

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES

Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département automatisation et électrification des procédés industriels

## Mémoire de Master

Présenté par

**LARBI Fatma**

Et

**BENABDELAZIZ Nour El Houda**

Filière : Hydrocarbures

Option : Automatisation des procédés industriels : Commande  
automatique

---

**Thème :**

**Etude et commande par mode glissant des vibrations  
de torsion de forage pétrolier**

---

**Devant le jury :**

BOUMEDINE Mohamed Said	MC/A	UMBB	Président
KAHOUL Fadhila	MC/B	UMBB	Examinatrice
KIDOUCHE Madjid	Professeur	UMBB	Encadrant
MENDIL Chafiaa	doctorante	UMBB	Co-Encadrant

Année Universitaire : 2020/2021

## *Remerciements*

*En premier lieu, nous tenons à remercier notre Dieu "Allah",  
notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce  
travail.*

*On tient à exprimer nos profonds remerciements et  
reconnaissance à notre encadrant Monsieur Madjid  
KIDOUCHE pour avoir accepté l'encadrement de ce mémoire et  
pour sa patience, ses conseils précieux, son orientation et l'intérêt  
qu'il a témoigné tout au long de la réalisation de ce modeste  
travail.*

*On adresse nos sincères remerciements et gratitude à notre Co-  
encadrant MENDIL Chafiaa pour ces remarques constructives  
qui ont contribué à améliorer ce travail, sa sympathie et patience  
et disponibilité totale dès le début de réalisation de ce mémoire.*

*On tient aussi à remercier : Mr BOUMEDINE et Mm  
KAHOUL et pour nous avoir fait l'honneur d'être membres du  
jury.*

## *Dédicace*

*Je dédie ce modeste travail :*

*A mes chers parent qui m'on couvert d'amour,*

*A ma mère,*

*Ma source éternelle d'inspiration et de bénédiction,*

*A mon père,*

*Mon idéal, l'être le plus généreux,*

*A ma sœur « Amina » et mes frères « M'Hamed et Khaled » ;*

*A ma grand-mère ;*

*A mes tentes, et leurs enfants ;*

*A tous mes amis qu'on a passé des bonnes moments et des bonnes souvenirs : « Fedoua, Maroua ; Saida, Chaima, Samia, Ilhem » ;*

*A mon binôme Houda ;*

*A tous le groupe « MACA16 » ;*

*A tous mes collègues de l'INH ;*

*LARBI Fatma*

## *Dédicace*

*Je tiens à dédier ce modeste travail :*

*A Mes parents, ma chère mère et mon cher père*

*Qui m'avaient comblé avec beaucoup d'amour et affection tout au long de ma vie. Qui n'ont jamais cessé de me soutenir et m'encourager durant toutes les années de mes études. Que dieu leur donne la santé et la longue vie.*

*A la mémoire de ma chère sœur "Chahinez"*

*Qui restera toujours dans mon cœur*

*A mes adorables sœurs "Selma" et Racha"*

*Qui savent toujours comment apporter la joie et le bonheur à mon cœur*

*A ma chère grand -mère (yemma) et mon cher grand-père "Moussa"*

*Que dieu les protège.*

*A ma chère cousine "Amina "et sa jolie fille "Lina "et tous mes cousins*

*A la mémoire de mon grand-père maternel "Abdelkader" et mes grands parents paternels*

*A toute la famille, mes oncles et tantes et leurs enfants*

*A toutes mes amies qu'on a passé des agréables moments ensemble*

*A mon binôme : Fatma*

*A tous les étudiants du groupe "MACA 16"*

*BENABDELAZIZ Nour El Houda*

# *Abstract*

---

## **Abstract:**

In this thesis, we studied the minimization of torsional vibrations of the drill string of a wellbore, by using sliding mode control. The purpose of the control is to eliminate the oscillations caused by the stick-slip phenomenon while tracking a desired constant angular velocity. A lumped-parameter torsional model of two degrees of freedom is considered to describe the drill string dynamics, the model has one control torque input acting on the top drive actuated by an electrical motor. Also, two tool-rock interaction models have been chosen to describe the system's behavior. The mathematical model is calibrated with physical parameters. A first order sliding mode controller is designed by introducing a sliding surface where system dynamics meet the purpose of control. The stability of the controller is proved by using the LYAPUNOV function. Extensive simulation results are given to demonstrate the effectiveness and robustness of the proposed controller.

***Key words:*** *Drill string, Torsional vibrations, Stick-slip phenomenon, sliding mode control, a lumped-parameter Torsional model, Drilling parameters, Sliding surface.*

# *Résumé*

---

## **Résumé**

Dans ce mémoire, on a étudié la minimisation des vibrations de torsion de la garniture de forage d'un puits de perçage, par l'utilisation de la commande par mode glissant. L'objectif de commande est d'éliminer les oscillations provoquées par le phénomène de stick-slip en poursuivant une vitesse de rotation constante désirée. Un modèle de torsion de deux degrés de liberté a été choisi pour décrire la dynamique de garniture, il possède une seule entrée de commande qui agit sur le top drive par l'intermédiaire d'un moteur électrique. On a aussi choisi deux modèles d'interaction outil-roche pour décrire le comportement non linéaire du système. Ensuite le modèle mathématique a été calibré avec des paramètres expérimentaux. Un contrôleur par mode glissant de premier ordre a été conçu en introduisant une surface de glissement où la dynamique du système satisfait l'objectif de commande. La stabilité de contrôleur au sens de LYAPUNOV a été prouvée. Une simulation étendue a été faite pour démontrer l'efficacité et la robustesse du contrôleur.

**MOTS CLÉS :** *GARNITURE DE FORAGE, VIBRATIONS DE TORSION, COMMANDE PAR MODE GLISSANT, PHENOMENE DE STICK-SLIP, MODELE DE TORSION, PARAMETRES DE FORAGE, SURFACE DE GLISSEMENT.*

## ملخص

في هذه المذكرة قدمنا دراسة حول التقليل من الاهتزازات الالتوائية التي تحدث أثناء التنقيب و ذلك باستخدام التحكم بالوضع الانزلاقي . الغرض من التحكم هو تجنب ظاهرة توقف-حركة التي تعطل عملية الحفر وكذلك تثبيت سرعة الدوران لتساوي قيمة محددة مرغوب فيها. لوصف حركة النظام قدمنا نموذج يمتلك مدخل تحكم وحيد بواسطة محرك كهربائي. النموذج الحسابي تمت موازنته بإضافة معطية تجريبية. صممنا متحكم بالوضع الانزلاقي من الدرجة الأولى باختيار مساحة انزلاق التي تحقق الأداء الأمثل للنظام. تمت أيضا دراسة استقرار هذا المتحكم و التحقق من فعاليته و صلابته.

**الكلمات المفتاحي:** الاهتزازات الالتوائية , تجنب ظاهرة توقف-حركة , التحكم بالوضع الانزلاقي

**La liste des figures :**

<a href="#"><u>Figure 1.1: Le colonel Drake et le premier puits pétrolier à Titusville</u></a>	4
<a href="#"><u>Figure 1. 2: Le processus de forage rotary</u></a>	5
<a href="#"><u>Figure 1.3: Le cycle de la boue de forage</u></a>	9
<a href="#"><u>Figure1.4: Le système de forage rotary classique</u></a>	11
<a href="#"><u>Figure 1.5 : Les tiges de forage</u></a>	12
<a href="#"><u>Figure 1.6 : Les masses de tige</u></a>	12
<a href="#"><u>Figure 1.7 : L'outil de forage</u></a>	13
<a href="#"><u>Figure 1.8 : Outils à diamant naturels</u></a>	14
<a href="#"><u>Figure 1.9 : Outils PDC</u></a>	14
<a href="#"><u>Figure 1.10 : Outil TSP</u></a>	15
<a href="#"><u>Figure 1.11 : Les stabilisateurs</u></a>	15
<a href="#"><u>Figure 1.12 : Le BHA</u></a>	16
<a href="#"><u>Figure 1.13 : Les tiges de forage</u></a>	17
<a href="#"><u>Figure 1.14 : Le mat de forage</u></a>	17
<a href="#"><u>Figure 1.15 : Le treuil de forage</u></a>	18
<a href="#"><u>Figure 1.16 : Moufle fixe</u></a>	18
<a href="#"><u>Figure 1.17 : Moufle mobile</u></a>	19
<a href="#"><u>Figure 1.18 : Le palan</u></a>	19
<a href="#"><u>Figure 1.19: Table de rotation</u></a>	20
<a href="#"><u>Figure 1.20. : Le top drive</u></a>	21
<a href="#"><u>Figure 1.21 : La pompe à boue</u></a>	21
<a href="#"><u>Figure 1.22 : Les obturateurs</u></a>	22
<a href="#"><u>Figure 1.23 : Système SCR</u></a>	22
<a href="#"><u>Figure 1.24 : Les différents types de vibrations</u></a>	24
<a href="#"><u>Figure 2.1: Le phénomène de stick-slip</u></a>	27
<a href="#"><u>Figure 2.2: Le modèle statique :(a):Coulomb (b):Coulomb + Viscosité (c):Coulomb+ Viscosité + Effet de stribeck</u></a>	28
<a href="#"><u>Figure 2.3: Le frottement visqueux</u></a>	29
<a href="#"><u>Figure 2.4: Le modèle mécanique de la garniture de forage</u></a>	31
<a href="#"><u>Figure 2.5 : La corbe de Stribeck</u></a>	35
<a href="#"><u>Figure 2.6: Le couple non linéaire de Stribeck en fonction de la vitesse de rotation du trépan</u></a>	36
<a href="#"><u>Figure 2.7:La courbe de KARNOPP</u></a>	37
<a href="#"><u>Figure 3.1: Système de réglage à structure variable avec une simple commutation</u></a>	42
<a href="#"><u>Figure 3.2: Système à structure variable avec une logique de commutation <math>s(x)</math></u></a>	42
<a href="#"><u>Figure 3.3 : Le principe de la commande par mode glissant (SMC)</u></a>	43
<a href="#"><u>Figure 3.4 : Diagramme de la commande par mode glissant avec une loi de commande équivalente</u></a>	47
<a href="#"><u>Figure 3.5: La commande équivalente <math>u_{eq}</math></u></a>	47



## La liste des figures et des tableaux

---

<a href="#">Figure 3.6: Représentation de la fonction 'signe'</a>	48
<a href="#">Figure 3.7: Le phénomène de broutement (chattering)</a>	51
<a href="#">Figure 3.8: La fonction de saturation</a>	52
<a href="#">Figure 3.9 : La fonction SMOOTH</a>	53
<a href="#">Figure 3.10: Fonction signe de la commande avec un seul seuil</a>	53
<a href="#">Figure 4.1: Réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour : <math>u = 10</math> rad/s et <math>Tobdy = 0</math> N.m.</a>	56
<a href="#">Figure 4.2: Réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>u = 100</math> rad/s et <math>Tobdy = 0</math> N.m.</a>	57
<a href="#">Figure 4.3: Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle Stribeck pour <math>u=10</math> rad/s et <math>Tobdy = 50</math> N.m</a>	58
<a href="#">Figure 4.4 : Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle Stribeck pour <math>u=10</math> rad/s et <math>Tobdy = 500</math> N.m.</a>	59
<a href="#">Figure 4.5: Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle Stribeck pour <math>u= 20</math> rad/s et <math>Tobdy = 500</math> N.m</a>	60
<a href="#">Figure 4.6 : Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle Stribeck pour : <math>u=40</math> rad/s et <math>Tobdy = 500</math> N.m</a>	61
<a href="#">Figure 4.7 : Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle généralisé pour <math>u= 10</math> rd/s et <math>Wob = 10</math> N</a>	61
<a href="#">Figure 4.8 : Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle généralisé pour <math>u=10</math> et <math>Wob=20</math> avec : a) <math>t = 200</math> s, b) <math>t = 10000</math> s</a>	63
<a href="#">Figure 4.9 : Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle généralisé pour <math>u=800</math> rad/s et <math>Wob=30</math> N</a>	63
<a href="#">Figure 4.10 : Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle généralisé pour <math>u=1000</math> rad/s et <math>Wob = 30</math> N avec a) <math>t=100</math> s , b) <math>t=90000</math> s</a>	65
<a href="#">Figure 4.11 : Les réponses par l'utilisation du contrôle en mode glissant pour les paramètres <math>\lambda=0.3;K=0.6</math>; a) les vitesses angulaire b) l'entrée de commande c) la surfaces de glissement.</a>	67
<a href="#">Figure 4.12 : Les réponses par l'utilisation du contrôle en mode glissant pour les paramètres <math>\lambda=0.3;K=0.6</math> avec la fonction de saturations ; a) les vitesses angulaire b) l'entrée de commande c) la surfaces de glissement.</a>	69
<a href="#">Figure 4.13 : Les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation du contrôle en mode glissant pour les paramètres <math>\lambda = 0.3;K = 0.02 ;\phi = 2.5</math>.</a>	70
<a href="#">Figure 4.14 : Les réponses par l'utilisation du contrôle en mode glissant pour les paramètres <math>\lambda=0.3;K=0.4</math> a) les vitesses angulaire b) l'entrée de commande c) la surfaces de glissement</a>	72
<a href="#">Figure 4.15 : Les réponses par l'utilisation du contrôle en mode glissant pour les paramètres <math>\lambda=0.3;K=0.4, \phi = 2.5</math>, avec la fonction saturations ; a) les vitesses angulaire b) l'entrée de commande c) la surfaces de glissement</a>	74
<a href="#">Figure 4.16: Les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation du contrôle en mode glissant pour les paramètres <math>\lambda=0.3;K=0.001,\phi = 2.5</math>.</a>	74
<a href="#">Figure A.1 : système équivalent de forage rotary</a>	VI

[Figure A.2 : Moteur couplée à un réducteur](#)-----VII

**Liste des tableaux :**

Tableau 1. 1 : Les différentes classifications d'un appareil de forage ..... 7

Tableau 2. 1: La liste des paramètres et les variables utilisés dans le modèle mécanique ..... 31

Tableau 2.2 : Les paramètres de la fonction générale ..... 36

Tableau 2.3 : Les variables utilisés pour calculer les paramètres de modèle ..... 40

# Table des matières

# Table des matières

---

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

## Chapitre 1: Généralité sur le forage rotary

<b>1.1 Introduction :</b> .....	<b>3</b>
<b>1.2 Définition de forage rotary :</b> .....	<b>4</b>
<b>1.3 Principe de forage rotary :</b> .....	<b>5</b>
<b>1.4 Les avantages et les inconvénients de forage rotary :</b> .....	<b>6</b>
1.4.1 Les avantages de forage rotary:.....	6
1.4.2 Les inconvénients de forage rotary : .....	6
<b>1.5 Classification des appareils de forage :</b> .....	<b>6</b>
<b>1.6 Le fluide de forage :</b> .....	<b>7</b>
1.6.1 Définition de fluide de forage :.....	7
1.6.2 Les principaux composants des fluides de forage : .....	7
1.6.3 Types de la boue de forage :.....	8
1.6.3.1 La boue à base d'eau :.....	8
1.6.3.2 La boue à base synthétique :.....	8
1.6.3.3 La boue à base d'huile :.....	8
1.6.4 Le cycle de la boue de forage :.....	9
1.6.5 Le rôle de la boue de forage : .....	9
<b>1.7 Description de l'appareil de forage :</b> .....	<b>10</b>
<b>1.8 Les équipements de fond :</b> .....	<b>11</b>
1.8.1 Les tiges de forage : (drill pipe).....	11
1.8.2 Les masse tiges : (drill collars).....	12
1.8.3 L'outil de forage : (trépan) .....	13
1.8.3.1 Les outils à molettes :.....	13
Les outils à molettes sont constitués de trois parties :.....	13
1.8.3.2 Les outils diamantés :.....	14
1.8.4 Stabilisateurs : (stabilizers) .....	15
1.8.5 Les éléments de la garniture de forage : (drill string).....	16
1.8.5.1 Le BHA (Buttom Hole Asembly): .....	16
1.8.5.2 Les tiges de forage (DP) (vu précédemment).....	16
<b>1.9 Équipements de surface :</b> .....	<b>17</b>
1.9.1 Fonction de levage : .....	17
1.9.1.1 Le mat de forage : (drilling mast) .....	17

## Table des matières

---

1.9.1.2 Le treuil de forage : (drawworks).....	17
1.9.1.3 Les moufles : (drilling blocks) .....	18
1.9.2 La fonction de rotation : .....	19
1.9.2.1 Système 'Kelly rotary' table :.....	19
1.9.2.2 Système de top drive (TDS) : .....	20
1.9.3 Fonction de pompage .....	21
1.9.3.1 Principe de fonctionnement des pompes à boue :.....	21
1.9.3.2 Les avantages des pompes à boue :.....	21
1.9.3.3 Les inconvénients de pompes à boue : .....	22
1.9.4 Fonction de sécurité :.....	22
1.9.4.1 Les obturateurs ( blow out preventers) : .....	22
1.9.5 Equipements SCR : .....	22
<b>1.10 Les paramètres de forage : .....</b>	<b>23</b>
1.10.1 Le poids sur l'outil (Wob) " Weight on bit " : .....	23
1.10.2 Le couple sur l'outil (Tob) "Torque on bit" : .....	23
1.10.3 La vitesse de rotation "Rotation velocity" : .....	23
<b>1.11 Les Différents types de vibrations: .....</b>	<b>23</b>
1.11.1 Les vibrations axiales : .....	24
1.11.2 Les vibrations latérales : .....	24
1.11.3 Les vibrations de torsion :.....	25
<b>1.12 Conclusion : .....</b>	<b>25</b>
 <b>Chapitre 2: Modélisation de la garniture de forage</b>	
<b>2.1 Introduction :.....</b>	<b>26</b>
<b>2.2 Rappel du phénomène de stick-slip : .....</b>	<b>26</b>
<b>2.3 Les différents types de frottements appliqués au système : .....</b>	<b>27</b>
2.3.1 Les frottements secs :(dry friction).....	27
2.3.1.1 Le frottement statique (static friction) : .....	27
A. Les amortissements visqueux : (viscous damping) .....	28
B. L'amortissement sur BHA : .....	29
C. L'amortissement sur le Top drive : .....	29
2.3.1.2 Le couple de frottement dynamique :.....	30
<b>2.4 Modélisation de la garniture : .....</b>	<b>30</b>
2.4.1 L'approche masse-ressort :(Lumped parameter) .....	30

## Table des matières

---

2.4.2	L'équation différentielle d'EULER-LAGRANGE : .....	32
2.4.2.1	Dynamique du Top drive : .....	33
2.4.2.2	Dynamique du BHA : .....	33
2.4.3	La représentation d'état du modèle : .....	33
<b>2.5</b>	<b>Les modèles d'interaction outil-roche utilisés dans l'étude : .....</b>	<b>34</b>
2.5.1	Le modèle de Stribeck : .....	34
2.5.2	Le modèle général : .....	36
2.5.3	KARNOPP : .....	37
<b>2.6</b>	<b>Calculs des paramètres : .....</b>	<b>38</b>
<b>2.7</b>	<b>Conclusion : .....</b>	<b>40</b>
 <b>Chapitre 3: Description de la commande par mode glissant</b>		
<b>3.1</b>	<b>Introduction : .....</b>	<b>41</b>
<b>3.2</b>	<b>Système à structure variable : .....</b>	<b>41</b>
<b>3.3</b>	<b>Commande par mode glissant SMC : .....</b>	<b>43</b>
<b>3.3.1</b>	<b>Principe de la commande par mode glissant : .....</b>	<b>43</b>
<b>3.3.2</b>	<b>Objectif de la commande par mode glissant : .....</b>	<b>43</b>
<b>3.3.3</b>	<b>Les avantages et les inconvénients de SMC : .....</b>	<b>44</b>
<b>3.4</b>	<b>Synthèse de la commande par mode glissant : .....</b>	<b>44</b>
<b>3.4.1</b>	<b>Le choix de la surface de glissement : .....</b>	<b>45</b>
<b>3.4.2</b>	<b>Condition de convergence : .....</b>	<b>45</b>
<b>3.4.3</b>	<b>Analyse de stabilité par la fonction de LYAPUNOV : .....</b>	<b>46</b>
<b>3.5</b>	<b>Synthèse de la loi de commande : .....</b>	<b>46</b>
<b>3.5.1</b>	<b>Commande équivalente (continue) : .....</b>	<b>47</b>
<b>3.5.2</b>	<b>Commande discontinue : .....</b>	<b>48</b>
<b>3.6</b>	<b>Calcul de la commande par mode glissant : .....</b>	<b>48</b>
<b>3.7</b>	<b>Phénomène de broutement (chattering) : .....</b>	<b>51</b>
<b>3.8</b>	<b>Les solutions du phénomène de broutement (chattering) : .....</b>	<b>52</b>
<b>3.8.1</b>	<b>La couche limite :(boundary layer) .....</b>	<b>52</b>
3.8.1.1	La fonction de saturation : .....	52

## Table des matières

---

3.8.1.2 La fonction SMOOTH :.....	53
3.8.1.3 Commande avec un seul seuil: .....	53
<b>3.8.2 Observateur : .....</b>	<b>54</b>
<b>3.8.3 Système adaptatif flou : .....</b>	<b>54</b>
<b>3.8.4 La commande par mode glissant d'ordre supérieur : .....</b>	<b>54</b>
<b>3.9 Conclusion : .....</b>	<b>54</b>

## Chapitre 4: Les Résultats de la Simulation

<b>4.1. Introduction : .....</b>	<b>56</b>
<b>4.2. Les résultats de la simulation en boucle ouverte :.....</b>	<b>56</b>
<b>4.2.1. Le cas linéaire.....</b>	<b>56</b>
<b>4.2.2. Le cas non linéaire :.....</b>	<b>57</b>
<b>4.2.3. Les résultats de simulation de modèle de Stribeck :.....</b>	<b>58</b>
A. Fixer la valeur de l'entrée égale à 10 rad/s et varier le coefficient <i>Tobdy</i> : .....	58
B. Fixer le coefficient <i>Tobdy</i> égale à 500 N.m et varier la valeur de l'entrée .....	59
<b>4.2.4. Les résultats de simulations de modèle Générale .....</b>	<b>61</b>
A. Fixer la valeur de l'entrée égale à 10 rad/s et varier la valeur de <i>Wob</i> .....	61
B. Fixer la valeur de <i>Wob</i> égale à 30 N et varier l'entrée .....	63
<b>4.3. Les résultats de la simulation en boucle fermée :.....</b>	<b>65</b>
4.3.1. La fonction de Stribeck : .....	65
➤ Première simulation : .....	65
➤ Deuxième simulation : .....	67
➤ Troisième simulation : .....	69
4.3.2. La fonction générale : .....	70
➤ Première simulation : .....	70
➤ Deuxième simulation : .....	72
➤ Troisième simulation : .....	74
<b>4.4. Une étude comparative :.....</b>	<b>75</b>
<b>4.5. Conclusion : .....</b>	<b>75</b>
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>76</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE :.....</b>	<b>I</b>

## Table des matières

---

<b>Annexe A</b> .....	<b>V</b>
<b>A.1 Le moment d'inertie des tiges de forage et de BHA</b> :.....	<b>V</b>
<b>A.2 Le moment d'inertie équivalent</b> : .....	<b>VI</b>
<b>A.3 Le coefficient d'amortissement visqueux équivalent</b> : .....	<b>VIII</b>
<b>Annexe B</b> .....	<b>IX</b>



# Introduction générale

# Introduction générale

---

## Introduction générale

Entre le milieu et la fin du XX<sup>ème</sup> siècle, le forage rotatif est devenu la méthode de pénétration préférée pour les puits de pétrole et de gaz, où la garniture de forage constituée principalement des tiges, masses tiges et l'outil de forage, qui joue un rôle essentiel dans ce processus. Cette garniture est mise en rotation par une table de rotation ou un top drive actionné par un moteur électrique. Cependant, à cause de l'interaction outil-roche plusieurs types de vibrations peuvent se produire : vibrations axiales, latérales, de torsion.

Les vibrations des garnitures de forage ont des effets néfastes sur les systèmes de forage ainsi que sur leur performance. Dans ce mémoire, nous allons s'intéresser aux vibrations de torsion et le phénomène de stick-slip qui est caractérisé par des oscillations de torsion de fréquence et amplitude finie, au cours desquelles l'outil de forage subit des cycles de blocage/déblocage, ce qui endommage prématurément les taillants de l'outil et accélère la fatigue du train de tiges.

Pour éviter les vibrations de torsion, le concept de la zone optimale (zéro vibrations) a été introduit, cette zone peut être effectuée par optimiser les paramètres d'opération en faisant réduire le poids sur l'outil et augmenter la vitesse de rotation. Mais ceci n'est pas le plus efficace car cette zone optimale disparaît lors du forage des formations dures. En conséquence, toutes les tentatives de contrôler les vibrations par ajuster les valeurs des paramètres a été échoué ce qui nécessite le développement d'une commande appropriée qui assure la robustesse du système

Le système de forage rotary pose des problèmes de modélisation et de contrôle. Le modèle doit reproduire phénomènes les plus pertinents qui surviennent dans le processus réel et doit être de complexité raisonnable pour des buts d'analyse et de contrôle. La commande doit être robuste aux paramètres de fonctionnement et aux différentes perturbations.

