L (1997). Suppressing stick slip induced drill string oscillation: hyperstability approach. PhD thesis, University of Twente.

- [39] : Canudas-de-Wit C., Olsson H., Astrom K.J. and Lischinsky P. A new model for control of systems with friction. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 40(3), 1995.
- [40] : Dupont P., Hayward V., Armstrong B. and Altpeter F. Single state elastoplastic friction models. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 47(5), 2002.
- [41] : Lampaert V., Swevers J. and Al-Bender F. Modification of the Leuven integrated friction model structure. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 47(4), 2002.
- [42] : Navarro-Lopez, E.M. and Suarez-Cortez, R. Modelling and analysis of stick-slip behaviour in a drillstring under dry friction. *Congress of the Mexican Association of Automatic Control*, pages 330–335, 2004.
- [43] : Tikhonov, V. S., and Safronov, A. I., 2011, “Analysis of Postbuckling Drillstring Vibrations in Rotary Drilling of Extended-Reach Wells,” *ASME J. Energy Resour. Technol.*, 133(4), p. 043102.
- [44] : Karnopp, D., 1985, “Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems,” *ASME J. Dyn. Sys., Meas., Control*, 107(1), pp. 100–103.
- [45] : Leine, R. I., van Campen, D. H., de Kraker, A., and van den Steen, L., 1998, “Stick-Slip Vibrations Induced by Alternate Friction Models,” *Nonlinear Dyn.*, 16, pp. 41–54.
- [46] : Gradl, C., Eustes, A. W., III, and Thonhauser, G., 2012, “An Analysis of Noise Characteristics of Drill Bits,” *ASME J. Energy Resour. Technol.*, 134(1), p. 013103.
- [47] : Yigit, A. S., and Christoforou, A. P., 1998, “Coupled Torsional and Bending Vibrations of Drillstrings Subject to Impact With Friction,” *J. Sound Vib.*, 215(1), pp. 167–181.
- [48] : Khulief, Y. A., Al-Sulaiman, F. A., and Bashmal, S., 2007, “Vibration Analysis of Drillstrings With Self-Excited Stick-Slip Oscillations,” *J. Sound Vib.*, 299, pp. 540–558
- [49] : Mathematical modeling of the torsional dynamics of a drill.
- [50] : Kreuzer E and Steidl M. Model order reduction of a drill string model with self-excited stick slip vibrations. *Proc Appl Math Mech* 2009; 9: 295–296.
- [51] : Khulief YA and Al-Sulaiman FA. Laboratory investigation of drillstring vibrations. *J Mech Eng Sci* 2009; 223: 2249–2262
- [52] : Kapitaniak M, Hamaneh VV, Cha´vez JP, et al. Unveiling complexity of drillstring vibrations: experiments and modeling. *Int J Mech Sci* 2015; 102: 324–337.
- [53] : Baker, R. *A Primer of Oilwell Drilling: A Basic Text of Oil and Gas Drilling*, 6th ed.; Petroleum Extension Service, Continuing & Extended Education, University of Texas at Austin: Austin, TX, USA, 2001.

[54] : Bommer, P. A Primer of Oilwell Drilling: A Basic Text of Oil and Gas Drilling, 7th ed.; Petroleum Extension Service, Continuing & Extended Education, University of Texas at Austin: Austin, TX, USA, 2008.

[55] : Bowman, I. Well-Drilling Methods, Water-Supply Paper-257; Government Printing Office: Washington, DC, USA, 1911

[56] : Mitchell, R.F.; Miska, S.Z. Fundamental of Drilling Engineering, SPE Textbook Series; Society of Petroleum Engineers: Oklahoma City, OK, USA, 2011; Volume 12, ISBN 9781555632076.

[57] : Baker, H. Oil Field Familiarization: Training Guide; Baker Hughes INTEQ: Houston, TX, USA, 1996

ملخص

تم في هذه الدراسة تقديم عرض يتعلق بالدراسات النظرية على اهتزازات الانزلاق اللاصق في سلسلة حفر آبار النفط. يهدف إلى شرح المفاهيم الأساسية وتقديم الأساليب الحالية لدراسة هذه الظاهرة. بعد وصف موجز للمشاكل المرتبطة بالاهتزازات القابلة للانزلاق، تتم مناقشة النماذج النظرية لمثل هذه الظاهرة، بما في ذلك النماذج المقترنة وغير المقترنة. تهدف هذه الدراسة إلى تلخيص العلوم المتعلقة بالاهتزاز الانزلاق اللاصق ومساعدة الباحثين على فهم هذه الظاهرة وقمعها.

كلمات مفتاحية : الاهتزازات , الاحتكاك , تحكم , أداة الحفر .

Résumé

Une présentation relative aux études théoriques sur les vibrations stick-slip dans le train de forage des puits de pétrole est réalisée dans cette étude. Il vise à expliquer les concepts clés et à présenter les méthodes existantes pour étudier ce phénomène. Après avoir brièvement décrit les problèmes liés aux vibrations stick-slip, des modèles théoriques pour un tel phénomène sont discutés, y compris des modèles couplés et non couplés. Cette étude vise à résumer la littérature relative à la vibration stick-slip et à aider les chercheurs à comprendre et à supprimer ce phénomène.

Mots-clés : vibrations, frottement, contrôle, trépan.

Abstract

A presentation relating to the theoretical studies on stick-slip vibrations in the drilling string of oil wells is made in this study. It aims to explain the key concepts and present the existing methods to study this phenomenon. After briefly describing the problems associated with stick-slip vibrations, theoretical models for such a phenomenon are discussed, including coupled and uncoupled models. This study aims to summarize the literature related to stick-slip vibration and to help researchers understand and suppress this phenomenon.

Keywords: vibrations, friction, control, bit.