Plusieurs commandes non linéaires ont été utilisées pour la suppression des oscillations de stick-slip, dans notre mémoire, on a proposé la commande par mode glissant. Cette commande est basée sur l'idée d'introduire une surface de glissement et forcer le système à évoluer le long de cette surface. Ce qui sert à éliminer les vibrations de torsion et maintenir les vitesses de rotation à une valeur souhaitée.

Cette étude sert à concevoir un contrôleur par mode glissant qui élimine le phénomène de stick-slip et stabilise les vitesses angulaires à une valeur de référence souhaitée et assurer la robustesse du système de forage.

# Introduction générale

---

❖ Le mémoire est structuré comme suit :

**Chapitre 1 :** Ce chapitre est destiné à la compréhension du système de forage rotary et ces équipements ainsi qu'aux différents types de vibrations.

**Chapitre 2 :** est consacré à la modélisation de la garniture de forage rotary.

**Chapitre 3 :** est dédié à l'étude de la commande par mode glissant et la conception de la loi de commande pour contrôler le système de forage rotary.

**Chapitre 4 :** présente les résultats de simulation du modèle dans MATLAB : en boucle ouverte (linéaire et non linéaire) et en boucle fermée utilisant la commande par mode glissant.

Enfin, on termine par une conclusion générale.

# Chapitre 1 :

## Généralité sur le Forage Rotary

## 1.1 Introduction :

Ils ont trouvé du pétrole, le 28 août 1859 à les états des unit dans une petite ville de Pennsylvanie près de Titusville. Après des mois d'un travail acharné, *Edwin L. Drake* a gagné son pari : un liquide noir, épais et nauséabond a jailli de son derrick en bois installé dans un vallon au lieu-dit Oil Creek « Crique du pétrole ».

A l'époque, la récupération du pétrole s'effectue de manière très sommaire. Le procédé le plus répandu, hérité précisément des Indiens Seneca, consiste à étendre une couverture sur l'eau où le pétrole affleure, à la laisser s'en imprégner puis à l'essorer au-dessus d'un récipient. L'autre technique, plus classique, consiste tout simplement à creuser les profondeurs du sol. Long et nécessitant un travail harassant, ce procédé est très rarement utilisé pour la prospection pétrolière. Il l'est surtout par les chercheurs de saumure qui, au hasard de leur forage, tombent de temps à autre sur une poche de brut qui est alors exploitée jusqu'à épuisement. Mais cette fois spécifiquement dédiée à la prospection pétrolière, qu'utilise le colonel *Drake*, Avec l'aide d'une poignée d'ouvriers le mètre creusé, il s'emploie à trouver et à faire jaillir le précieux liquide. Sans aucun succès ! A la fin de l'automne, il lui faut se rendre à l'évidence : ce n'est pas en creusant le sol qu'il y arrivera. C'est alors qu'il a une illumination : pourquoi ne pas forer directement la roche, là où se trouve le pétrole ? Le procédé devrait permettre d'aller beaucoup plus vite. Sûr de son fait, *Drake* passe une grande partie de l'hiver 1858 à peaufiner son projet. L'idée est assez simple : il s'agit d'édifier un derrick abritant un foret métallique, lui-même mû par un moteur à vapeur [5].

En Algérie la première découverte commerciale du pétrole est réalisée à Oued Gueterini a été mise en évidence en 1948. Les premiers travaux d'exploration ont commencé dans le bassin du Chlef. L'exploration dans le bassin du Chlef a débuté à la fin du XIXème siècle sur la base d'indices de surface, Elle a mis en évidence des petits gisements d'huile à Tliouanet (28° API), à Aïn Zeft (25° API), et la présence d'huile non commerciale à Sedra et El-Biod au Nord-Ouest du chef-lieu de la Wilaya de Chlef.

Les bassins les plus productifs d'hydrocarbures demeurent ceux de l'Oued Mya où se trouvent les gisements géants de Hassi Messaoud et de Hassi R'mel, et de Berkine où se trouvent les gisements d'Ourhoud et Hassi Berkine Sud, Le gisement d'huile légère de Hassi Messaoud a été découvert en 1956 par le forage MD1 [18].



*Edwin L. Drake (à droite) devant la salle des machines de Drake Well en 1861.*

**Figure 1.1:** Le colonel Drake et le premier puits pétrolier à Titusville

## 1.2 Définition de forage rotary :

Forage rotatif est une technique qui assure l'extraction de pétrole et autres champs (gaz et eau). La plupart des forages actuels sont forés par cette méthode.

Les principaux types de forage rotatif utilisés pour la construction de puits de recherche et de la production :

- Forage rotatif (la rotation est transmise à l'outil à travers le train de tiges par un rotor installé dans la tour de forage) ;
- Forage à turbine (rotation de l'outil avec un moteur de turbo-foreuse directement au fond du trou) ;
- Forage à turbine rotative (rotation de l'outil avec un turbo-foret installé dans une unité de fond entraînée en rotation à travers un train par un rotor) ;
- Perçage jet-turbine (rotation de l'outil avec un turbo-perceuse, l'ensemble tourne à partir des moments réactifs) ;
- Perçage électrique (rotation de l'outil par un moteur électrique directement en fond de trou) ;
- Perçage avec un moteur volumétrique (rotation de l'outil avec un moteur hydraulique à vis au fond du trou).

### 1.3 Principe de forage rotary :

Le forage rotary consiste à mettre en rotation un trépan à dent de type tricône ou un trépan monobloc comme les outils diamant ou PDC 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 [1]. L'avantage de cette technique est la possibilité d'injecter en continu un fluide au niveau de l'outil pour emmener les débris vers la surface, cette technique est inventée par M.FAUVELLE en 1845 [14].

Un système de forage rotary est composé de deux parties: l'installation de forage et la garniture de forage. Un schéma de processus du forage rotary est donné par la figure 1.2

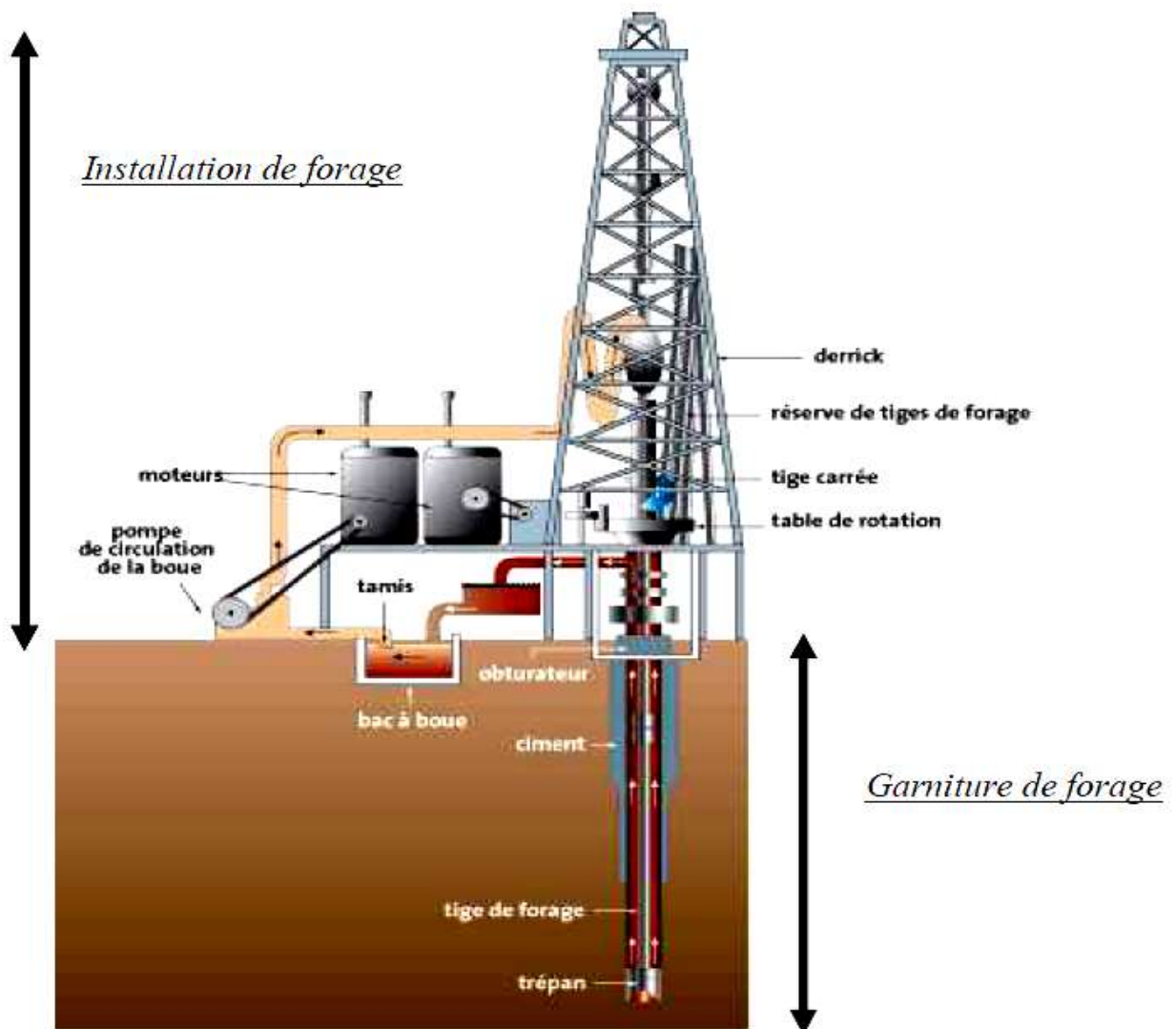


Figure 1. 2: Le processus de forage rotary

**1.4 Les avantages et les inconvénients de forage rotary :****1.4.1 Les avantages de forage rotary:**

- Le forage rotary fore tout type de terrain tant que le bon choix de l'outil pour chaque terrain ;
- La profondeur du forage peut être très importante (plus que 2000 m) ;
- La vitesse d'avancement important (jusqu'à 100 m/jour en 8 ½" = 216 mm en terrain tendre) ;
- Le bon contrôle des venues d'eaux artésiennes jaillissantes ;
- Les terrains peu stable ou plastique ne provoquent pas les perturbations, à condition l'utilisation de fluide correspond ;
- On peut bien contrôler les paramètres de forage (poids de l'outil, vitesse de rotation, qualité et débit d'injection de la boue) en fonction des formations percé ;
- Le forage rotary entraîne une consolidation des parois en terrains meubles par dépôt d'un cake ;
- Minimiser le risque de rupture de la garniture.

**1.4.2 Les inconvénients de forage rotary :**

- Le fluide de forage obscurcit la vision de puits ;
- Difficulté de forer dans les terrains caverneux à cause de la perte de circulation de la boue ;
- Colmatage possible des formations aquifères par utilisation de certaines boues (bentonite) ;
- Difficulté d'observation des cuttings (la présence de tamis vibrants en circuit retour diminue sensiblement cet inconvénient) ;
- Nécessitant des temps de développement importants [4].

**1.5 Classification des appareils de forage :**

Il existe plusieurs gammes des appareils de forage : légers, moyens et lourd, attribués aux profondeurs de gisement.

Le choix de l'appareil de forage lié aux deux caractéristiques relativement :



- La capacité ou profondeur de forage maximale ;
- La puissance de treuil.

La règle du pouce donne d'une manière pragmatique :

« Pour 100 foot de forage, il faut 10 HP de puissance au treuil » [22]

✚ D'où :

Appareil léger	4921foot-6561foot	1500m-2000m	650HP
Appareil moyen	11482ft	3500m	1300HP
Appareil lourd	19685ft	6000m	2000HP
Appareil super lourd	26246ft-32805ft	8000m-10000m	3000HP

*Tableau 1. 1 : Les différentes classifications d'un appareil de forage*

## 1.6 Le fluide de forage :

### 1.6.1 Définition de fluide de forage :

Le fluide de forage, appelé aussi la boue de forage est un système complexe à plusieurs composantes liquides (eau, huile) et/ou gazeux (air ou gaz naturel) contenant en suspension d'autres additifs minéraux et organiques (argiles, polymères, tensioactifs, déblais, ciments, .....), le fluide de forage est utilisé lors de l'extraction de pétrole et de gaz.

Les paramètres de la boue de forage sont pris en fonction des caractéristiques minières et géologiques de la formation à forer.

### 1.6.2 Les principaux composants des fluides de forage :

- Soude caustique - Régulateur de pH ;
- Desco CF est un diluant pour tous les types de boue ;
- Gammaxan est un bio polymère ;
- FK-Lube est un additif lubrifiant pour réduire les forces de frottement et le couple lors du forage de puits horizontaux déviés, afin d'éviter le blocage différentiel ;
- PAC NV - est utilisé pour réduire les performances de filtration des fluides de forage ;
- PAC HB- convient pour réduire la perte de fluide des solutions sans argile et à faible teneur en argile. Régule efficacement les caractéristiques de viscosité rhéologique des fluides de forage ;

- Carbonate de sodium - conçu pour réduire la dureté de l'eau de gâchage en précipitant les cations calcium ;
- Bicarbonate de soude - conçu pour abaisser le pH de la solution et précipiter le calcium lorsqu'il est contaminé par du ciment ;
- Chaux éteinte - inhibiteur du gonflement et de la dispersion des roches argileuses (processus d'échange de cations avec la participation d'ions calcium Ca<sup>++</sup>); Régulateur de pH pour solutions riches en calcium, neutralisant de CO<sub>2</sub> ;
- IKD - un mélange de tensioactifs non ioniques; empêche l'adhérence des particules de roche aux éléments du BHA et du maillage du shaker [8].

### 1.6.3 Types de la boue de forage :

Il existe aujourd'hui trois principaux types de boues de forage : à base d'eau, à base d'huile et à base synthétique. Les boues à base synthétique sont plus fréquemment utilisées car elles ont moins d'impact sur l'environnement et se biodégradent plus rapidement que les fluides à base d'eau et d'huile.

#### 1.6.3.1 La boue à base d'eau :

La boue à base d'eau (Water Based Mud) est une boue dont la phase continue est l'eau, l'eau peut être douce ou salée, l'eau douce le NaCl ne dépasse pas quelques g/l, par contre l'eau salée le NaCl comprise entre quelques dizaines de g/l et la saturation.

WBM (Water Based Mud) est généralement utilisé pour forer la section supérieure 80 % de puits.

#### 1.6.3.2 La boue à base synthétique :

La boue de forage à base synthétique (Synthetic Based Mud) également connue sous le nom de boue à base d'huile à faible toxicité (LTOBM) est une boue en émulsion inversée avec de l'huile synthétique comme phase externe au lieu de l'huile.

SBM (Synthetic Based Mud) a été développée pour répondre à des réglementations environnementales, donc actuellement elle est la plus utilisable dans l'industrie pétrolière.

#### 1.6.3.3 La boue à base d'huile :

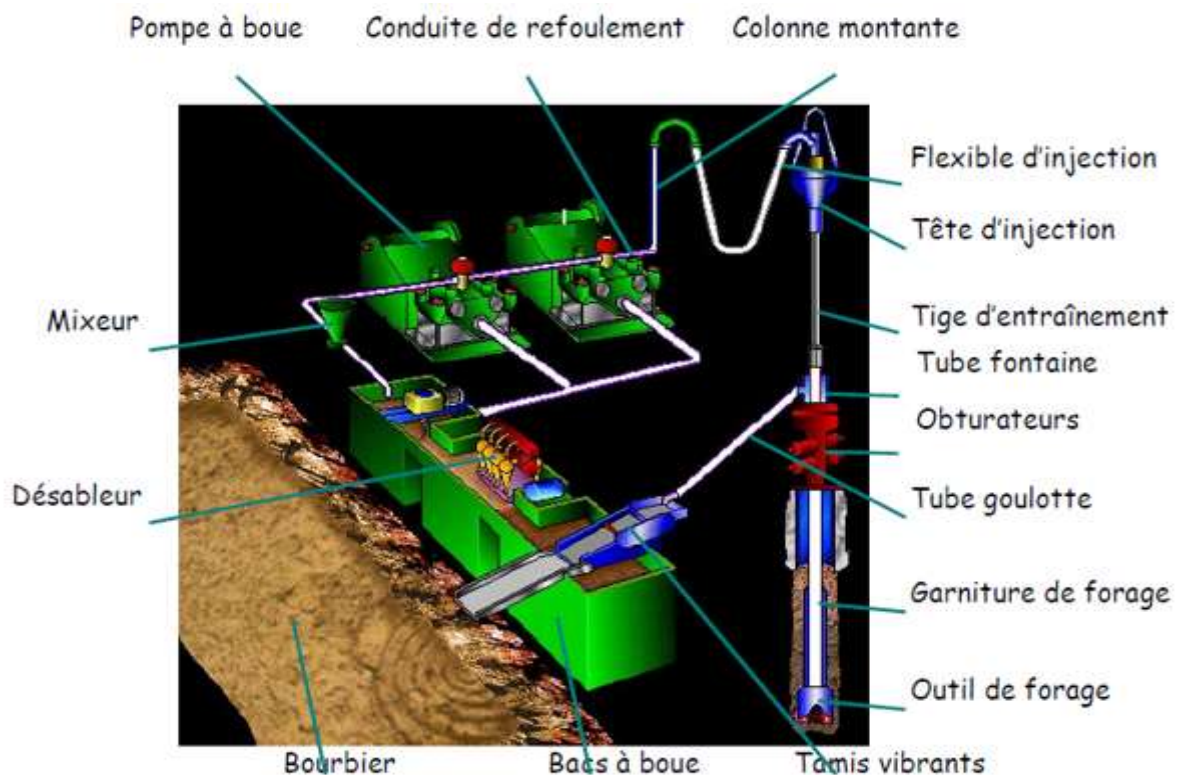
La boue de forage à base d'huile (Oil Based Mud) est une boue dont l'ingrédient principal est l'huile. Les boues à l'huile sont essentiellement utilisées lors des forages offshore profonds (> 1000 m).

OBM (Oil Based Mud) a été développé et introduit pour la première fois dans les années 1960 pour résoudre les problèmes de forage tels que les argiles dans la formation qui

réagiraient ou gonfleraient lorsqu'elles étaient exposées à un fluide de forage à base d'eau, augmentant les températures de fond de trou, le couple, la traînée et le tuyau coincé.

### 1.6.4 Le cycle de la boue de forage :

Quand l'opération de forage commence, l'ingénieur alimente la pompe à boue qui aspire la boue de bassin par un tuyau flexible intermédiaire placé à la tête d'injection, cette dernière connectant la tige aux moufles. D'abord on injecte la boue de forage à l'intérieur des tiges. Elle désengorge de l'outil par des trous installés sur le trépan, elle permet de ramener les déblais vers les tamis vibrants, et après le dégagement de ces déblais la boue retourne vers les bassins.



**Figure 1.3:** Le cycle de la boue de forage

### 1.6.5 Le rôle de la boue de forage :

La boue de forage joue un rôle très important dans l'opération de forage, elle permet de transporter les débris de roche vers la surface, en plus de ça elle sert aussi à :

- ✚ Nettoyage du puits
- ✚ Maintien des déblais en suspension ;
- ✚ Sédimentation de déblais fins en surface ;

- + Refroidissement et lubrification de l'outil ;
- + Augmentation de la vitesse d'avancement ;
- + Entraînement de l'outil ;
- + Apport de renseignement sur le sondage ;
- + Prévention du cavage et des resserrements des parois de puits ;
- + Prévention des venues de gaz, pétrole et eau ;
- + Contamination des formations productrices ;
- + Diminution du poids apparent des matériels de sondage.

### **1.7 Description de l'appareil de forage :**

L'installation de forage rotary contient plusieurs équipements, chaque équipement a un rôle spécifique, l'opération de forage rotary sera comme suit :

- Descente de la colonne de tige de forage dans le puits ;
- Rotation d'un outil de forage ;
- Injection du liquide de forage dans le puits afin de remonter les déblais de terrain découpés, refroidir le trépan et de consolider les parois du puits ;
- Rallongement de la colonne de tiges de forage se mesure de l'augmentation de la profondeur du puits ;
- Montée de la colonne des tiges pour remplacer un outil de forage usé ;
- Evacuation de déblais de terrain de liquide de forage et préparation d'un nouveau liquide ;
- Descente des colonnes de tubage.

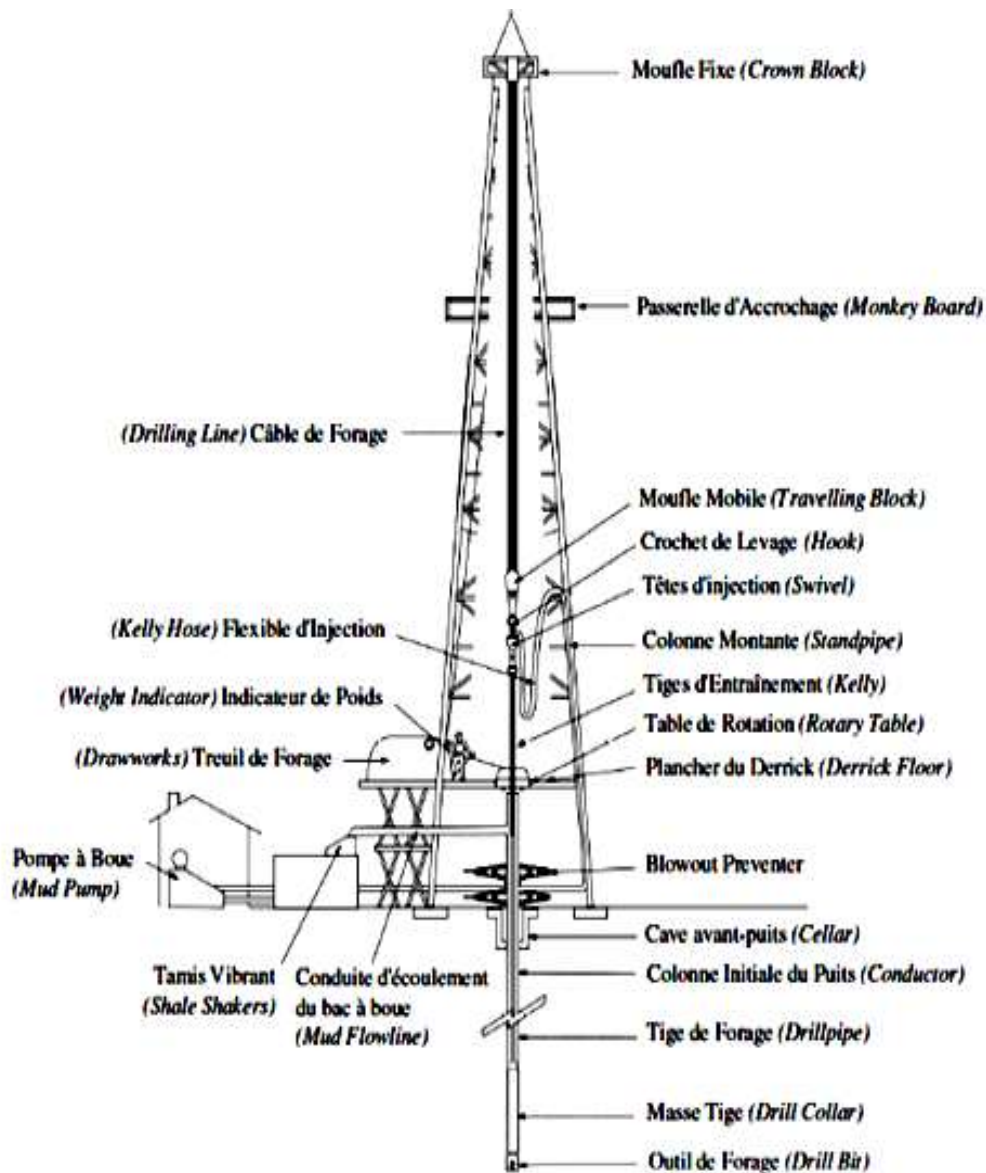


Figure 1.4: Le système de forage rotary classique

## 1.8 Les équipements de fond :

### 1.8.1 Les tiges de forage : (drill pipe)

Les tiges de forage sont des tubes minces d'acier (seamless steel) de longueur et diamètre bien défini tout dépend de la profondeur de forage.

➤ Son rôle est de :

- Transmettre le couple (drilling torque) de la table de rotation ou de top drive jusqu'à l'outil ;

- Les tiges sont creuses ce qui permet de bonne circulation du fluide de forage et de compléter le processus de pompage d'une manière efficace.



**Figure 1.5 :** Les tiges de forage

Les tiges de forage sont fabriquées par souder les raccords (tool-joints) sur les surépaisseurs (upsets) de tige, on distingue 2 types de raccords :

- Un raccord mâle (pin tool-joint) : soudé sur l'une des extrémités de tube ;
- Un raccord femelle (box tool-joint) : soudé sur l'autre extrémité de tube.

Ces raccords permettent le vissage des tiges entre elles pour constituer un train de tiges qui forment la partie la plus longue de garniture de forage (drill string) et servent aussi comme points d'appui de ce train de tiges sur les parois du puits.

### 1.8.2 Les masses tiges : (drill collars)

Les masses tiges sont des tiges épaisses fabriquées en acier et caractérisées par son poids important, elles sont filetées par des raccords pour former un train de masses tiges qui constituent la partie inférieure de BHA.



**Figure 1.6 :** Les masses de tige

➤ Elles ont pour:

- Mettre du poids sur l'outil Wob (weight on bit) pour pénétrer les terrains ;
- Canaliser la boue de forage ;
- Atténuer les chocs et les vibrations lors de forages ;
- Procurer une certaine rigidité à proximité de l'outil de forage face à une compression énorme.

### 1.8.3 L'outil de forage : (trépan)

L'outil de forage est la pièce la plus importante dans le processus de forage des puits, conçu pour détruire la roche et choisi en fonction des puits à réaliser. Le bon choix de l'outil permet d'améliorer la vitesse de pénétration et d'optimiser les performances de forage.

Les outils de forage sont classifiés en 2 catégories : Les outils à molettes et Les outils diamantés.



*Figure 1.7 : L'outil de forage*

#### 1.8.3.1 Les outils à molettes :

Les outils à molettes sont constitués de trois parties :

- **Les molettes coniques** : sont des rangées circulaires des dents qui constituent le cône, montées sur les arbres de roulements et s'intercalant entre les molettes des autres cônes ;
- **Les roulements** : sont intégrés au corps de l'outil, plusieurs types de roulements sont utilisés à savoir de type de terrain foré ;

- **Le corps de l'outil** : trois bras réunis entre eux par soudure.

Il existe plusieurs types d'outils à molettes : les bicônes (2 cônes), les tricônes (3 cônes)

### 1.8.3.2 Les outils diamantés :

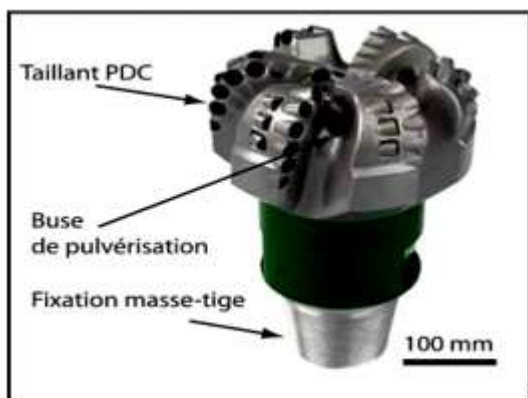
Les outils diamantés fabriqués en diamant sont de 3 types : Outils à diamant naturels, Outils PDC (diamants poly cristallins) et Outils TSP (diamants poly cristallins thermostables).

- **Outils à diamant naturels** : la taille et la quantité de diamant utilisé dans l'outil dépendent de type de formation à forer et la vitesse de progression attendue. Pour les formations tendres une grande quantité est utilisée pour arracher plus de déblais, d'autre part, les terrains durs et compacts forés avec une vitesse (ROP) faible nécessitent moins de diamant.



*Figure 1.8 : Outils à diamant naturels*

- **Outils PDC (diamants poly cristallins)** : constitués des taillants de diamant synthétique disposés à la surface de l'outil pour fournir une action de cisaillement maximale. Son inconvénient est de ne pas supporter les hautes températures (plus de 800 degrés).



*Figure 1.9 : Outils PDC*



- **TSP (diamants poly cristallins thermostables)** : comme son nom indique, ils sont des outils à diamants thermiquement stables, capables de supporter la chaleur contrairement aux outils PDC.



Figure 1.10 : Outil TSP

#### 1.8.4 Stabilisateurs : (stabilizers)

Les stabilisateurs sont des tubes de longueur faible installée au niveau des masses tiges pour stabiliser le BHA au centre du puits et guider la trajectoire de l'outil lors de forages.



Figure 1.11 : Les stabilisateurs

### 1.8.5 Les éléments de la garniture de forage : (drill string)

#### 1.8.5.1 Le BHA (Bottom Hole Assembly):

Le BHA est la partie inférieure de la garniture, constituée généralement de : l'outil, masses tiges, stabilisateurs, les tiges lourdes "HWDP" (des tiges plus épaisses et rigides, des tiges de forage), et autres accessoires utilisés lors du forage comme : les alésoirs "reamers" (pour élargir le trou foré par l'outil), schocksubs (amortisseurs de chocs), MWD (mesure lors de forage) etc....

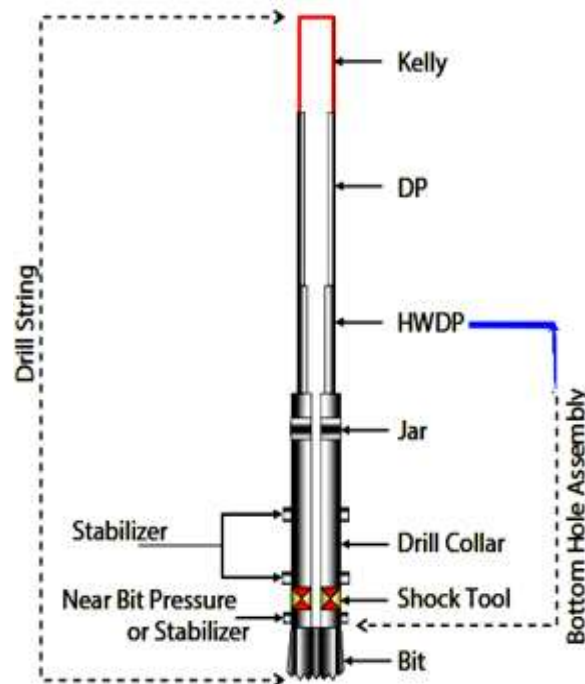


Figure 1.12 : Le BHA

#### 1.8.5.2 Les tiges de forage (DP) (vu précédemment)

La garniture de forage combine toutes les fonctions de ses composantes :

- Fournir un poids sur l'outil ;
- Transmettre le couple de rotation (torque on bit) à l'outil ;
- La bonne circulation de fluide de forage et plusieurs autres fonctions ;
- Améliorer la stabilité et réduire les vibrations.



*Figure 1.13 : Les tiges de forage*

## **1.9 Équipements de surface :**

### **1.9.1 Fonction de levage :**

#### **1.9.1.1 Le mat de forage : (drilling mast)**

Le mat de forage est une structure métallique mobile de forme "A" pointu au sommet et capable de supporter la charge et positionner la garniture de forage, il est caractérisé par la rapidité de son montage et démontage.



**Figure 1.14 : Le mat de forage**

#### **1.9.1.2 Le treuil de forage : (drawworks)**

Le treuil de forage est un organe principal dans l'appareil de forage, sa puissance caractérise la profondeur maximale que l'on peut effectuer. Il est constitué principalement d'un : tambour sur lequel s'enroulera le câble de forage, une boîte de vitesse qui permet de sélectionner jusqu'à 3 rapports de vitesses et un système de freinage.

➤ Il possède plusieurs fonctions :

- Levage de garniture ;
- Sur certains appareils, l'entraînement de la table de rotation ;
- Vissage et dévissage des tiges.



**Figure 1.15** : *Le treuil de forage*

### 1.9.1.3 Les moufles : (drilling blocks)

Ce sont des mécanismes constitués d'une ou plusieurs poulies sur lesquelles passe le câble de forage, ils servent à réduire l'effort nécessaire pour faire élever et descendre les grandes charges.

➤ Il existe 2 types de moufles :

- ✚ Moufle fixe (crown block) : il est situé au sommet du mât, soumis à plus de charge que le moufle mobile car il possède des poulies supplémentaires.



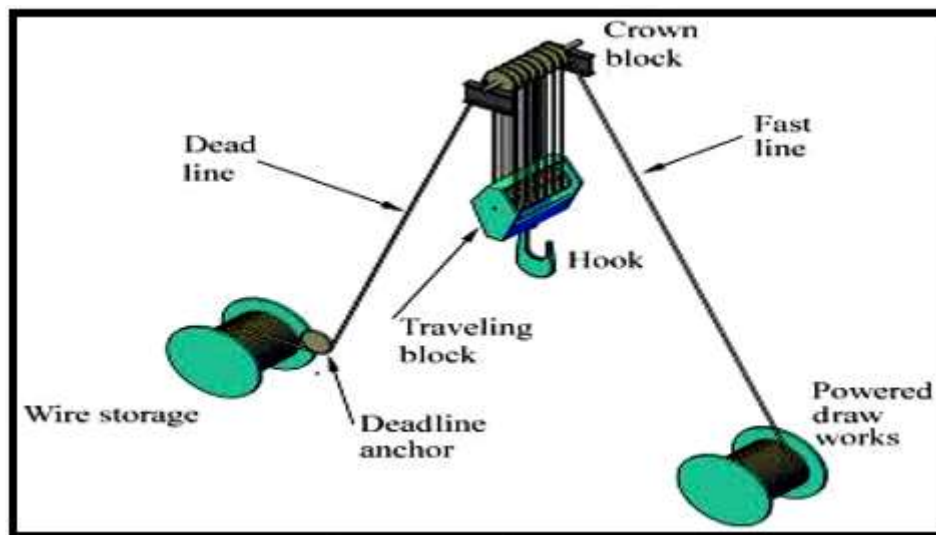
**Figure 1.16** : *Moufle fixe*

- ✚ Moufle mobile (traveling block) : il se déplace dans le mat de forage , avec un crochet de levage (hook) fixé sur sa partie inférieure pour remonter et descendre la garniture de forage.



*Figure 1.17 : Moufle mobile*

- ✚ L'ensemble du moufle fixe et moufle mobile constitue le palan



*Figure 1.18 : Le palan*

## 1.9.2 La fonction de rotation :

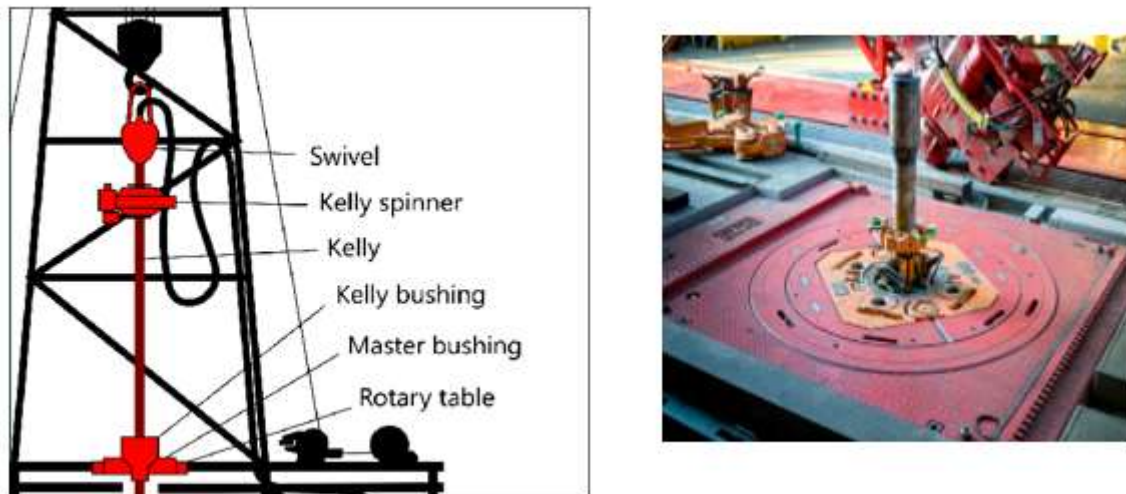
Il y'a 2 systèmes peuvent être utilisés :

### 1.9.2.1 Système 'Kelly rotary' table :

La table de rotation, actionnée par le treuil de forage ou un moteur indépendant, entraîne (par l'intermédiaire du carré d'entraînement) une tige carrée vissée au sommet des

tiges de forage pour transmettre le couple de rotation et faire tourner la garniture de forage. Cette tige carrée est connectée à une tête d'injection qui permet simultanément sa rotation par un kelly spinner et l'injection de fluide de forage.

En plus de la fonction de rotation, la table de rotation permet également de supporter la charge de la garniture de forage.



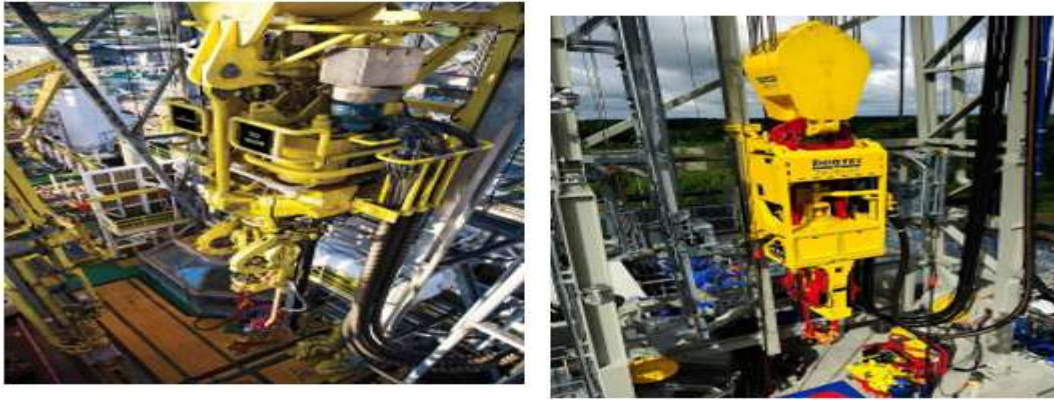
*Figure 1.19: Table de rotation*

### 1.9.2.2 Système de top drive (TDS) :

Le Top drive est une tête d'injection motorisée, entraîné par un ou plusieurs moteurs électriques ou hydrauliques. Il était introduit pour remplacer le système conventionnel (Kelly- rotary table system) constitué de table de rotation, la tige d'entraînement (Kelly), le carrée d'entraînement, et la tête d'injection, donc il fonctionne comme une unité moderne qui combine plusieurs parties des fonctions de : rotation, pompage et de levage en un seul organe

➤ Le top drive effectue plusieurs opérations comme :

- Faire tourner la garniture de forage (drill string) ;
- Assurer la circulation de la boue de forage ;
- Remontée et descente des tiges.



*Figure 1.20. : Le top drive*

### **1.9.3 Fonction de pompage**

#### **1.9.3.1 Principe de fonctionnement des pompes à boue :**

Les pompes aspirent la boue de forage des bassins à boue par un tuyau flexible , cette boue serait injectée à la garniture par la tête d'injection pour lubrifier l'outil de forage et évacuer les débris arrachés vers la surface , en remontant dans l'espace entre la garniture et les parois du puits , ensuite à la sortie du puits , un traitement de boue est effectué pour séparer les débris et réajuste la composition de fluide pour le réutiliser.



*Figure 1.21 : La pompe à boue*

#### **1.9.3.2 Les avantages des pompes à boue :**

- La circulation de boue de forage qui sert à refroidir l'outil de forage et évacuer les déblais arrachés ;
- Certaines pompes sont capables d'assurer une puissance importante permettant de pomper à un débit très élevé ;
- Les foreurs peuvent changer le débit de la pompe pour atteindre la profondeur de forage souhaitée.

### 1.9.3.3 Les inconvénients de pompes à boue :

- Lors de la circulation de la boue, les déblais parfois de trop grande taille vont être l'origine des frottements au niveau de BHA et des coincements de garniture ;
- La chute des déblais au lieu de leur remontée.

### 1.9.4 Fonction de sécurité :

#### 1.9.4.1 Les obturateurs ( blow out preventers) :

Les obturateurs sont des valves de sécurité installées en surface (à la tête du puits), afin d'éviter l'éruption de gaz et de fluides par la fermeture de la garniture de forage.



*Figure 1.22: Les obturateurs*

### 1.9.5 Equipements SCR :

Le système SCR (silicon controlled rectifier) est un thyristor qui a permis le développement du système AC/DC, où les moteurs à courant continu sont alimentés par le courant redressé par le SCR, qui est auparavant les appareils de forage étaient DC/DC, des génératrices à courant continu entraînées par un moteur diesel alimentent des moteurs à courant continu de treuil, de table de rotation, de pompe à boue... etc. Ce système a présenté des inconvénients ce qui a nécessité le changement vers le système SCR.



*Figure 1.23: Système SCR*



**1.10 Les paramètres de forage :**

Les paramètres de forage sont des facteurs (grandeurs physiques) qui influencent le taux de pénétration "ROP " (Rate of Penetration) définie par la vitesse de pénétration de roche par l'outil ou la vitesse de progression de forage.

**1.10.1 Le poids sur l'outil (Wob) " Weight on bit " :**

Le poids sur l'outil est le poids exercé à l'outil par la garniture de forage et spécialement les masses tiges, mesuré en N ou KN. Il joue un rôle majeur dans l'optimisation ou la dégradation de la vitesse de progression et la manifestation des différentes vibrations.

**1.10.2 Le couple sur l'outil (Tob) "Torque on bit" :**

Le couple sur l'outil correspond au couple de rotation appliqué à l'outil, sa valeur est inférieure à celle-ci mesurée en surface du couple transmis de top drive (ou de la table de rotation) à cause des différents frottements.

**1.10.3 La vitesse de rotation "Rotation velocity" :**

C'est la vitesse de rotation propre. Elle est approximativement constante en surface (la vitesse de rotation mesurée au niveau du top drive ou de la table de rotation) mais elle peut différer de la vitesse de rotation de l'outil due aux vibrations et couples de frottements.

**1.11 Les Différents types de vibrations:**

L'un des obstacles récurrents durant les opérations de forage est les vibrations de garniture, qui sont considérées comme un contributeur majeur à la fatigue ou l'usure prématurée du système de forage et de la réduction de la vitesse de progression (ROP), les modes de vibrations peuvent se produire simultanément lors du forage : vibrations axiales, latérales et les vibrations de torsion.

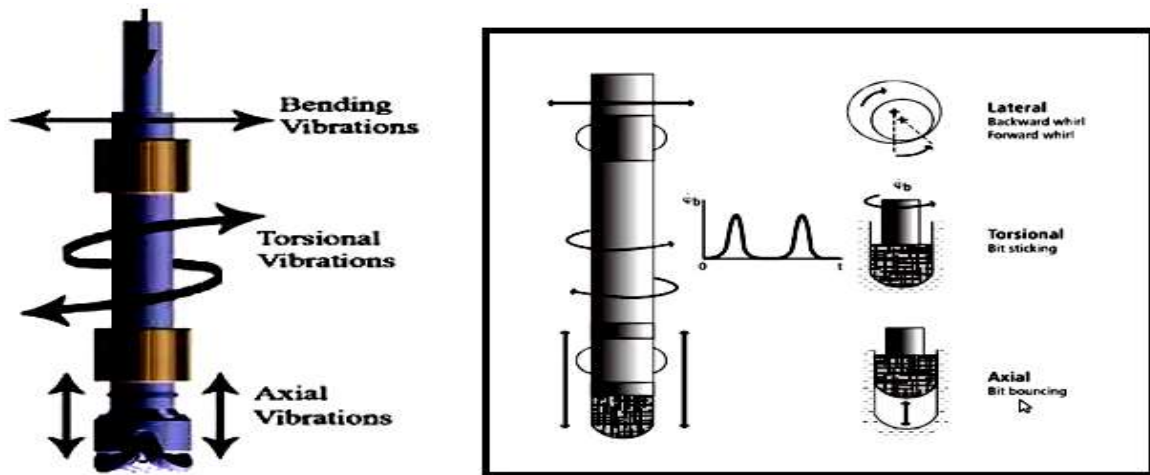


Figure 1.24: Les différents types de vibrations

### 1.11.1 Les vibrations axiales :

Elles correspondent au mouvement périodique de l'outil dans la direction de l'axe de garniture dû au changement de poids appliqué sur chaque taillant entraînant une variation de la profondeur de coupe. La rugosité des roches forées et la variation de pression de la boue sont aussi des causes principales de l'apparition de ce type de vibration.

Le "Bit bounce" (rebond de l'outil) est la forme extrême des vibrations axiales, se produit quand l'outil est en contact discontinu avec le fond de formation et peut se propager facilement vers la surface et engendrer la résonance du système.

### 1.11.2 Les vibrations latérales :

Elles se concentrent au niveau de l'outil et le BHA par des mouvements perpendiculaires à l'axe de garniture. Causées essentiellement par les variations du poids sur l'outil et l'interaction avec les parois du puits.

Quand l'amplitude de ces vibrations devient considérable elles provoquent une précession de l'axe de rotation de garniture donc en plus de tourner sur elle-même, elle tourne autour du puits, ce phénomène est appelé "Bit whirl" et il peut avoir des effets très dangereux sur l'outil et sur les éléments de la BHA.

Contrairement aux vibrations axiales, ce mode de vibrations est presque indétectable en surface.

## 1.11.3 Les vibrations de torsion :

L'interaction outil-roche est la cause primaire de l'apparition de ces vibrations, qui se manifestent au travers des ralentissements et accélérations périodiques de la vitesse de rotation de l'outil de forage.

Le phénomène de **stick -slip** est la forme sévère des vibrations de torsion, qui provoque des arrêts cycliques de l'outil jusqu'à 50 % de temps de forage, ou il existe 2 phases de mouvement :

- ✚ **Phase "stick"** : La rotation de l'outil s'arrête cycliquement due au couple de frottement avec le fond de formation, et la garniture entraînée en rotation depuis la surface est mise en torsion grâce à l'élasticité propre des tiges.
  
- ✚ **Phase "slip"** : L'outil redémarre lorsque le couple ( $T_{ob}$ ) "torque on bit" sera supérieur au couple de frottement statique, avec une grande accélération où la vitesse de l'outil peut atteindre plusieurs multiples de la vitesse de surface (de table de rotation ou de top drive).

La torsion des tiges en phase "stick" et l'accélération élevée de l'outil en phase "slip" entraîne non seulement la réduction de vitesse de pénétration mais aussi la défaillance de l'outil et l'usure prématurée de la garniture.

## 1.12 Conclusion :

Dans ce chapitre on a étudié en général le forage rotary, cette étude nous a permis de comprendre le principe de forage, les différents équipements de ce dernier et leur rôle, et les différents types des vibrations récurrentes qui peuvent engendrer la fatigue prématurée ou la défaillance du système de forage.

Dans notre étude, nous allons concentrer sur la commande des vibrations de torsion et plus précisément le phénomène de stick –slip qui se manifeste à cause de l'interaction outil-roche. Par conséquent, nous allons élaborer dans le chapitre 2, une modélisation de la garniture de forage en compte tenu de tous les facteurs intervenants au mouvement.

## Chapitre 2 :

# Modélisation de la garniture de forage

## 2.1 Introduction :

Afin d'étudier le phénomène de stick-slip pour l'objectif de l'éliminer avec une commande appropriée, nous allons développer à la fin de ce chapitre un modèle mathématique simplifié qui interprète le comportement dynamique du système de forage.

Dû à la complexité et la non-linéarité du processus de forage, ce modèle doit reproduire le processus réel, mais avec une complexité raisonnable, en plus les dynamiques de forage influencent sur la réponse du système.

Dans la littérature, plusieurs approches de modélisation ont été présentées, d'après *Saldivar et al.* [3], elles peuvent être classifiées en 2 catégories : des modèles qui prennent en considération le couplage entre les différents types de vibrations et d'autres concentrent sur un seul type.

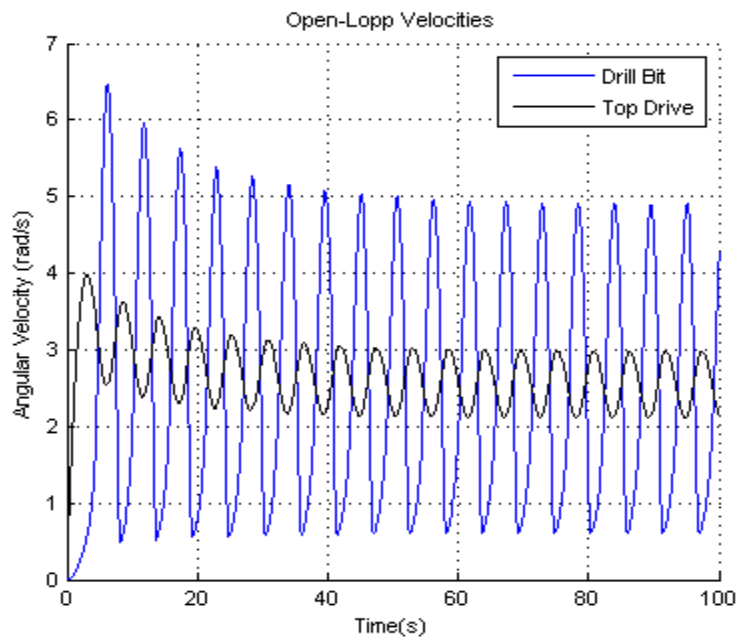
Sachant que l'intérêt de notre étude est les vibrations de torsion, l'analyse de ce mode de vibratoire séparément peut être intéressant pour comprendre ces mécanismes, pour cela l'approche de masse-ressort (Lumped parameters) utilisée dans [6], [16] et fréquemment exploitée pour capturer uniquement les vibrations de torsion, est en plus très convenable.

## 2.2 Rappel du phénomène de stick-slip :

C'est un phénomène qui empêche la rotation uniforme de l'outil de forage, il est caractérisé par des phases cycliques de stick (arrêt) et slip (mouvement) provoquées essentiellement par la nature de frottement (outil-roche) qui est dépendante de vitesse et l'élasticité des tiges de forage.

Au démarrage du processus de forage, le top drive et les tiges de forage commencent à tourner tandis que l'outil est encore en état d'arrêt, car le couple appliqué (TORQUE ON BIT) est inférieur au couple de frottement statique du contact outil-roche, par conséquent les tiges sont mises en torsion grâce à leur élasticité propre. Lorsque l'énergie de torsion accumulée au-dessus de l'outil arrive à une limite ou en autres mots quand le couple appliqué à l'outil surmonte le couple de frottement statique, l'outil donc se démarre avec une forte accélération, généralement le couple de frottement dynamique est inférieur au couple statique.

Dans le cas extrême, assez rares, la détente de la torsion des tiges provoque une accumulation importante d'énergie de torsion inverse ce qui fait tourner l'outil quelques tours à gauche avant de repartir à droite, ce cas est connu par le "backward spin".



**Figure 2.1:** Le phénomène de stick-slip

### 2.3 Les différents types de frottements appliqués au système :

Les frottements appliqués au système sont les couples des forces qui résistent à la rotation de la garniture de forage, on distingue 2 types de frottement :

#### 2.3.1 Les frottements secs :(dry friction)

Le frottement sec est le couple de frottement créé par l'interaction de l'outil avec le fond de formation (solide-solide). Il est influencé par plusieurs facteurs :

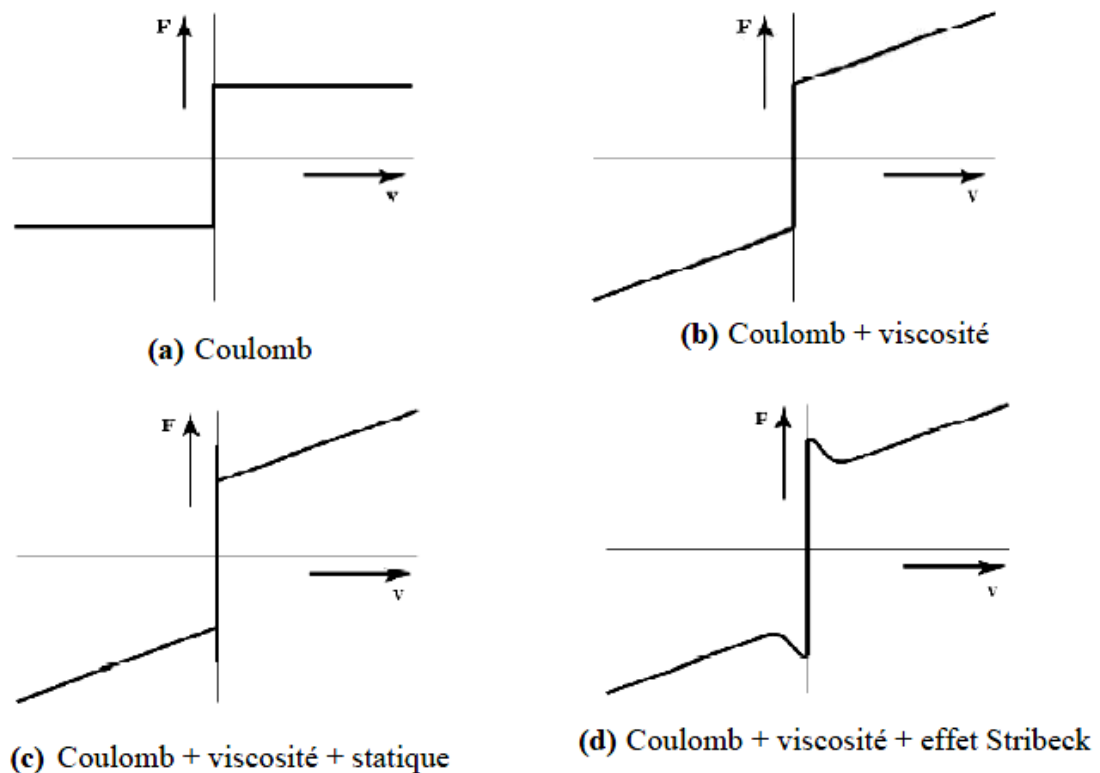
- Type de l'outil utilisé : les caractéristiques de l'outil jouent un rôle important au développement du frottement, par exemple, les vibrations de torsion sont plus fréquentes et sévères avec des outils PDC qu'avec des tricônes ;
- La nature de formation forée.

Etc.

✚ Le couple de frottement sec se divise en 2 types :

##### 2.3.1.1 Le frottement statique (static friction) :

Le frottement statique est le couple de frottement qui empêche l'outil de forage de se mettre en mouvement. Le modèle de frottement statique est de plusieurs types de frottements : frottement de COULOMB, frottement visqueux, frottement statique et l'effet de Stribeck, chacun de ces frottements prend en considération certains aspects de la force de frottement. [24]



**Figure 2.2:** Le modèle statique : (a):Coulomb (b):Coulomb + Viscosité (c):Coulomb+ Viscosité + Effet de Stribeck

### A. Les amortissements visqueux : (viscous damping)

Le concept de frottement visqueux a été introduit dans les modèles de frottement par Osborne Reynolds. Il a montré que, dans un contact lubrifié, un fluide peut créer une force (ou un couple) appelé trainée (drag) qui résiste au mouvement du système. Ce frottement est influencé par plusieurs facteurs : la vitesse du système, la viscosité ... où ils sont tous rassemblés en un seul facteur appelé coefficient de frottement visqueux.

Dans notre étude, L'effet de la boue de forage sur le système se traduit par des frottements visqueux qui se comportent comme des amortissements visqueux sur l'assemblée de fond de trou (BHA) et le top drive.

**Remarque :** il apparait suffisant comme un modèle simplifié pour notre étude, de considérer ces amortissements directement proportionnels à la vitesse de rotation.

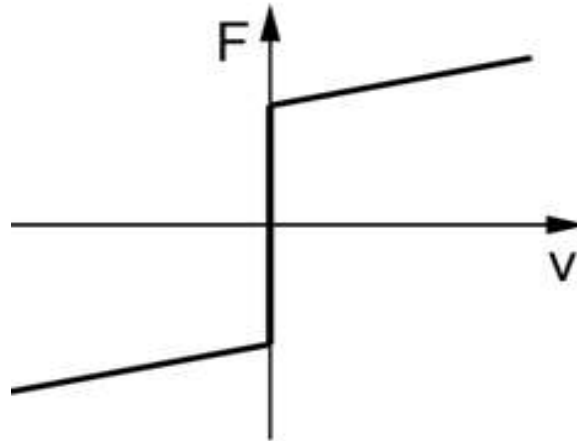
L'expression du frottement visqueux est sous la forme suivante :

$$F_f(t) = F_v v(t) \text{ avec } v(t) \neq 0 \quad 2.1$$

Avec :

- $F_v$  : le coefficient de frottement

- $v(t)$  : la vitesse



**Figure 2.3:** Le frottement visqueux

### B. L'amortissement sur BHA :

A cause de la circulation de la boue de forage dans le puits, l'outil de forage et les masses tiges sont soumis à un couple d'amortissement visqueux caractérisé par un coefficient d'amortissement  $C_1$ , tels que :

$$T_{ab} = C_1 \dot{\theta}_b \quad 2.2$$

### C. L'amortissement sur le Top drive :

Dû à la lubrification des éléments mécaniques du système de top drive, il est soumis à un couple d'amortissement visqueux caractérisé par un coefficient d'amortissement visqueux  $C_2$ .

$$T_{ar} = C_2 \dot{\theta}_r \quad 2.3$$

Il est nécessaire de noter que la présence de la boue de forage ou la lubrification influence le coefficient de frottement entre l'outil et le fond de formation. Plus la vitesse s'augmente, plus le film lubrifiant s'épaissit et on traverse successivement les zones de frottement sec, de frottement mixte et de frottement fluide où l'outil et la roche sont entièrement séparés par la boue.

Le coefficient de frottement donc décroît de la valeur de frottement statique (quand la vitesse est encore faible) jusqu'à atteindre un minimum (effet de Stribeck), pour ensuite croître en fonction de la vitesse de l'outil lorsqu'on arrive à la zone du frottement visqueux.

Alors le modèle de frottement doit prendre en compte l'effet lubrifiant de la boue, ainsi que les conditions nécessaires pour développer le stick slip, il doit rassembler l'ensemble des



états de frottement rencontrés pour répliquer le phénomène de frottement avec une complexité raisonnable.

Plusieurs modèles de l'interaction outil-roche a été développés, comme les modèles de KARNOPP [19], de DETOURNAY [15], de Stribeck [20] etc..... Nous allons choisir deux modèles pour notre étude ultérieurement dans ce chapitre.

### 2.3.1.2 Le couple de frottement dynamique :

Le frottement dynamique est le couple de frottement présent lorsque l'outil est déjà en mouvement. Sa valeur est inférieure au couple de frottement statique.

ce modèle est une combinaison de plusieurs modèle de frottements : modèle de Bristle, modèle de Bilmanetsorine, modèle de LuGre, *modèle de Leuven* et le modèle élasto-plastique avec la propriété de non dérive. [24]

## 2.4 Modélisation de la garniture :

### 2.4.1 L'approche masse-ressort :(Lumped parameter)

C'est une approche largement utilisée pour capturer le phénomène de stick-slip , elle consiste, comme illustré dans la figure ci-dessous , à introduire un modèle mécanique à deux degrés de liberté (2 DOF) composé de 2 disques parallèles en rotation couplés par un ressort

- **Le premier disque (en haut)** : représente le top drive, caractérisé par un moment d'inertie  $j_r$ , et un coefficient d'amortissement visqueux  $C_2$
- **Le deuxième disque** : représente les masses tiges et l'outil de forage avec un moment d'inertie  $j_b$  . Ce disque est soumis à un amortissement visqueux de coefficient  $C_1$  , le couple sur l'outil  $T_{ob}$  et le couple de moteur  $T_m$  qui entraîne la rotation du système.
- **Le ressort (spring)** : à cause de la nature flexible les tiges de forage et leur faible diamètre par rapport à celui de la BHA, elles sont représentées par un ressort de constante de raideur  $k$ .

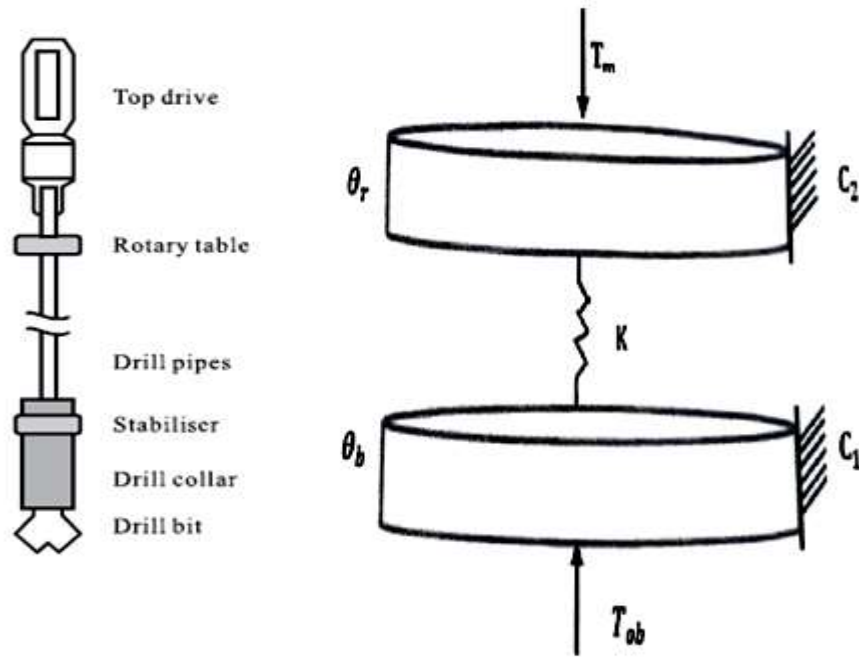


Figure 2.4: Le modèle mécanique de la garniture de forage

Paramètres	Description
$j_r$	Le moment d'inertie équivalent au niveau de Top drive
$j_b$	Le moment d'inertie équivalent des colliers de forage avec le foret (BHA)
$C_1$	Le coefficient d'amortissement visqueux équivalent de BHA
$C_2$	Le coefficient d'amortissement visqueux à la table de rotation
$k$	Raideur de l'ensemble des tiges
$T_{ob}$	La fonction non linéaire du couple sur l'outil
$T_m$	Le couple fourni par le moteur au système
$Q_{ref}$	Vitesse angulaire désirée
$\theta_r$	Position angulaire de table de rotation
$\theta_b$	Position angulaire de trépan
$u$	L'entrée
$E_c$	L'énergie cinétique totale du système à N degrés de liberté
$E_p$	L'énergie potentielle totale de déformation
$F$	Le vecteur des forces généralisées.
$T_{ar}$	Couple d'amortissement visqueux de top drive
$T_{ab}$	Couple d'amortissement visqueux sur l'outil
$T_{r\text{ext}}$	le couple extérieur généralisé appliqué au top drive
$T_{b\text{ext}}$	le couple extérieur généralisé appliqué au BHA respectivement.

Tableau 2. 1: La liste des paramètres et les variables utilisés dans le modèle mécanique

**2.4.2 L'équation différentielle d'EULER-LAGRANGE :**

Pour élaborer le modèle mathématique, on utilise les équations d'EULER-LAGRANGE, qui sont une reformulation des équations de mouvement de NEWTON de la mécanique classique. Elles permettent d'obtenir les équations du mouvement d'un système en faisant intervenir l'énergie cinétique et l'énergie potentielle totale à l'aide du concept de lagrangien.

Pour notre système à 2degrés de liberté, subi aux couples extérieurs, ces équations forment un ensemble de 2 équations différentielles donné par :

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{dL}{d\dot{\theta}_r} \right) - \frac{dL}{d\theta_r} = \sum T_{r\text{ext}} \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{dL}{d\dot{\theta}_b} \right) - \frac{dL}{d\theta_b} = \sum T_{b\text{ext}} \end{cases} \quad 2.5$$

**Avec :**

**L:** Le lagrangien, qui représente un formalisme essentiel dans la description lagrangienne de la mécanique

Tels que :

$$L = E_c - E_p \quad 2.6$$

✚ En remplaçant le lagrangien par son expression, on obtient les équations de Lagrange écrites en fonction de l'énergie cinétique et l'énergie potentielle :

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{dE_c}{d\dot{\theta}_r} \right) + \frac{dE_p}{d\theta_r} = \sum T_{r\text{ext}} \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{dE_c}{d\dot{\theta}_b} \right) + \frac{dE_p}{d\theta_b} = \sum T_{b\text{ext}} \end{cases} \quad 2.7$$

✚ L'énergie cinétique et potentielle totale et les couples généralisés sont donnés par:

$$E_c = \frac{1}{2}j_r\dot{\theta}_r^2 + \frac{1}{2}j_b\dot{\theta}_b^2 \quad 2.8$$

$$E_p = \frac{1}{2}k(\theta_r - \theta_b)^2 \quad 2.9$$

$$T_{r\text{ext}} = -T_{ar} + T_m \quad 2.10$$

$$T_{b\text{ext}} = -T_{ab} - T_{ob} \quad 2.11$$

Avec :

$$T_{ar} = C_2\dot{\theta}_r \quad 2.12$$

$$T_{ab} = C_1\dot{\theta}_b \quad 2.13$$

$$T_m = u + C_2Q_{ref} \quad 2.14$$

Tel que :

- $u$  : la commande du système. plusieurs méthodes pour l'implantation de commandes a été développées et classifiées selon l'entrée de commande (control input). Une des méthodes utilisées consiste à mettre en œuvre le couple du moteur  $T_m$  qui actionne le top drive pour implanter la commande
- $C_2 Q_{ref}$  : Une compensation de l'amortissement visqueux appliqué au moteur tel que  $Q_{ref}$  est la vitesse de rotation désirée (la consigne)

#### 2.4.2.1 Dynamique du Top drive :

L'équation de mouvement pour Top drive est donnée par la dérivation de l'équation (2.15) :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dE_c}{d\dot{\theta}_r} \right) + \frac{dE_p}{d\theta_r} = \sum T_{r_{ext}} \quad 2.15$$

$$j_r \ddot{\theta}_r + k(\theta_r - \theta_b) = T_m - C_2 \dot{\theta}_r \quad 2.16$$

$$\ddot{\theta}_r = \frac{1}{j_r} (-k(\theta_r - \theta_b) - C_2 \dot{\theta}_r + T_m) \quad 2.17$$

#### 2.4.2.2 Dynamique du BHA :

L'équation de mouvement pour le BHA est donnée par la dérivation de l'équation (2.18) :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dE_c}{d\dot{\theta}_b} \right) + \frac{dE_p}{d\theta_b} = \sum T_{b_{ext}} \quad 2.18$$

$$j_b \ddot{\theta}_b - k(\theta_r - \theta_b) = -T_{ab} - T_{ob} \quad 2.19$$

$$\ddot{\theta}_b = \frac{1}{j_b} (k(\theta_r - \theta_b) - C_1 \dot{\theta}_b - T_{ob}) \quad 2.20$$

Alors les équations de mouvement sont :

$$\begin{cases} \ddot{\theta}_r = \frac{1}{j_r} (-C_2 \dot{\theta}_r - k(\theta_r - \theta_b) + u + C_2 Q_{ref}) \\ \ddot{\theta}_b = \frac{1}{j_b} (-C_1 \dot{\theta}_b + k(\theta_r - \theta_b) - T_{ob}(\dot{\theta}_b)) \end{cases} \quad 2.21$$

#### 2.4.3 La représentation d'état du modèle :

On pose :

$$\dot{\theta}_b = x_1; (\theta_r - \theta_b) = x_2; \dot{\theta}_r = x_3 \quad 2.22$$

$$\begin{cases} a_1 = \frac{C_1}{j_b}; b_1 = \frac{k}{j_b}; d_1 = -\frac{1}{j_b} \\ a_2 = \frac{C_2}{j_r}; b_2 = \frac{k}{j_r}; d_2 = \frac{1}{j_r} \end{cases} \quad 2.23$$

- ✚ On remplace les changements de variables qu'on a faits en (2.22), (2.23) dans les équations de mouvement du système (2.21), et on obtient les équations de notre système qui sont données par l'équation (2.24):

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -a_1x_1 + b_1x_2 + d_1T_{ob} \\ \dot{x}_2 = x_3 - x_1 \\ \dot{x}_3 = -a_2x_3 - b_2x_2 + a_2Q_{ref} + d_2u \end{cases} \quad 2.24$$

## 2.5 Les modèles d'interaction outil-roche utilisés dans l'étude :

Le modèle de frottement classique de coulomb est un modèle simple et unimodal, il ne prend pas en considération les différents aspects du frottement comme le frottement visqueux et l'effet lubrifiant du fluide, il présente aussi une discontinuité quand la vitesse est nulle due au changement instantané du frottement statique au frottement dynamique, ce que n'est pas justifiée physiquement et entraîne une difficulté de simulation.

Par conséquent, ce modèle apparaît insuffisant pour bien modéliser les différents mécanismes du frottement, donc il faut adopter un modèle plus complexe et multimodal.

### 2.5.1 Le modèle de Stribeck :

Le modèle de Stribeck est un modèle important qui décrit plusieurs états de frottement: le frottement statique, frottement de coulomb, frottement visqueux et l'effet de Stribeck qui assure la décroissance de frottement quand la vitesse relative est faible ce qui est une condition nécessaire pour développer le stick-slip.

La courbe de Stribeck (ou diagramme de Stribeck) est le tracé du coefficient de frottement en fonction du nombre de Hersey (viscosité dynamique\*vitesse en [tr/min]/charge), cette relation a été découverte par l'ingénieur *Stribeck* en 1901/1902. [7], qui illustre l'effet de stribeck qui présente une décroissance exponentielle de frottement dans la plage de vitesses proches de zéro jusqu'à atteindre un minimum (frottement de coulomb) ensuite le coefficient de frottement s'augmente quand le frottement est complètement visqueux, voir les figures (Figure 2.5) et (Figure 2.6)

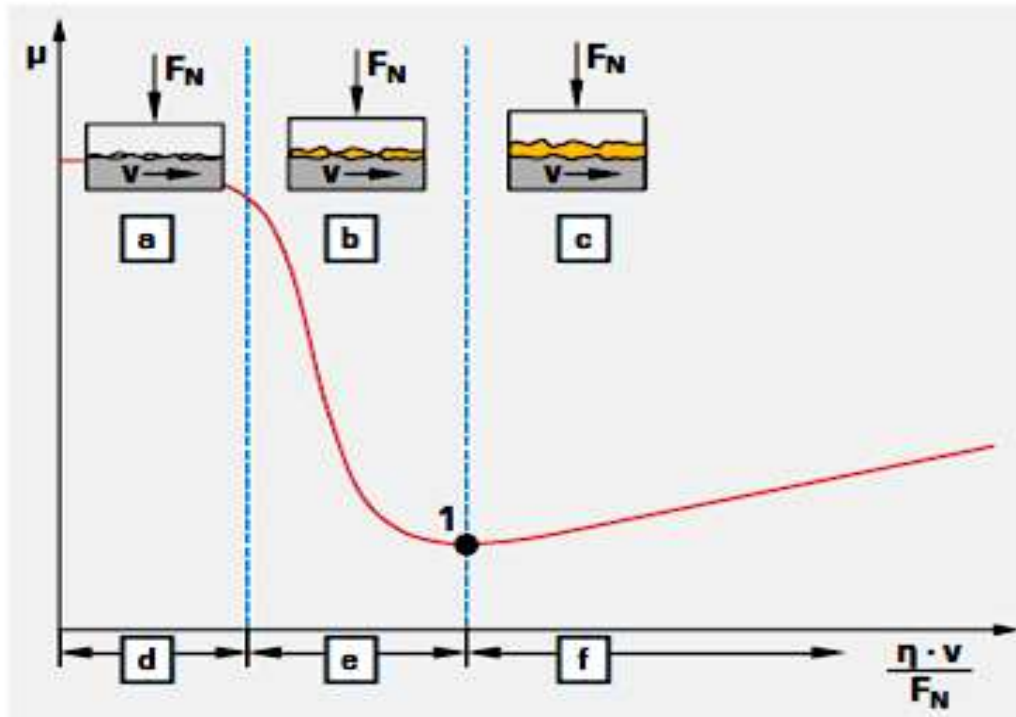


Figure 2.5 : La courbe de Stribeck

L'explication de la (figure 2.5) :

- (a) : frottement entre des corps solides
- (b) : frottement mixte
- (c) : frottement fluide
- (d) : lubrification limite
- (e) : lubrification à film mince
- (f) : lubrification fluide
- (1) : point de déclanchement

$F_N$  : charge

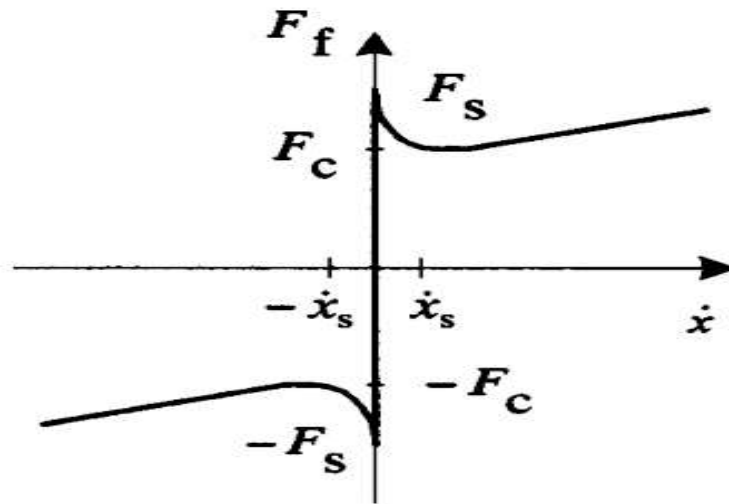


Figure 2.6: Le couple non linéaire de Stribeck en fonction de la vitesse de rotation du trépan

La fonction de Stribeck est donnée sous la forme suivante :

$$T_{ob} = T_{obdy} \frac{2}{\pi} (\alpha_1 x_1 e^{-\alpha_2 abs(x_1)} + \arctan(\alpha_3 x_1)) \tag{2.25}$$

Avec :

$$T_{obdy} = 0.5kN.m \quad \text{: le coefficient de frottement de stribeck,}$$

$$\alpha_1 = 9.5 \quad ; \quad \alpha_2 = 2.2 \quad ; \quad \alpha_3 = 35$$

**2.5.2 Le modèle général :**

La fonction générale est une fonction de frottement non linéaire dont l'expression de la fonction générale est :

$$T_{ob} = \mu_n N r \left( \frac{x_1}{\sqrt{x_1^2 + \Omega_0^2}} + \frac{p \Omega_0 x_1}{x_1^2 + \Omega_0^2} \right) \tag{2.26}$$

Paramètre	Description	Valeur
$\mu_n$	Coefficient de frottement	40 Nm
$N$	Le vecteur de la force	$9.81 \times W_{ob} N$
$r$	Le vecteur de rayon de contact	0.1 m
$\Omega_0$	Vitesse de transition de chaîne	1
$p$	Le paramètre de frottement initial	1.5
$W_{ob}$	Poids sur l'outil	

Tableau 2.2 : Les paramètres de la fonction générale

2.5.3 KARNOPP :

Le modèle de KARNOPP a été développé pour résoudre deux problèmes de simulation : la détection de la vitesse nulle, et pour capturer le phénomène de stick-slip.

KARNOPP a introduit un intervalle de faibles vitesses, dans lequel la vitesse de glissement est forcée à être nulle tandis que la force de frottement est considérée une fonction de saturation des forces extérieures (et non pas en fonction de la vitesse).

L'expression de la fonction de KARNOPP est sous la forme suivante :

$$T_b = \begin{cases} T_e \dot{x}_1 < DV, |T_e| < T_s \\ T_s \operatorname{sgn}(T_e) \dot{x}_1 < DV, |T_e| < T_s \\ W_{ob} R_b \mu_b (\dot{x}_1) \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) \dot{x}_1 > DV \end{cases} \quad 2.27$$

Avec :

- $T_e$  : Le couple de frottement extérieure
- $T_s$  : Le couple de frottement statique

Avec :

$$T_s = W_{ob} R_b \mu_{sb} \quad 2.28$$

- $DV$  : La vitesse de limite
- $\mu_b$  : Le coefficient de frottement dynamique
- $\dot{x}_1$  : La vitesse de l'outil [9]

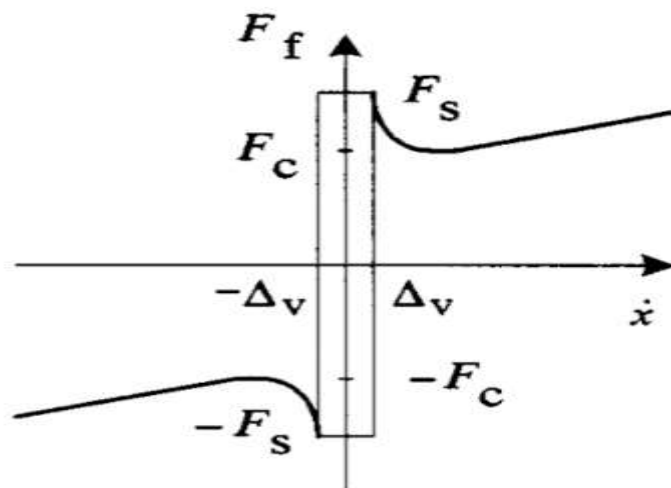


Figure 2.7: La courbe de KARNOPP



## 2.6 Calculs des paramètres :

On identifie les paramètres physiques de garniture pour calibrer le modèle mathématique et assurer une simulation proche de réalité.

### a. Le moment d'inertie équivalent:

L'équation de moment d'inertie en général est sous la forme suivante :

$$j = \frac{1}{2} \rho \pi (R^4 - r^4) \quad 2.29$$

✚ Le moment d'inertie équivalent de Top drive :

$$j_r = j_{TD} + \frac{1}{2} j_p \quad 2.30$$

Tel que :

- $j_{Td}C'$  est le moment d'inertie de moteur.

$$j_{Td} = n^2 j_m \quad 2.31$$

- $j_p C'$  est le moment d'inertie des tiges de forage.

$$j_p = \frac{1}{2} \rho \pi L_p (R_p^4 - r_p^4) \quad 2.32$$

Alors, la valeur de  $j_r$  est :

$$j_r = 2122 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

✚ Le moment d'inertie équivalent de BHA :

$$j_b = j_c + \frac{1}{2} j_p \quad 2.33$$

Tel que :

- $j_c$  Est le moment d'inertie de BHA

$$j_c = \frac{1}{2} \rho \pi L_c (R_c^4 - r_c^4) \quad 2.34$$

Alors, la valeur de  $j_b$  est :

$$j_b = 374 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

### b. Le coefficient de rigidité en torsion est calculé comme suit:

La constante de raideur est donnée sous la forme suivante :

$$k = \frac{GI}{L_p} \quad 2.35$$

Tel que :  $I$  Est le moment d'inertie quadratique :

$$I = \frac{\pi}{2} (R_p^4 - r_p^4) \quad 2.36$$

La valeur de coefficient de raideur est :

$$k = 473N.m/rad$$

**c. Les coefficients d'amortissements visqueux équivalents :**

La formule du coefficient d'amortissement visqueux est sous la forme suivante :

$$C = 120\eta \frac{R_h^2 R^2}{R_h^2 - R^2} L \quad 2.37$$

Pour calculer les coefficients d'amortissements visqueux équivalents, il faut d'abord calculer les coefficients de **frottement**  $C_p$  et  $C_c$  tel que :

✚ Le coefficient d'amortissement visqueux équivaut de BHA :

$$C_1 = C_c + \frac{1}{2}C_p \quad 2.38$$

Avec :

- $C_c$  C'est le coefficient de frottement visqueux des masses tiges de forage

$$C_c = 120\eta \frac{R_h^2 R_c^2}{R_h^2 - R_c^2} L_b \quad 2.39$$

- $C_p$  C'est le coefficient de frottement visqueux des tiges de forage.

$$C_p = 120\eta \frac{R_h^2 R_p^2}{R_h^2 - R_p^2} L_p \quad 2.40$$

✚ Le coefficient d'amortissement visqueux équivalent au top drive :

$$C_2 = C_m + \frac{1}{2}C_p \quad 2.41$$

Avec :

- $C_m$  C'est le coefficient de frottement visqueux du moteur

Après les calculs on trouve que :

$$C_1 = 50N.m.\frac{S}{rad} \quad ; \quad C_2 = 425N.m.\frac{S}{rad}$$

**Tous les détails de calculs sont trouvés dans les annexes A et B**

✚ Ces calculs sont déterminés par les variables suivantes : [22]

Paramètres	Description	Valeurs
$R_h$	Rayon de puits	0.1m
$R_{bit}$	Rayon de l'outil égal le rayon de puits	0.1m
$\eta$	La viscosité de la boue de forage	$50^{-3}$
$n$	Rapport transmission du réducteur	10.589
$G$	Le module de cisaillement des tiges de forage	$81.10^9$
$\rho$	La densité de l'acier	7850
$I$	Moment d'inertie quadratique des tiges de forage	$1.1884e - 05 \text{ m}^4$
$L_p$	Longueur de tiges de forage	2035 m
$R_p$	Rayon externe des tiges de forage	0.1270/2 m
$r_p$	Rayon interne des tiges de forage	0.1086/2 m
$j_m$	Inertie du moteur	18.078
$L_c$	La longueur de masses tiges de forage	428.8523 m
$R_c$	Le rayon externe de masses tiges	0.171/2 m
$r_c$	Rayon interne des tiges de forage	0.051/2 m
$C_m$	Le coefficient de frottement visqueux du moteur	389.7879
$R$	Résistance statorique du moteur	0.0604809

**Tableau 2.3** : Les variables utilisés pour calculer les paramètres de modèle

- Après la modélisation du contact outil-roche, et le calcul des paramètres du modèle (2.24), nous allons faire une simulation du modèle en boucle ouverte pour étudier les vibrations de torsion et le phénomène de stick slip. **Les résultats de cette simulation en BO et leurs interprétations sont élaborés dans le chapitre 4.**

## 2.7 Conclusion :

Pour l'objectif d'étudier le phénomène de stick- slip, on a élaboré dans ce chapitre un modèle mathématique sous forme d'état, qui interprète le comportement dynamique du système de forage avec une complexité raisonnable. On a présenté deux modèles d'interaction outil-roche qui capturent les vibrations de torsion et le phénomène de stick-slip et reproduisent les différents aspects de frottement d'une manière suffisamment proche au processus réel.

Ce qui nous a permis d'élaborer une simulation en boucle ouverte et interpréter les résultats pour illustrer l'influence du phénomène de stick-slip. Par conséquent dans le chapitre 3 nous réalisons une commande par mode glissant pour éliminer ce phénomène et garantir la stabilité du système de forage.

## Chapitre 3 :

Description de la commande par  
mode glissant

### 3.1 Introduction :

Le développement des commandes non linéaires qui peuvent assurer une robustesse aux systèmes vis à vis des perturbations extérieures, non linéarités, incertitudes de modèle et variation des paramètres, a connu un grand intérêt après l'insuffisance des commandes linéaires classiques (régulateurs PI, PID....) à maintenir une performance désirée pour ces systèmes en boucle fermée. Une approche particulière largement utilisée pour la commande non linéaire robuste des systèmes dynamiques est la commande par mode glissant (sliding mode control) qui a été développée dans les débuts des années 1950 par l'union soviétique et popularisé par V.I.Utkin en 1977. [25]

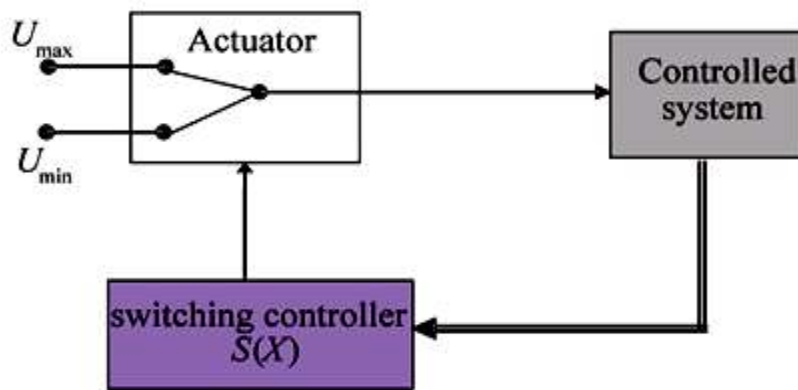
La commande par mode glissant est un mode de réglage particulier dans les systèmes à structure variable (VSS), elle attire les trajectoires d'état du système commandé vers une surface dite la surface de glissement et les maintient au voisinage de cette surface, en appliquant une loi de commande de nature discontinue qui commute entre plusieurs structures avec une fréquence élevée. Par conséquent, la réponse en boucle fermée résultante possède plusieurs propriétés de précision, stabilité, insensibilité aux incertitudes et perturbations (robustesse) Etc.

Cependant, la discontinuité de la loi de commande engendre des oscillations de haute fréquence, Ce phénomène est appelé le broutement ou chattering, il représente l'inconvénient majeur de la commande par mode glissant car il peut entraîner l'usure des actionneurs et une perte de précision. Par conséquent, plusieurs solutions ont été proposées pour éviter ce phénomène. [28] [26] [27]

Dans ce chapitre, nous allons présenter les principes fondamentaux de la commande par mode glissant et les systèmes à structure variable, la conception de la loi de cette commande, ainsi que les calculs de cette commande pour notre système et on va discuter aussi le phénomène de broutement et ses différentes solutions.

### 3.2 Système à structure variable :

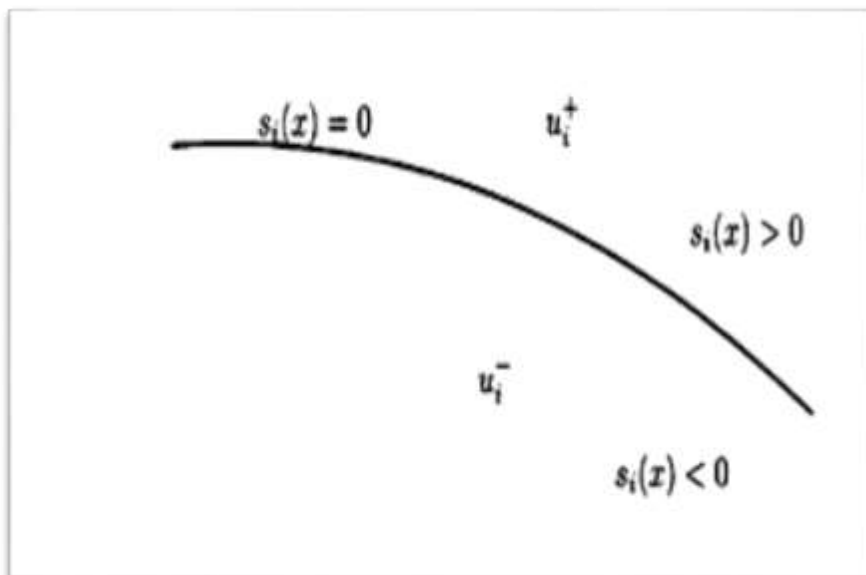
Plusieurs systèmes physiques sont caractérisés par des équations différentielles avec des termes discontinus, comme les systèmes mécaniques avec le frottement de coulomb. Ce fait a été reconnu dans la littérature par plusieurs contributions par exemple filipov [29] (the theory of differential equations with discontinuous right-hand sides). Ces systèmes naturellement nécessitent l'utilisation des lois de commande de nature discontinue. Ce principe a été exploité dans la commande des systèmes dynamiques en introduisant la théorie des systèmes à structure variable.



**Figure 3.1:** Système de réglage à structure variable avec une simple commutation

Un système à structure variable est un système constitué de plusieurs sous-systèmes, chacun est caractérisé par une structure précise de commande. Par conséquent, la commande appliquée est une commande à structure variable (VSC) et sa loi est de nature discontinue.

La commande par mode glissant fait partie des commandes à structure variable, où la loi de commande commute entre deux structures suivant une logique de commutation (switching logic)  $s(x)$ , spécifiée de telle sorte qu'une propriété de contraction domine la dynamique du système en boucle fermée et force les trajectoires d'état d'atteindre une surface de glissement où le comportement dynamique est optimal. Cette performance désirée ne peut pas être effectuée en utilisant une loi de commande continue.



**Figure 3.2:** Système à structure variable avec une logique de commutation  $s(x)$

### 3.3 Commande par mode glissant SMC :

#### 3.3.1 Principe de la commande par mode glissant :

L'idée principale consiste à introduire une variable de commutation " $s(x)$ " (switching variable) choisie d'une manière que si elle s'annule, elle définit une surface de glissement où la dynamique du système correspond aux spécifications désirées.

La surface de glissement divise l'espace d'état en deux demi-espaces, chacun est caractérisé par une structure de commande, où la loi de commande doit être conçue pour contraindre les trajectoires d'état de chaque demi-espace à converger vers cette surface dans un temps fini et les maintenir à son voisinage.

Par conséquent, on distingue deux modes de mouvement:

- Mode de convergence vers la surface de glissement (reaching mode)
- Mode de glissement au long de la surface (sliding mode)

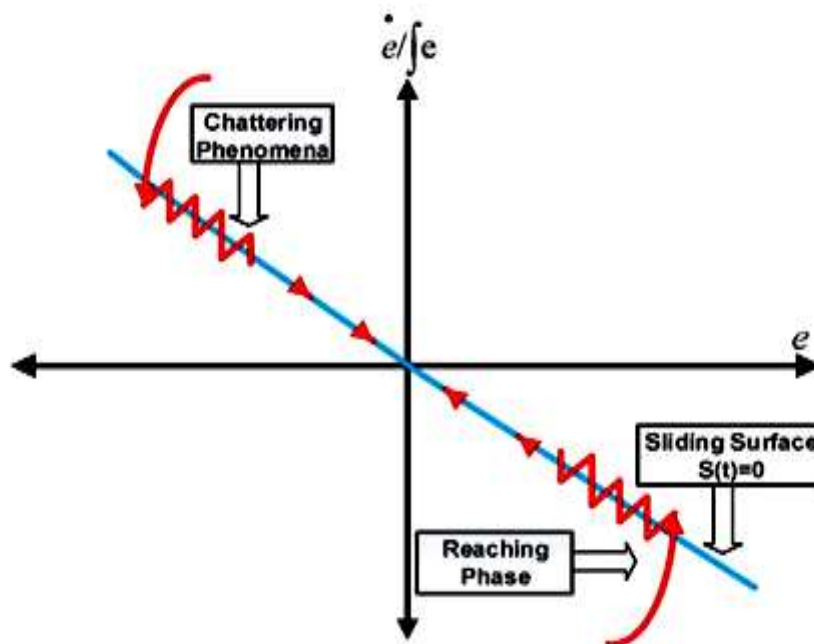


Figure 3.3 : Le principe de la commande par mode glissant (SMC)

#### 3.3.2 Objectif de la commande par mode glissant :

- Spécifier un comportement désiré de poursuite et stabilité pour le système en synthétisant une surface de glissement ;
- Eliminer la dynamique du système en boucle ouverte et assurer une robustesse aux perturbations et incertitudes ;
- Concevoir une loi de commande capable à accomplir la performance souhaitée.

### 3.3.3 Les avantages et les inconvénients de SMC :

#### a. Les avantages :

La commande par mode glissant est une approche particulièrement convenable pour la commande des systèmes non linéaires soumis aux perturbations et incertitudes, dus qu'elle est caractérisée par plusieurs propriétés remarquables :

- La robustesse de la réponse du système en boucle fermée, qui devient complètement insensible aux certaines perturbations externes, non linéarités, incertitude de modèle et variation de paramètres ;
- Une approche particulièrement convenable pour la commande de certains systèmes non linéaires qui ne peuvent pas être stabilisés en utilisant une loi de commande de structure continue ;
- Réduire l'ordre du système en boucle fermée comparant avec l'ordre du système original ;
- La stabilité, la précision et la facilité d'implantation et d'étalonnage ;
- La dynamique du système peut être complètement définie par le choix de la variable de commutation ;
- Il n'est pas nécessaire de posséder beaucoup d'informations sur la dynamique du système commandé.

#### b. Les inconvénients :

- Dans la commande par mode glissant conventionnelle, le degré relatif de la variable de commutation doit être égal à 1, ce qui limite le choix de cette variable ;
- L'inconvénient majeur dans l'implantation de cette commande est l'apparition du phénomène de broutement « chattering » dans le régime glissant, ce qui peut dégrader la précision et la stabilité de commande, entraîner l'usure des actionneurs et des pertes d'énergie thermique dans les circuits électriques Etc.

### 3.4 Synthèse de la commande par mode glissant :

La conception de la commande par mode glissant comporte trois étapes :

- La synthèse de la variable de commutation  $s(x)$  et par conséquent la surface de glissement ;
- Etablir la condition de convergence ou d'attractivité ;
- La conception de la loi de commande.



### 3.4.1 Le choix de la surface de glissement :

La variable de commutation  $s(x)$  présente une relation entre les variables d'état du système, elle détermine entièrement le comportement dynamique du système, donc elle doit être proprement choisie sous certaines contraintes :

- Le mouvement de glissement doit manifester la dynamique désirée pour le système ;
- Le degré relatif de  $S(x)$  doit être égale à 1, donc la loi de commande  $u$  s'apparaît dans la première dérivée de  $S$  pour qu'il soit une convergence et un mouvement de glissement ;
- Il est préférable que  $S(x)$  dépende des variables d'état mesurables, sinon il est nécessaire d'utiliser un observateur pour estimer l'état du système à partir des grandeurs accessibles.

### 3.4.2 Condition de convergence :

La division de l'espace d'état en sous-espaces a facilité la solution décentralisée du problème de convergence vers la surface de glissement.

Tels que pour que la surface  $s=0$  soit attractive donc pour que toute trajectoire se dirige vers cette surface et reste à son voisinage, on impose :

$$\begin{cases} \dot{s}(x) < 0 & \text{si } s(x) > 0 \\ \dot{s}(x) > 0 & \text{si } s(x) < 0 \end{cases} \quad 3.1$$

Alors :

$$s \cdot \dot{s} < 0 \quad 3.2$$

La condition (3.3) est appelée la condition de convergence, pour la satisfaire on impose :

$$\dot{s} = -K \operatorname{sign}(s) \quad 3.3$$

Avec :

$$\operatorname{sign}(s) = \begin{cases} 1 & \text{si } s > 0 \\ -1 & \text{si } s < 0 \\ 0 & \text{si } s = 0 \end{cases} \quad 3.4$$

Tel que :

$K$  : Une constante positive représente le gain de commutation, elle doit être proprement choisie pour minimiser le temps de convergence et au même temps limiter le phénomène de broutement.

En intégrant (3.2), on obtient le temps de convergence  $t_s$  :

$$t_s = \frac{|s(t_0)|}{K} + t_0 \quad 3.5$$

Sachant que:  $t_0$  est le temps initial, généralement égale à 0 et  $s(t_s)=0$

### 3.4.3 Analyse de stabilité par la fonction de LYAPUNOV :

La méthode directe de LYAPUNOV repose sur la propriété physique qu'un système dont l'énergie totale est continuellement dissipée tend vers un point d'équilibre stable [2]

Pour prouver la stabilité du système, on choisit une fonction candidate de LYAPUNOV  $V(x)$

Définie positive ( $V(x) > 0$ ), donnée par:

$$V(x) = \frac{1}{2} s^2 \quad 3.6$$

La dérivée de cette fonction est :

$$\dot{V}(x) = \dot{s}(x) s(x) \quad 3.7$$

Pour que la fonction  $V(x)$  soit une fonction de Lyapunov et l'équilibre du système commandé soit stable,  $\dot{V}(x)$  doit être négative. C'est-à-dire :

$$\dot{s}(x) s(x) < 0 \quad 3.2$$

C'est la condition de convergence (3.2), alors on déduit que le régime permanent du système commandé est stable.

### 3.5 Synthèse de la loi de commande :

La loi de la commande de SMC est composée de deux termes, la commande équivalente ( $u_{eq}$ ) et la commande discontinue.

La loi de commande est sous la forme suivante :

$$u = u_{eq}(x) - \eta \text{sign}(s) \quad 3.8$$

Tel que :

- $u_{eq}(x)$ : La commande équivalente (continue)

- $u_d = -\eta \text{sign}(s)$ : La commande discontinue  
 $\eta = K * C$  avec  $C$ : constante

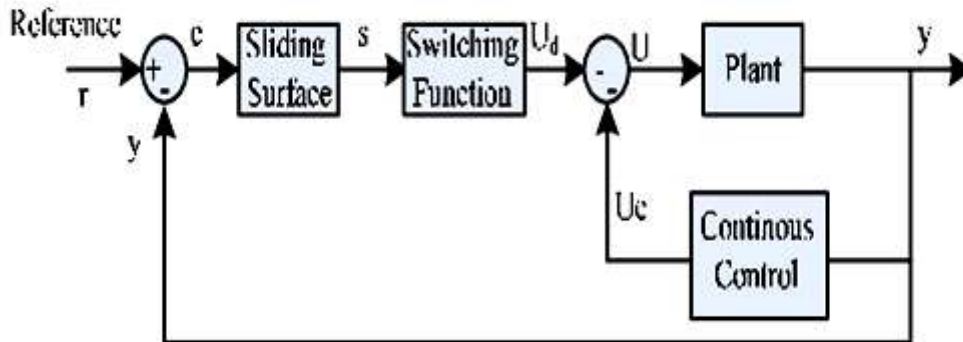


Figure 3.4: Diagramme de la commande par mode glissant avec une loi de commande équivalente

### 3.5.1 Commande équivalente (continue) :

Elle représente l'équation de mouvement du système en régime glissant idéal, aussi interprétée comme étant la valeur moyenne de la commande totale  $u$ . la commande équivalente est l'action de commande nécessaire pour maintenir un mouvement de glissement idéal sur la surface de glissement. [10] où  $s=0$  est par conséquent sa première dérivée est nul.

$$\dot{s} = 0 \tag{3.9}$$

La loi de commande équivalente est obtenue à partir de la loi (3.9), appelée la loi d'invariance.

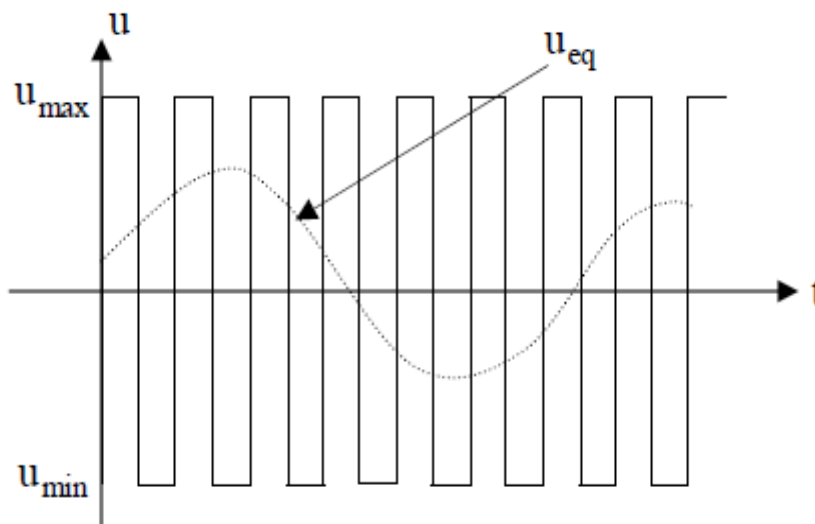


Figure 3.5: La commande équivalente  $u_{eq}$

### 3.5.2 Commande discontinue :

La commande discontinue détermine le comportement dynamique du système durant le mode de convergence, donc elle garantit l'attractivité de la surface de glissement.

Le choix du gain  $K$  est très important, si on le choisit très petit le temps de réponse sera plus long par contre s'il est très grand il maximise les oscillations du phénomène de chattering. [23].

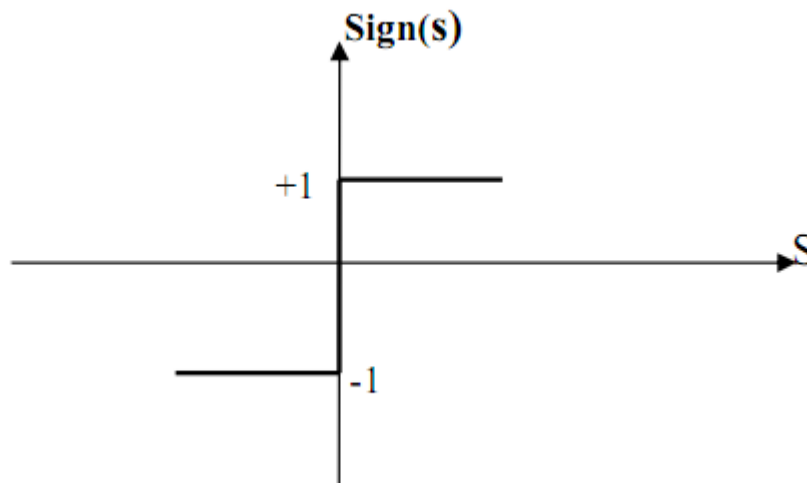


Figure 3.6: Représentation de la fonction 'signe'

### 3.6 Calcule de la commande par mode glissant :

Pour l'objectif de stabiliser les deux vitesses angulaire de Top drive  $x_3$  et de l'outil de forage  $x_1$  à une valeur de référence (consigne)  $Q_{ref}$ , on doit choisir une variable de commutation  $s(x)$  et calculer la commande totale  $u$  qui est composée de la commande continue (commande équivalente) ( $u_{eq}$ ) et la commande discontinue

D'où :

✚ On choisit la surface de glissement en utilisant l'approche de *J.J Stoline*

$$s = \left( \frac{d}{dt} + \lambda \right)^{r-1} \cdot e \quad 3.10$$

Tels que :

- $r$ : Le degré relatif
- $\lambda$ : Une constante choisie positive
- $e$ : L'erreur de poursuite

Pour notre cas  $r=1$  :

$$S = e_1 + \lambda \int_0^t e_1 + \lambda \int_0^t e_2 d\tau \quad 3.11$$

Avec :  $e_1 = x_3 - Q_{ref}$  et  $e_2 = x_3 - x_1$  3.12

Donc :

$$s(x) = (x_3 - Q_{ref}) + \lambda \left[ \int_0^t (x_3(\tau) - Q_{ref}) d\tau + \int_0^t (x_3(\tau) - x_1(\tau)) d\tau \right] \quad 3.13$$

✚ On pose :

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = x_3 - x_1 \\ \dot{x}_4 = x_3 - Q_{ref} \end{cases} \quad 3.14$$

Alors :

- Les équations d'états du système deviennent :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -a_1 x_1 + b_1 x_2 + d_1 T_{ob} \\ \dot{x}_2 = x_3 - x_1 \\ \dot{x}_3 = -a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q_{ref} + d_2 u \\ \dot{x}_4 = x_3 - Q_{ref} \end{cases} \quad 3.15$$

- La surface de glissement sera :

$$s(x) = (x_3 - Q_{ref}) + \lambda(x_2 + x_4) \quad 3.16$$

✚ La dérivée de la surface de glissement est calculée comme suit :

$$\dot{s}(x) = \dot{x}_3 + \lambda(\dot{x}_2 + \dot{x}_4) \quad 3.17$$

$$\dot{s}(x) = -a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q_{ref} + d_2 u + \lambda \left( (x_3 - x_1) + (x_3 - Q_{ref}) \right) \quad 3.18$$

Soit la condition de convergence :

$$\dot{s}(x) = -a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q_{ref} + d_2 u + \lambda \left( (x_3 - x_1) + (x_3 - Q_{ref}) \right) = -K \text{sing}(s(x)) \quad 3.19$$

✚ La loi de commande totale :

$$u = \frac{-1}{d_2} [-a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q_{ref} + \lambda(x_3 - x_1) + \lambda(x_3 - Q_{ref})] - \frac{1}{d_2} k \text{sing}(s(x)) \quad 3.20$$

Soit la condition d'invariance :

$$\left[-a_2x_3 - b_2x_2 + a_2Q_{ref} + d_2u + \lambda(x_3 - x_1) + \lambda(x_3 - Q_{ref})\right] = 0 \quad 3.21$$

$$u = \frac{-1}{d_2} \left[-a_2x_3 - b_2x_2 + a_2Q_{ref} + \lambda(x_3 - x_1) + \lambda(x_3 - Q_{ref})\right] = u_{eq} \quad 3.22$$

Alors :

✚ **La commande équivalente** est calculée par l'équation (3.22)

✚ **La commande discontinue** : La commande discontinue est et le 2ème terme de l'expression de la commande totale (3.20) c.à.d :

$$u_d = -\frac{K}{d_2} \text{sing}(s(x)) \quad 3.23$$

✚ **La vérification de la stabilité:**

D'après les conditions de stabilité de LYAPUNOV qui sont :

- $V(x) = \frac{1}{2}s^2 > 0$
- $V(0) = 0$
- $\dot{V}(x) < 0$

Et comme les deux premières conditions sont vérifiées, il reste que la troisième condition qu'on doit la vérifier :

Avec :

$$\dot{V}(x) = \dot{s}(x)s(x) \quad 3.7$$

$$\dot{V}(x) = s(x) \left[-a_2x_3 - b_2x_2 + a_2Q_{ref} + d_2u + \lambda(x_3 - x_1) + \lambda(x_3 - Q_{ref})\right] \quad 3.24$$

➤  $\dot{V}(x)$  est définie négative si :

$$\left[-a_2x_3 - b_2x_2 + a_2Q_{ref} + d_2u + \lambda(x_3 - x_1) + \lambda(x_3 - Q_{ref})\right] \text{ Est : } \begin{cases} < 0 \text{ pour } s > 0 \\ = 0 \text{ pour } s = 0 \\ > 0 \text{ pour } s < 0 \end{cases}$$

➤ donc si :

$$\begin{cases} u < u_{eq} \text{ pour } s > 0 \\ u = u_{eq} \text{ pour } s = 0 \\ u > u_{eq} \text{ pour } s < 0 \end{cases}$$

➤ On a :

$$\begin{aligned}
 \dot{V}(x) &= s \left[ -a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q_{ref} + d_2 u + \lambda(x_3 - x_1) + \lambda(x_3 - Q_{ref}) \right] & 3.25 \\
 &= s \left[ -a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q_{ref} + \lambda(x_3 - x_1) + \lambda(x_3 - Q_{ref}) \right] + d_2 s \left( u_{eq} - \frac{K}{d_2} \text{sing}(s(x)) \right) \\
 &= s \left[ -a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q_{ref} + \lambda(x_3 - x_1) + \lambda(x_3 - Q_{ref}) \right] \\
 &\quad + d_2 s \left[ \frac{1}{d_2} \left( - \left[ -a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q_{ref} + \lambda(x_3 - x_1) + \lambda(x_3 - Q_{ref}) \right] \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. - \frac{K}{d_2} \text{sing}(s(x)) \right) \right] \\
 &= -K * s * \text{sign}(s) = -K * \text{abs}(s)
 \end{aligned}$$

### 3.7 Phénomène de broutement (chattering) :

Pour maintenir le système sur la surface de glissement, la fréquence de commutation de la loi de commande doit être pratiquement infinie. Cependant ceci n'est pas possible dû à la limitation des dispositifs de commutation. Ce qui entraîne un retard entre la mesure de la sortie et le calcul de commande, par conséquent, le système quitte la surface de glissement sans que la commande ne puisse réagir, et dès que le signe de la commande s'inverse il revient sur cette surface et passe à l'autre côté. La discontinuité appliquée à la loi de commande cause un phénomène de 'zigzag' autour de la surface de glissement, celui-ci est le phénomène de broutement appelé aussi réticence (chattering). [13] Ce phénomène peut être aussi provoqué par les dynamiques négligées par exemple : les servomécanismes, les capteurs avec un retard.

Le phénomène de broutement peut dégrader la précision de la commande et il détériore l'organe de la commande comme il peut provoquer une élévation de la température dans les systèmes électriques (perte d'énergie). [11]

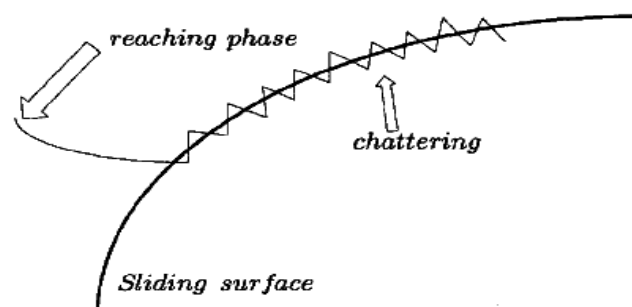


Figure 3.7: Le phénomène de broutement (chattering)

### 3.8 Les solutions du phénomène de broutement (chattering) :

Dans le but d'éliminer le phénomène de chattering, plusieurs solutions ont été proposées comme : La couche limite (boundary layer), observateur, Système adaptatif flou, Solution par des lois d'approche, la commande par mode glissant d'ordre supérieur,...etc.

#### 3.8.1 La couche limite :(boundary layer)

Cette solution consiste à remplacer la fonction signe par une approximation continue, qui ralentit le changement de signe de la variable de commutation. Parmi les fonctions utilisées nous citerons les fonctions suivantes [13] :

##### 3.8.1.1 La fonction de saturation :

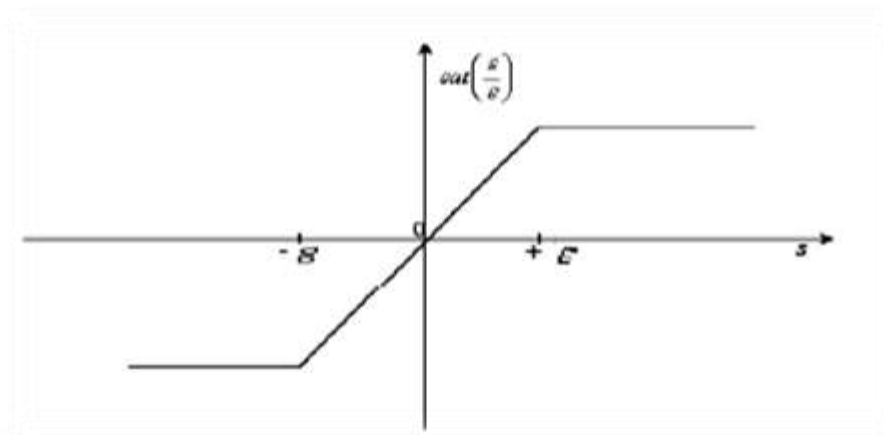
Le broutement (phénomène de chattering) peut être réduit en remplaçant la fonction «signe » par une fonction de saturation adéquate qui filtre les hautes fréquences.

$$\text{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right) = \begin{cases} -1 & \text{si } s \leq -\phi \\ \frac{s}{\phi} & \text{si } -\phi < s < \phi \\ 1 & \text{si } s \geq \phi \end{cases} \quad 3.26$$

- Avec :

$\phi$ : Largeur du seuil de la fonction de saturation.

Le paramètre  $\phi$  est réglé pour avoir un bon compromis entre réduction du chattering et conservation de la robustesse et la précision de commande.



**Figure 3.8:** La fonction de saturation



3.8.1.2 La fonction SMOOTH :

On peut remplacer la fonction signe par la fonction SMOOTH pour éliminer le phénomène de chattering. La fonction SMOOTH est sous la forme suivante :

$$smooth(s) = \frac{s}{|s|+\mu} \tag{3.27}$$

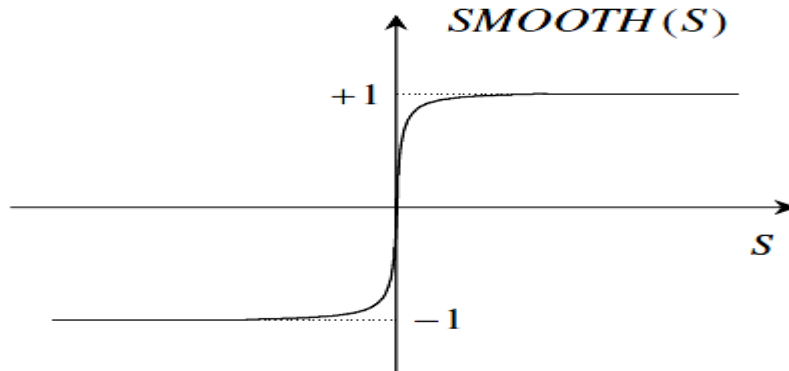


Figure 3.9: La fonction SMOOTH

3.8.1.3 Commande avec un seul seuil:

La commande avec un seuil est caractérisée par un seul seuil et la commande discontinue est donnée par l'expression :

$$\begin{cases} u_n = 0 & \text{si } |s| < e \\ u_n = k \text{sign}(s) & \text{si } |s| > e \end{cases} \tag{3.28}$$

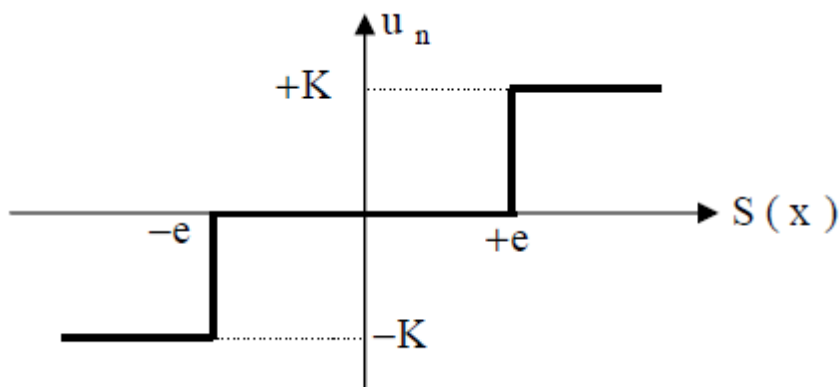


Figure 3.10: Fonction signe de la commande avec un seul seuil

Avec :  $e$ :Paramètre positif et choisi petit.

### 3.8.2 Observateur :

Le principe de cette méthode est d'apparaître une boucle dans la grande boucle du système, l'observateur est inséré dans cette boucle, ceci permet d'avoir un régime glissant presque idéal dans la deuxième boucle car l'observateur ne sera pas atteint par les dynamiques non modélisées.

Donc la commande converge le système vers un voisinage proche de la valeur désirée, cette convergence dépend de la dynamique de l'observateur, qui peut ne converger qu'asymptotiquement, et ne prend en compte les perturbations non modélisées que lentement. Cette commande ne tenant pas compte de l'état réel. [17]

### 3.8.3 Système adaptatif flou :

Le principe utilisé dans cette méthode est pareil à la méthode de couche limite. Le système flou considère la surface de glissement comme entrée et la commande globale comme sortie (le type MANDANI). Les règles floues utilisées correspondent à la valeur de la fonction *signe*. Le phénomène de chattering est certes éliminé néanmoins la commande permettant la phase d'approche reste difficile à calculer, car les bornes des incertitudes et des perturbations sont généralement inconnues. [17]

### 3.8.4 La commande par mode glissant d'ordre supérieur :

Les modes glissants d'ordre supérieur ont été introduits pour pallier au problème du chattering tout en gardant les propriétés de convergence en temps fini et de robustesse des commandes par modes glissants classiques. Dans cette approche, la loi de commande n'apparaît plus directement dans l'expression de la première dérivée de la variable de commutation mais dans une de ses dérivées supérieures ce qui sert à réduire le Chattering. [12]

## 3.9 Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté les principes fondamentaux de la commande par mode glissant, la synthèse de la surface de glissement et l'importance du choix de cette dernière pour définir le comportement désiré pour le système commandé. On a ainsi présenté la conception de la loi de commande qui rend cette surface attractive et maintient le système à son voisinage en satisfaisant les conditions de convergence et d'invariance. On a vu aussi l'influence de phénomène de chattering aux systèmes et plusieurs de ces différentes solutions.

Nous avons calculé la loi de commande pour notre système qui est composé de deux termes la commande équivalente et la commande discontinue, cette loi de commande est conçue pour éliminer les oscillations du phénomène de stick-slip et stabiliser la vitesse de l'outil et de top drive à une valeur de référence souhaitée et assurer une robustesse aux

perturbations et variation paramétrique. Pour éliminer le phénomène de broutement qui peut dégrader la précision du système, on a utilisé dans notre cas la solution couche limite par le remplacement de la fonction signe par la fonction saturation.

Une simulation de la commande en boucle fermée en MATLAB sera élaborée dans le chapitre 4.

# Chapitre 4 :

## Les résultats de simulation

#### 4.1. Introduction :

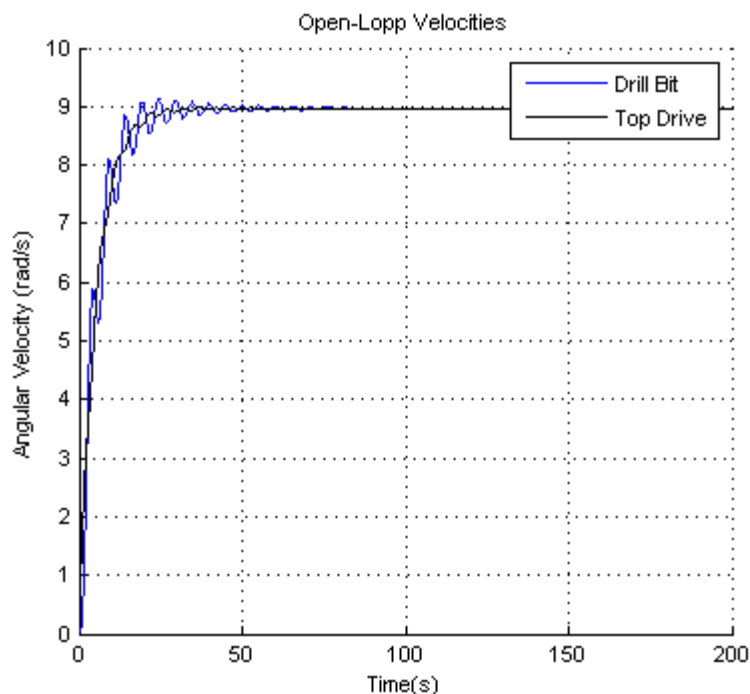
Les vibrations de torsion influencent le fonctionnement du forage, ce qui est réduit la qualité du forage et le taux de pénétrations, mettant en danger l'équipement, à cet effet le contrôle du mode de glissement sera appliqué pour un modèle de forage rotatif. Dans ce chapitre, nous donnerons les résultats obtenus en utilisant le modèle (eq.2.22), après l'implémentation dans MATLAB, en deux parties : les résultats en boucle ouverte (linéaire et non linéaire) et en boucle fermée en utilisant la commande en mode glissant.

#### 4.2. Les résultats de la simulation en boucle ouverte :

##### 4.2.1. Le cas linéaire

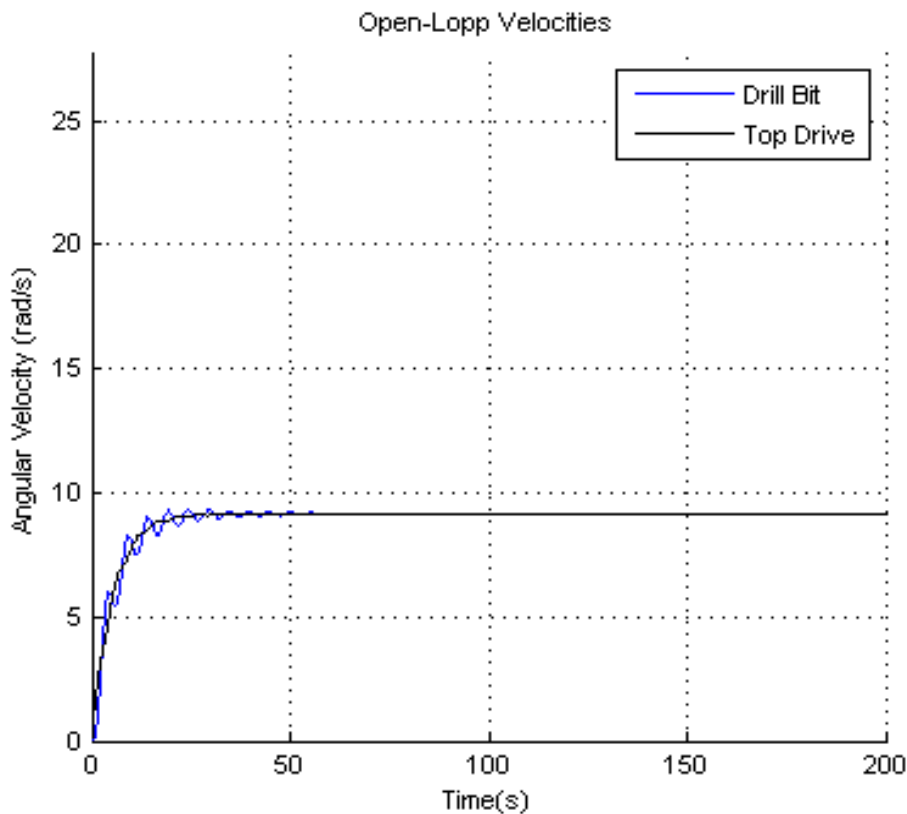
Afin de connaître l'influence des deux modèles de contact outil-roche, nous allons d'abord étudier la réponse de notre modèle dans le cas linéaire, où dans ce cas le couple sur l'outil est pris constant ou égale à zéro.

- ✚ La figure.4.1 illustre la vitesse angulaire de l'outil et du top drive, respectivement par la couleur bleue et noire. On note dans cette figure que lorsque l'entrée est égale à 10 rad/s la vitesse de l'outil est présente de petites oscillations pendant un temps de 0 à 50 s, alors les deux vitesses de l'outil et celle de top drive se stabilisent dans ce temps, à une vitesse de 9 rad/s.



**Figure 4.1:** Réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour :  $u = 10 \text{ rad/s}$  et  $T_{obdy} = 0 \text{ N.m}$ .

- La figure 4.2 montre les courbes de la vitesse angulaire de l'outil et de top drive lorsque la valeur de l'entrée  $u = 100 \text{ rad/s}$  avec le coefficient  $T_{obdy} = 0$ , lorsque le couple de frottement est nul, le phénomène de stick-slip est absent, ce qui a permis de petites oscillations pendant une période de 50s à la suite, les deux vitesses se stabilisent à la valeur 9 rad/s, qui est très loin de l'entrée ( $u=100 \text{ rad/s}$ ).



**Figure 4.2:** Réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $u = 100 \text{ rad/s}$  et  $T_{obdy} = 0 \text{ N.m}$ .

#### 4.2.2. Le cas non linéaire :

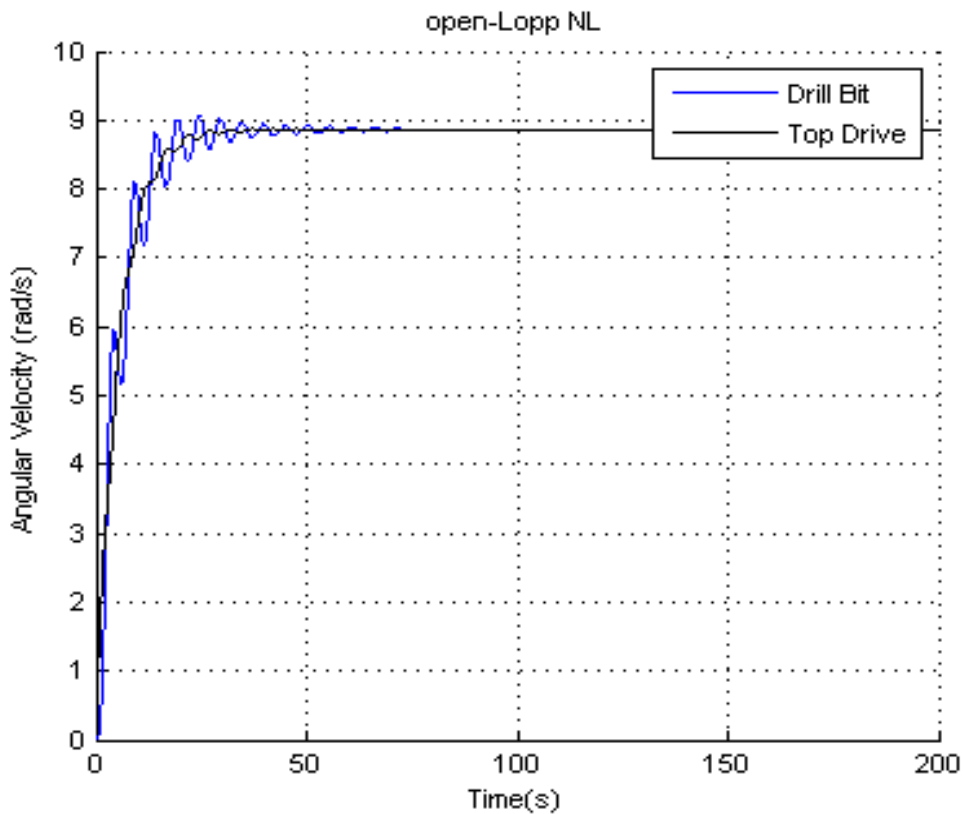
La cause principale du phénomène de stick slip est la relation non linéaire qui existe entre l'outil et la roche, qui est représentée par le modèle de Stribeck (eq.2.25) et le généraliser (eq.2.26). Dans cette partie nous allons étudier et comparer la réponse de notre modèle avec ces deux fonctions, afin de constater l'influence de chacune sur la sévérité du phénomène de torsion.

### 4.2.3. Les résultats de simulation de modèle de Stribeck :

Dans cette partie, nous allons utiliser le modèle de Stribeck en deux scénarios, nous définissons l'entrée et nous faisons varier le coefficient de  $T_{obdy}$ , puis nous faisons l'inverse.

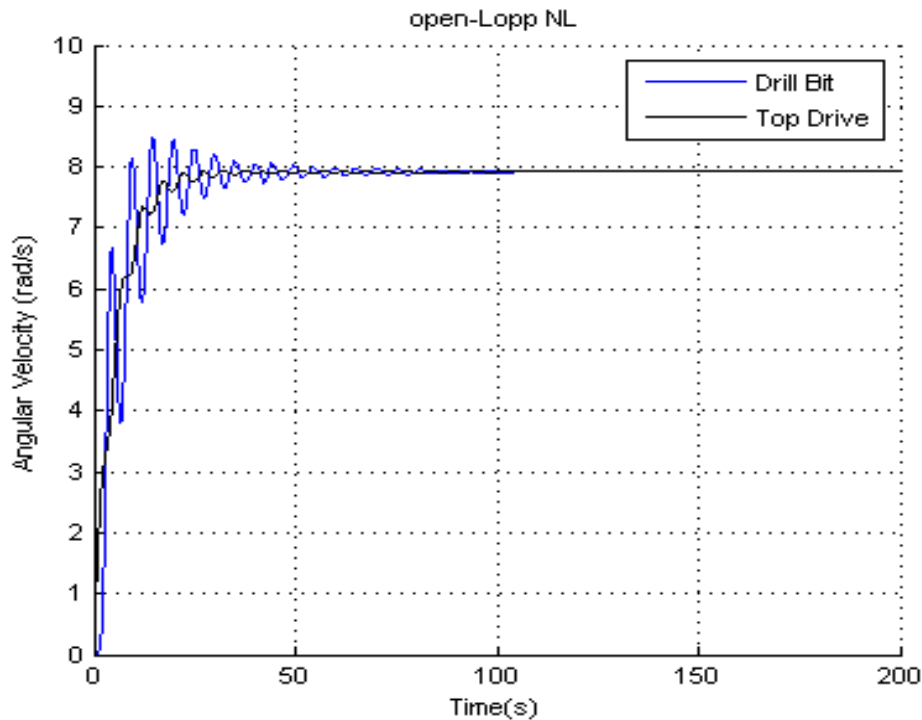
#### A. Fixer la valeur de l'entrée égale à 10 rad/s et varier le coefficient $T_{obdy}$ :

- ✚ La figure.4.3 montre les résultats de simulation obtenus lorsque  $u=10$  rad/s et  $T_{obdy}$  est égale à 50 N.m. On observe que le phénomène de stick slip n'est pas bien représenté et que le système est en "steady drilling" car la vitesse de top drive et de l'outil augmentent jusqu'à atteindre une valeur maximale à  $t=50$  s. Les performances obtenues sont presque identiques au cas linéaire de la figure (4.1).



**Figure 4.3:** Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle Stribeck pour  $u=10$  rad/s et  $T_{obdy}=50$  N.m

- Après avoir augmenté  $T_{obdy}$  à 500 N.m, On remarque sur la figure 4.4 que les vibrations de torsion commencent à apparaître légèrement avec plus d'oscillations dans les courbes des vitesses, et une stabilisation plus lente par rapport à la figure 4.3 (à 75s) ainsi que les deux vitesses plus éloignées de l'entrée, cependant, la vitesse de l'outil ne s'annule pas, de sorte que l'outil n'entre pas dans la phase "stick" et se stabilise à une valeur constante de 8 rad/s.



**Figure 4.4 :** Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle Stribeck pour  $u=10$  rad/s et  $T_{obdy}= 500$  N.m.

- Sur la base d'une comparaison entre les figures 4.3 et 4.4, on peut dire que l'augmentation de  $T_{obdy}$  augmente les vibrations de torsion.
- B. Fixer le coefficient  $T_{obdy}$  égale à 500 N.m et varier la valeur de l'entrée**

- La figure. 4.5 montre l'évolution des vitesses de l'outil et de top drive quand  $u$  est égale à 20 rad/s et  $T_{obdy}$  est égale à 500 N.m. Les valeurs de ces vitesses deviennent stables à 8 rad/s après environ 50 s (très loin de l'entrée). Notez que les vibrations de stick slip ne sont pas bien indiquées.
- Lorsque l'on fixe  $T_{obdy}$  à 500 N.m et que l'on fait varier  $u$  à 40 rad/s, nous obtenons les graphes des vitesses de l'outil et de top drive illustrés ci-dessous (Fig.4.6), qui est caractérisée par une valeur maximale de 8 rad/s dans un temps de 50s. On constate également que les valeurs de  $T_{obdy}$  et de l'entrée  $u$  introduites ne



permettaient pas d'entrer dans la phase de "stick" (la vitesse de l'outil est annulée car le couple sur l'outil est inférieur au couple de frottement statique).

- Après avoir comparé Les figure 4.5 et 4.6, on remarque que l'augmentation de l'entrée n'influence pas vraiment sur les vibrations de torsion, et les deux vitesses sont loin de l'entrée.

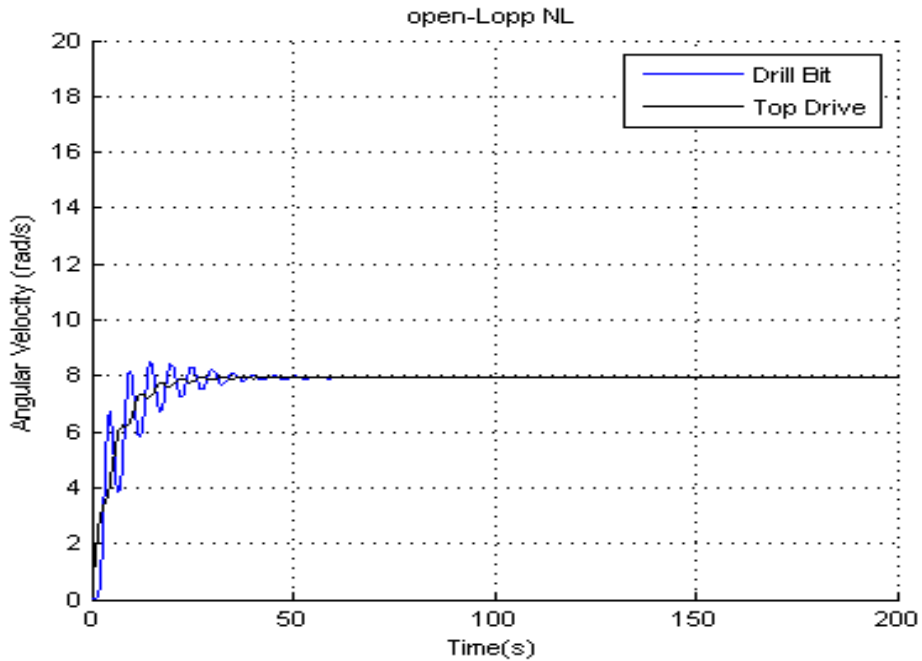
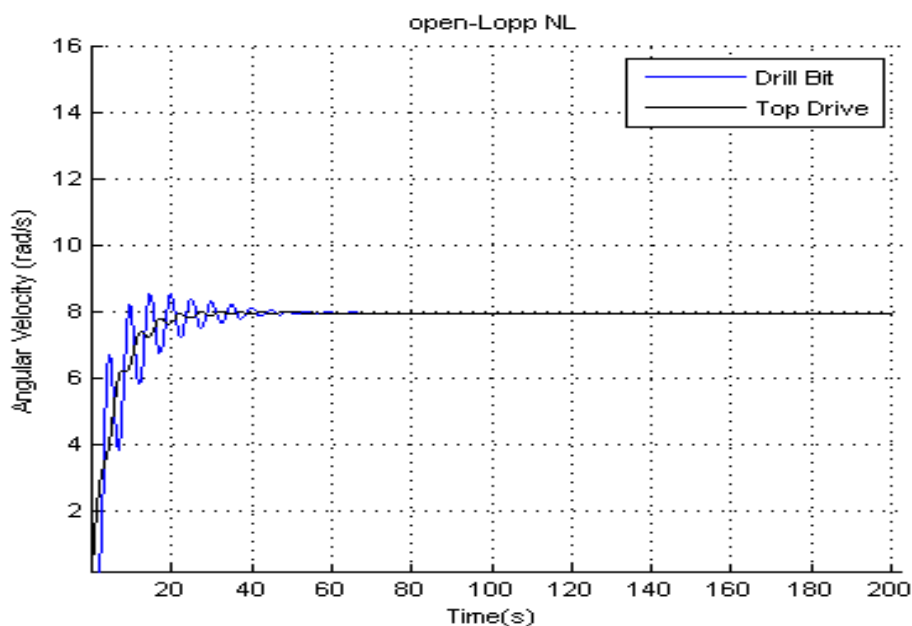


Figure 4.5: Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle Stribeck pour  $u=20$  rad/s et  $T_{obdy}=500$  N.m



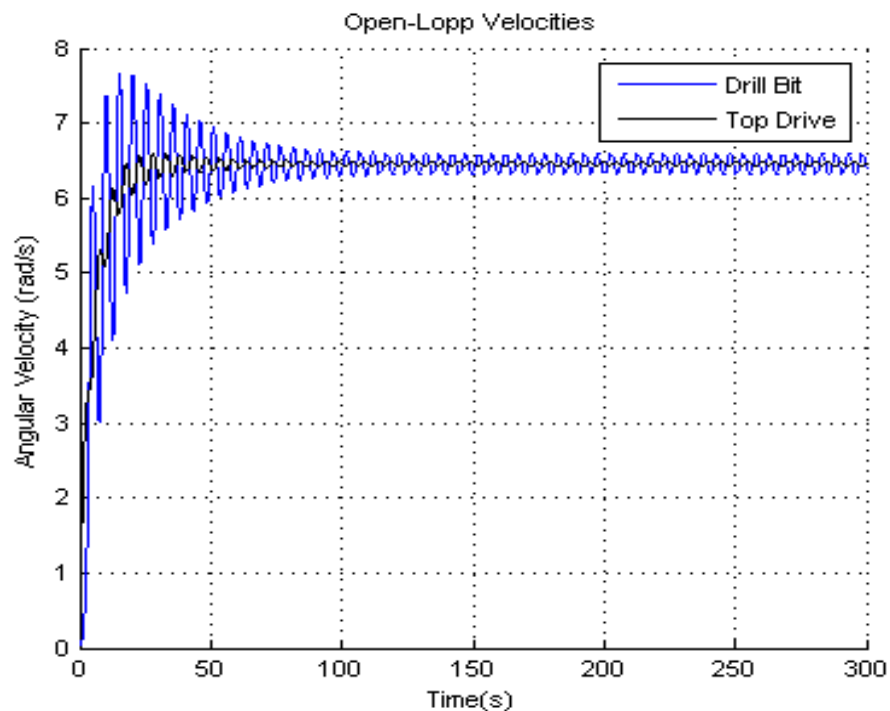
**Figure 4.6 :** Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle Stribeck pour :  $u=40 \text{ rad/s}$  et  $T_{obdy}= 500 \text{ N.m}$

#### 4.2.4. Les résultats de simulations de modèle Générale

Dans cette partie on va utiliser le modèle général pour décrire la relation non linéaire, on utilise deux scénarios, on définit l'entrée et on fait varier le poids sur l'outil  $W_{ob}$ , puis on fait l'inverse.

##### A. Fixer la valeur de l'entrée égale à 10 rad/s et varier la valeur de $W_{ob}$

- La figure 4.7 représente les vitesses angulaires de top drive par la couleur noire et l'outil de forage (drill bit) par la couleur bleue, lorsque l'entrée égale à 10 rad/s et  $W_{ob}= 10 \text{ N}$ , on constate que la vitesse de l'outil atteint une valeur maximale égale à 7.5 rad/s, par contre la vitesse de top drive atteint une valeur de 6.5 rad/s avec des oscillations bien représentées, mais le phénomène de stick slip n'est pas bien représenté car la phase de stick " lorsque la vitesse de l'outil est nulle" n'est pas représenté, après 100 s les deux vitesses se stabilisent avec des petites oscillations.

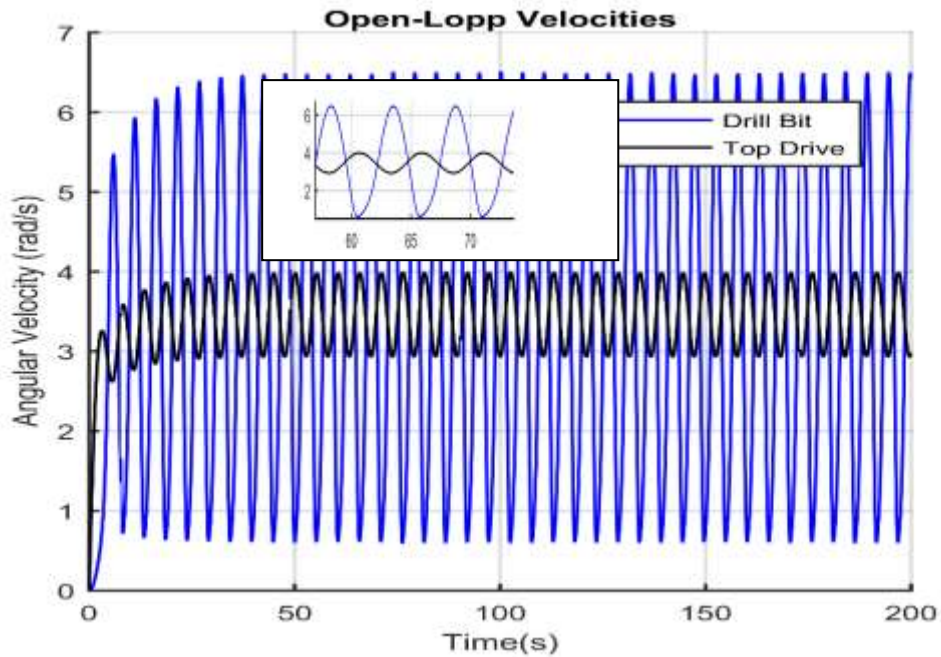


**Figure 4.7 :** Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle généralisé pour  $u= 10 \text{ rd/s}$  et  $W_{ob}= 10 \text{ N}$

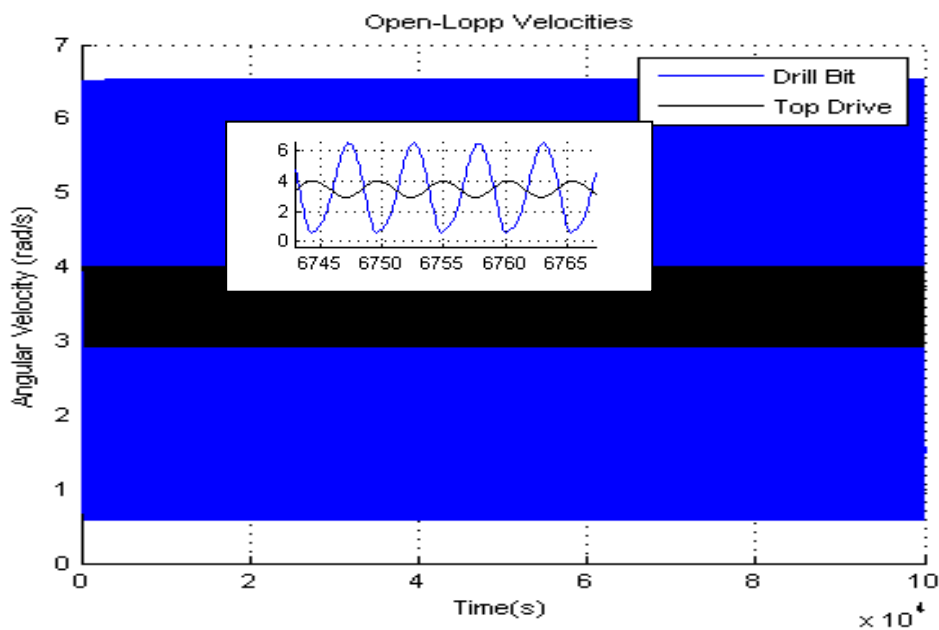
- La figure 4.8 montre les vitesses angulaires de top drive et de l'outil, en utilisant le modèle généraliser. On peut voir qu'après que le poids sur l'outil est augmenté à 20 Newtons, le phénomène de stick slip est clairement visible. De sorte que la phase de

stick « lorsque la vitesse de l'outil est nulle, l'outil est coincé », qui est illustrée à la figure 8.a, et la phase de slip « la vitesse de l'outil est supérieure à la vitesse de top drive et peut atteindre le double » comme illustré à la figure 8.a (de sorte que la vitesse maximale de top drive est de 6.5 rad/s , et d'autre part , la vitesse maximale de l'outil est de 3.7 rad/s ), les deux vitesses oscillent toujours jusqu'à  $t = 10 \times 10^4$  s .

- ✚ On peut donc dire que lorsque le poids sur l'outil augmente (fig.4.7 et fig.4.8) les vibrations de torsion augmentent également.



(a)

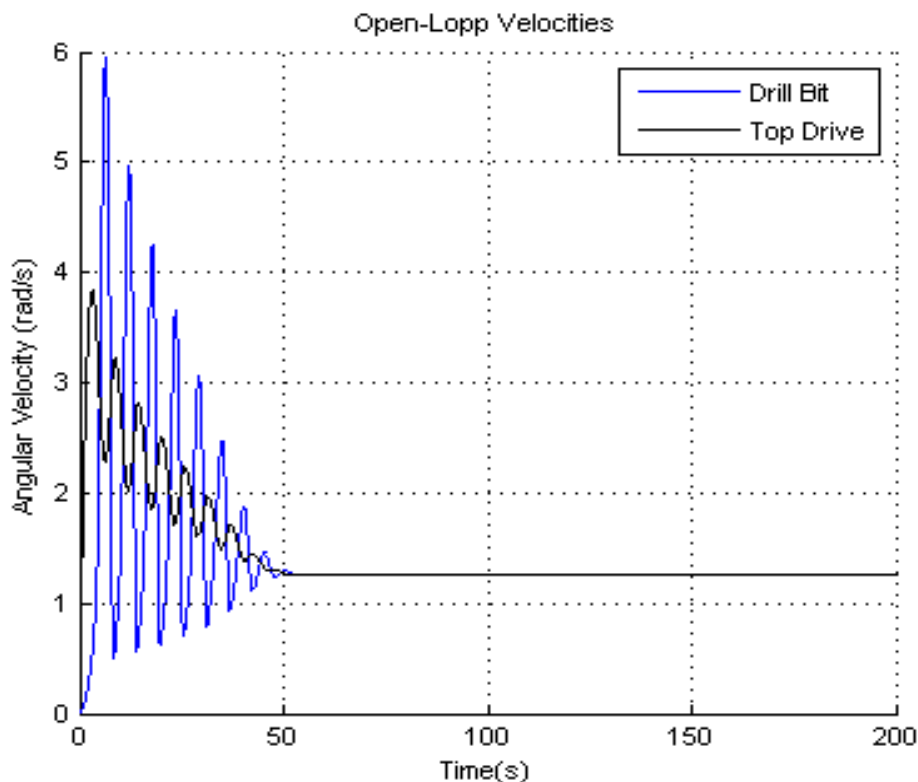


(b)

**Figure 4.8 :** Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle généralisé pour  $u=10$  et  $W_{ob}=20$  avec : a)  $t= 200$  s, b)  $t= 10000$  s

**B. Fixer la valeur de  $W_{ob}$  égale à 30 N et varier l'entrée**

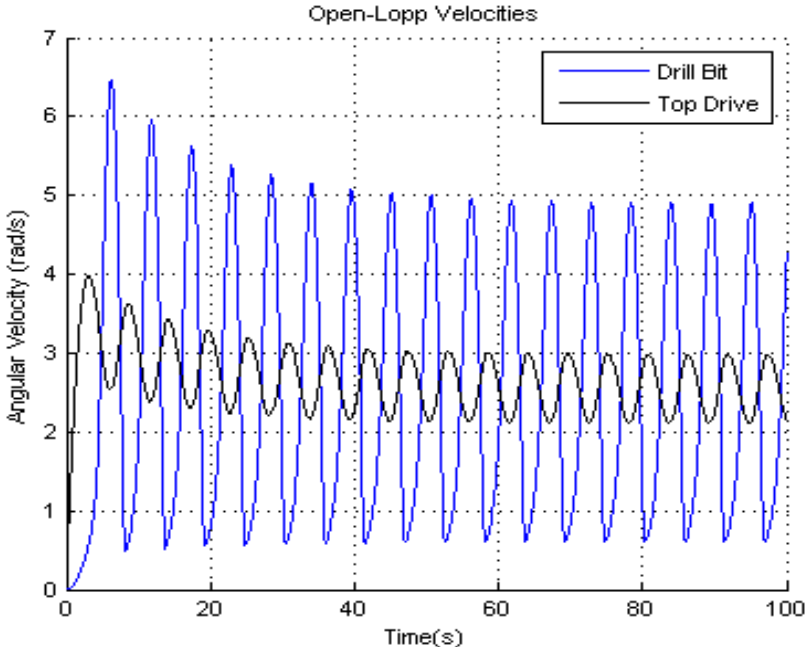
- La figure 4.9 montre les vitesses angulaires de l'outil et de top drive en utilisant le modèle général, lorsque  $W_{ob}$  égale à 30 N et que l'entrée égale à 800 rad/s, on remarque que le phénomène de stick slip existe dans les 50 s, la phases de glissement «slip phase» est bien représenté, avec la vitesse maximale de l'outil est de l'ordre de 6 rad/s et celle de top drive est égale à 3.7 rad/s, après cet intervalle, les deux vitesses diminuent à 1,3 rad / s.



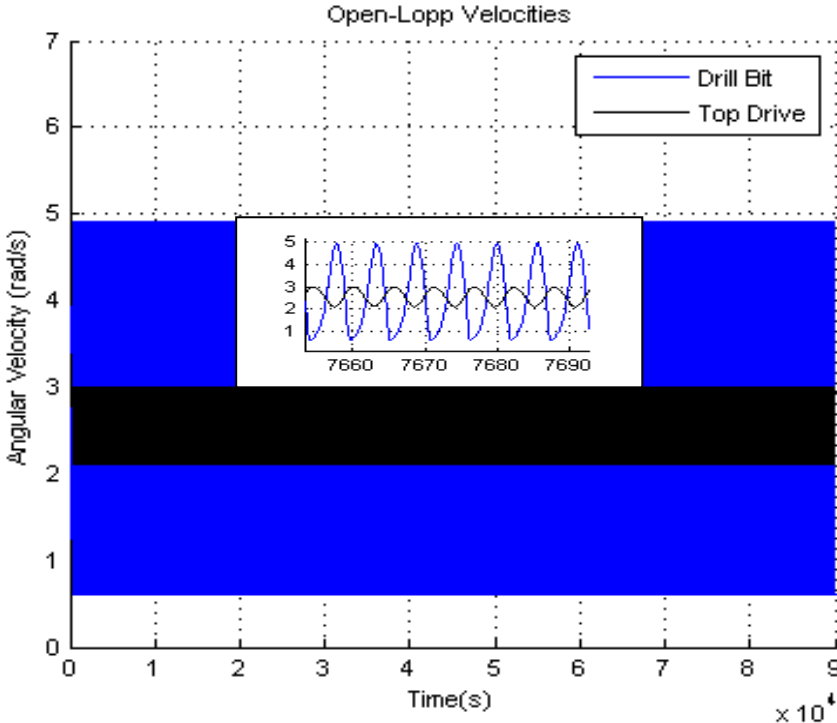
**Figure 4.9 :** Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle généralisé pour  $u=800$  rad/s et  $W_{ob}=30$  N

- La figure 4.10 représente les vitesses angulaires de l'outil et de top drive, en utilisant le modèle général, après l'augmentation de l'entrée à 1000 rad/s, on constate que le phénomène de stick slip est bien illustré à la figure (4.8.a), et que la vitesse angulaire de top drive est égal à 3 rad/s, et la vitesse angulaire de l'outil est égal à 5 rad/s, et ils restent oscillants même si le temps est égal à 90000 (Fig.4.8.b).

✚ Ainsi, d'après la comparaison entre les figures 4.9 et 4.10, on constate que l'augmentation de l'entrée sert à augmenter les vibrations de torsion



(a)



(b)

**Figure 4.10 :** Les réponses en boucle ouverte des systèmes de forage rotatif du modèle généralisé pour  $u=1000 \text{ rad/s}$  et  $W_{ob}= 30 \text{ N}$  avec a)  $t=100 \text{ s}$ , b)  $t=90000 \text{ s}$

### 4.3. Les résultats de la simulation en boucle fermée :

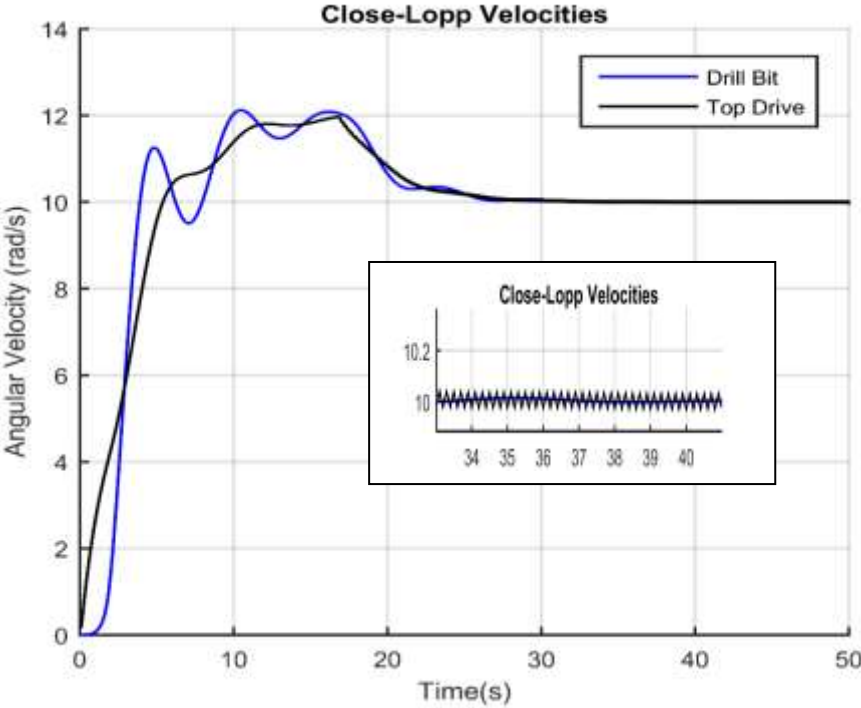
Cette section est divisée en deux parties, la première contient les réponses obtenues par la commande en mode glissant par l'utilisation du modèle stribeck, et dans la seconde par l'utilisation du modèle général, dans cette section nous avons réussi à réduire les vibrations de torsion en un minimum de temps.

#### 4.3.1. La fonction de Stribeck :

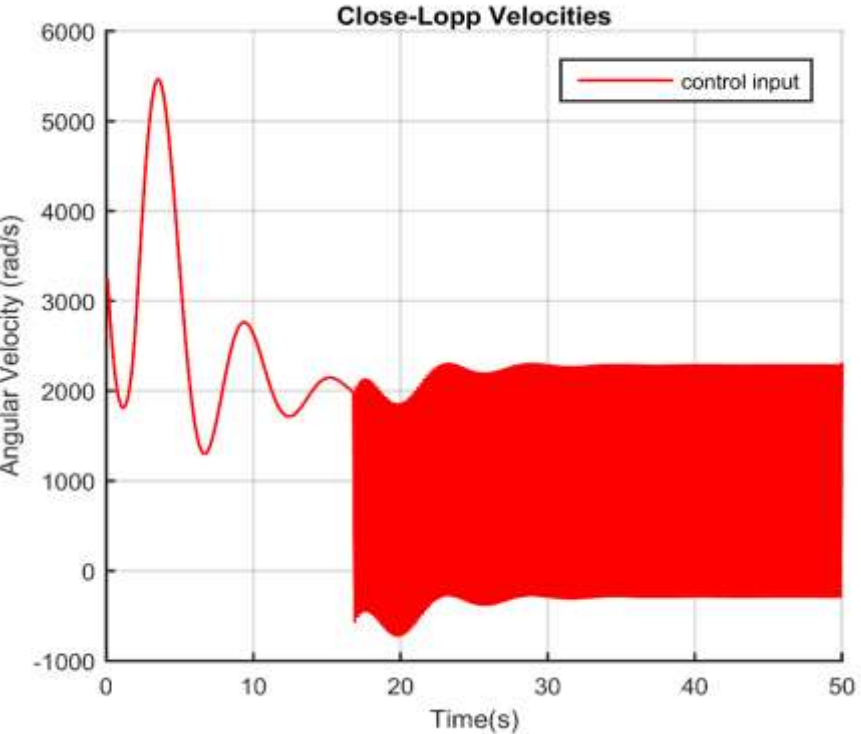
##### ➤ Première simulation :

La figure au-dessous (4.11) représente l'évolution des vitesses angulaires de la commande et de la surface de glissement par les figures (4.11.a, 4.11.b, 4.11.c) respectivement, lorsque la commande par mode glissant est appliquée avec les paramètres  $\lambda= 0.3$  et  $K= 0.6$ , on remarque sur ces figures que :

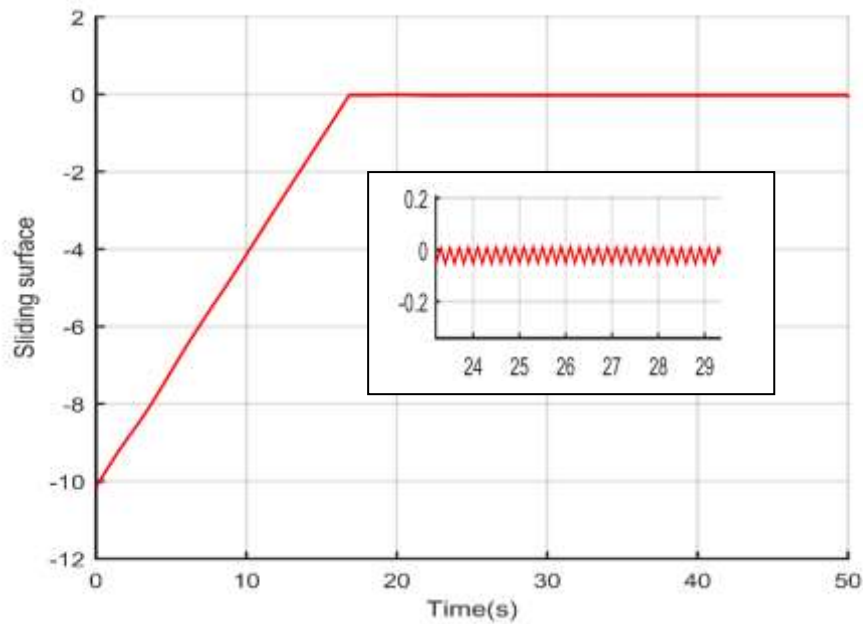
- a) Les deux vitesses de top drive et de l'outil s'augmentent avec des petites oscillations jusqu'à à  $12 \text{ rad/s}$ , après  $28 \text{ s}$  les deux vitesses se stabilisent à la valeur de  $10 \text{ rad/s}$  qui est égale à la valeur de consigne ( $Q_{ref}$ ), avec la présence de phénomène de broutement (les deux vitesses oscillent autour de la valeur de consigne), dont la cause est la présence du terme discontinu.
- b) Le phénomène de broutement est bien montré dans la courbe de la commande (fig. 4.11.b) de  $t= 17\text{s}$ , la valeur de commande augmente de  $3100 \text{ rad/s}$  jusqu'à  $5500 \text{ rad/s}$  et continue à varier jusqu'à  $t=17 \text{ s}$  ou le phénomène de broutement « » apparaît et il est bien montré. Le broutement provoque un certain nombre d'effets indésirables qui empêchent la praticité des contrôleurs à mode glissant et peuvent endommager les composants du système (outil, top drive... etc.) et réduire la précision du contrôle.
- (a) La surface de glissement augmente de la valeur ( $-10 \text{ rad /s}$ ) jusqu'à ce qu'elle s'annule à  $t= 30 \text{ s}$ , ce qui est le but de la commande.



(a)



(b)



(c)

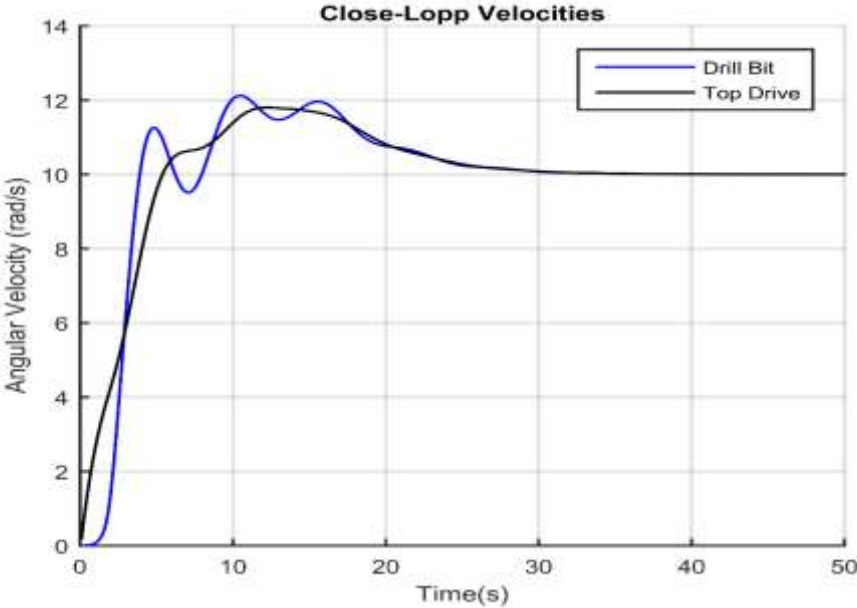
**Figure 4.11** : Les réponses par l'utilisation du contrôle en mode glissant pour les paramètres  $\lambda=0.3; K=0.6$ ; a) les vitesses angulaire b) l'entrée de commande c) la surfaces de glissement.

➤ **Deuxième simulation :**

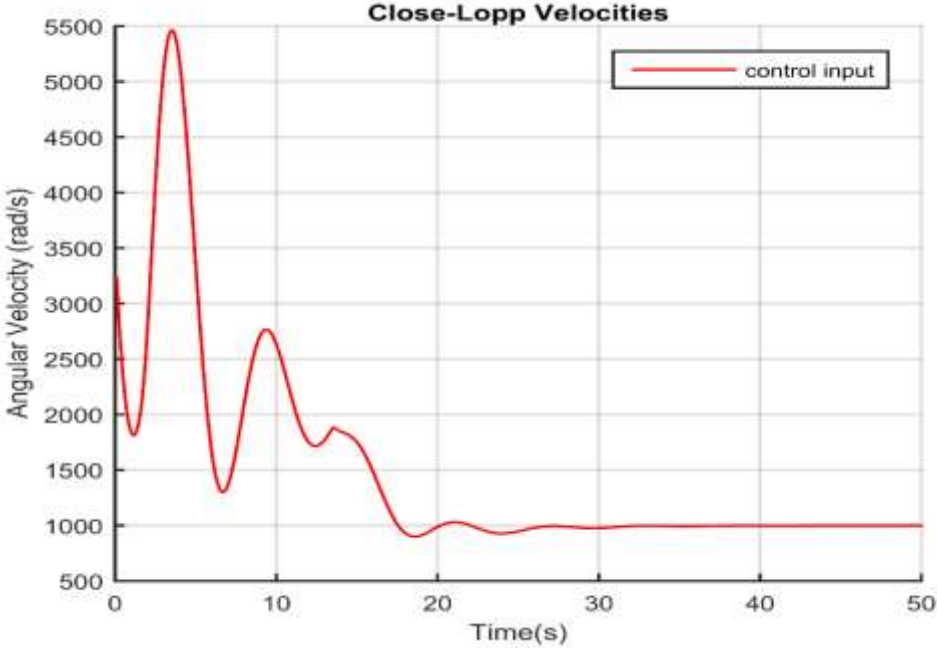
Le phénomène de broutement (chattering) entraîne une perte d'énergie, qui affecte l'efficacité globale du système, ne permet pas non plus de suivre et de stabiliser avec précision la vitesse souhaitée, pour cela nous éliminerons ce phénomène par l'utilisation de la fonction de saturation au lieu de la fonction signe.

- ✚ On constate sur la figure 4.12 : que la seule différence entre l'utilisation de la fonction signe et la fonction saturation est le phénomène de broutement qui a été éliminé, l'évolution des vitesses angulaires est presque les mêmes que sur la fig.4.11.a. Ainsi, la fonction saturation sert à régler le problème de broutement.

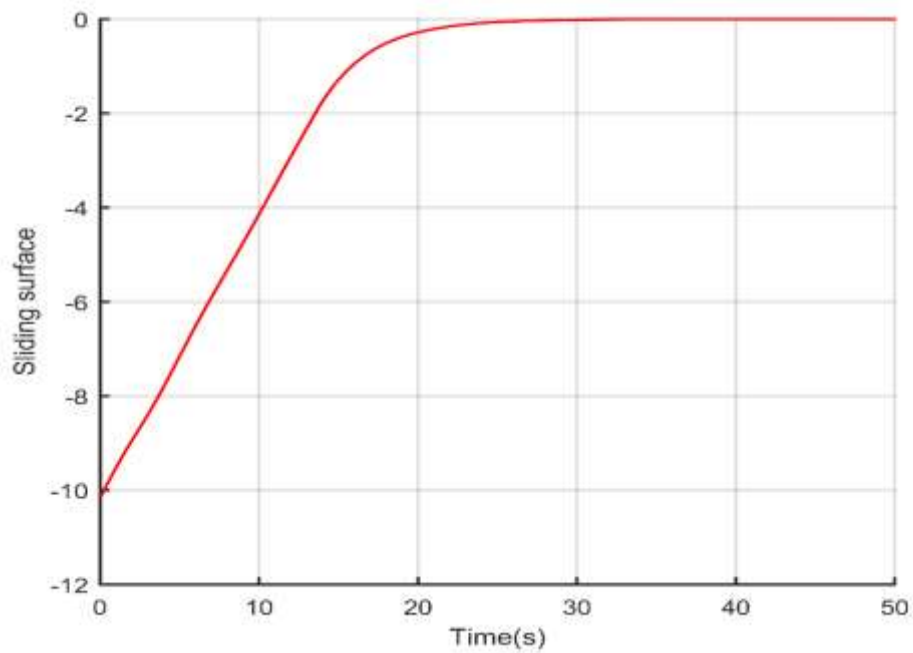




(a)



(b)

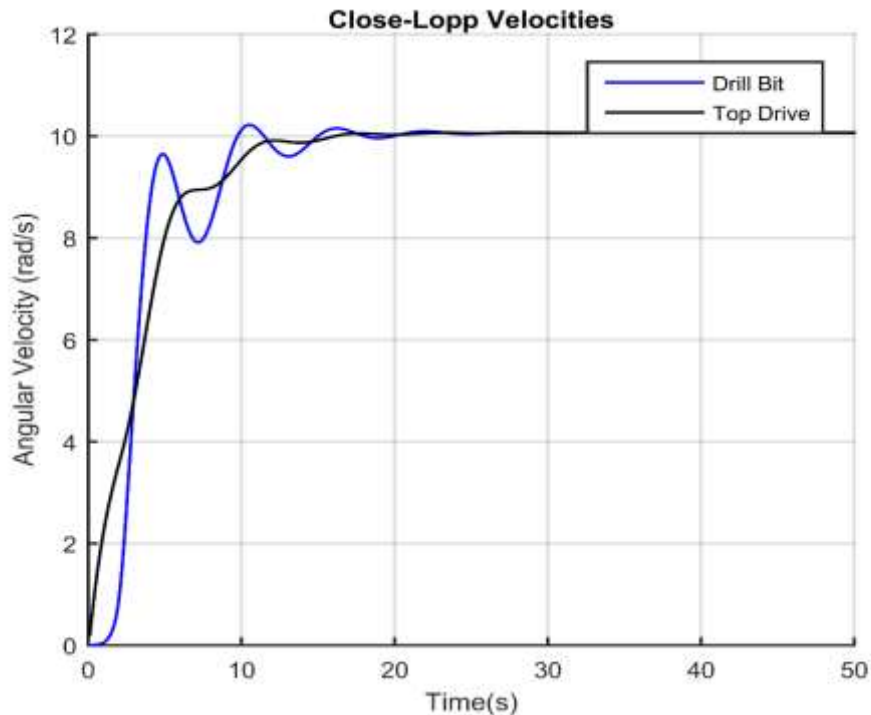


(c)

**Figure 4.12** : Les réponses par l'utilisation du contrôle en mode glissant pour les paramètres  $\lambda=0.3;K=0.6$  avec la fonction de saturations ; a) les vitesses angulaire b) l'entrée de commande c) la surfaces de glissement.

➤ **Troisième simulation :**

- ✚ Afin d'obtenir de bonnes performances, d'améliorer le temps de réponse, on réduit la valeur de  $K$  à 0,02 et on fixe  $\lambda$  à 0,3 et  $\phi$  à 2,5 (fig. 4.13). On observe que les vitesses angulaires dans les 20 premières secondes oscillent légèrement et elles se stabilisent à la valeur demandée 10 rad/s (la valeur de consigne  $Q_{ref}$ ), sans dépassement. En conséquence que ces paramètres ont amélioré les performances du système et le temps de réponse.



**Figure 4.13 :** Les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation du contrôle en mode glissant pour les paramètres  $\lambda= 0.3;K= 0.02 ;\phi=2.5$ .

#### 4.3.2. La fonction générale :

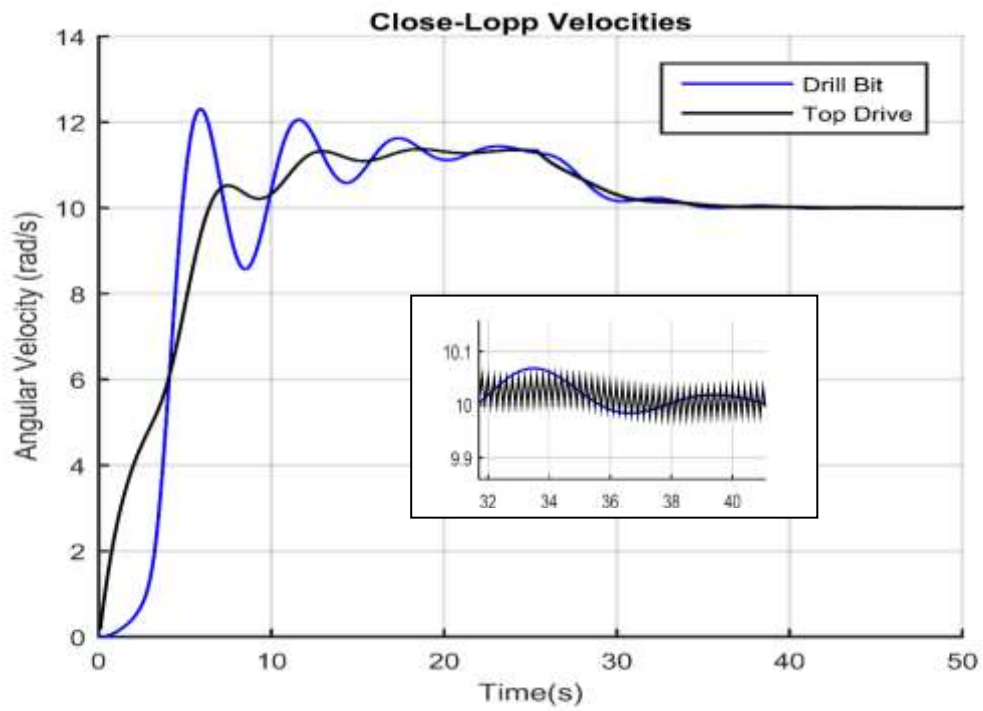
##### ➤ Première simulation :

✚ La figure 4.14 illustre l'évolution des vitesses de rotation de l'outil et de top drive en boucle fermée présentées par les courbes bleue et noire respectivement (fig.4.14.a), commande (control input) présentée par la couleur rouge, fig.4.14.b) la surface de glissement montrée par la couleur rouge (fig.4.14.c).

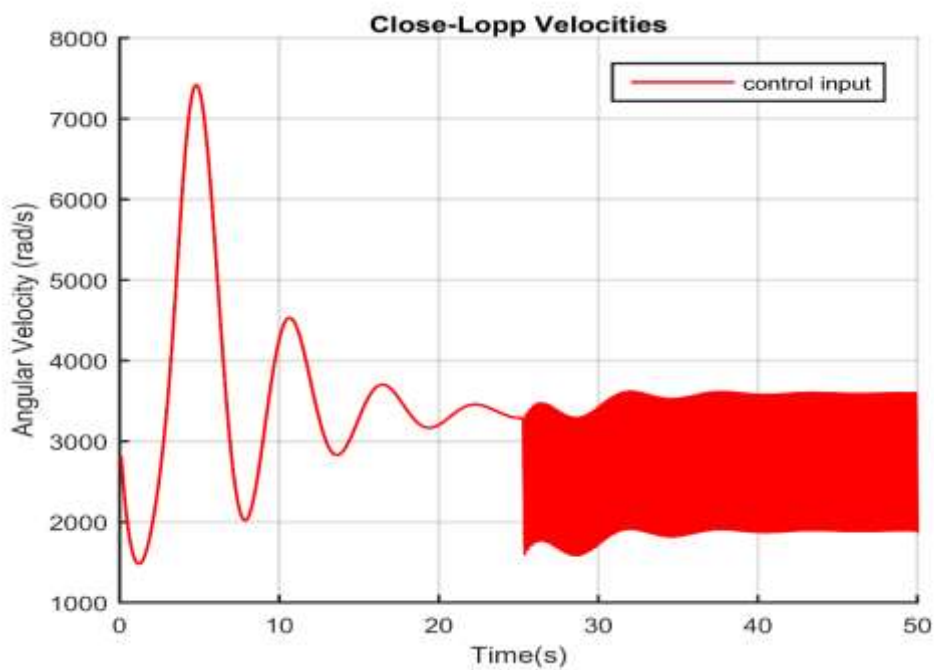
✚ Quand on fixe :  $\lambda$  à 0.3,  $K$  à 0.4 et  $W_{ob}$  à 20 N, On constate :

- L'absence du phénomène de stick-slip et la stabilisation des vitesses de top drive et de l'outil à la valeur de consigne  $Q_{ref} = 10 \text{ rad/s}$ , après une période de 35 s.
- L'atténuation des oscillations de la courbe d'évolution de l'entrée de la commande dans un temps de 25 s, cependant on observe l'apparition de phénomène de broutement "chattering" dû à la discontinuité de la commande à cause de l'utilisation de la fonction "signe"

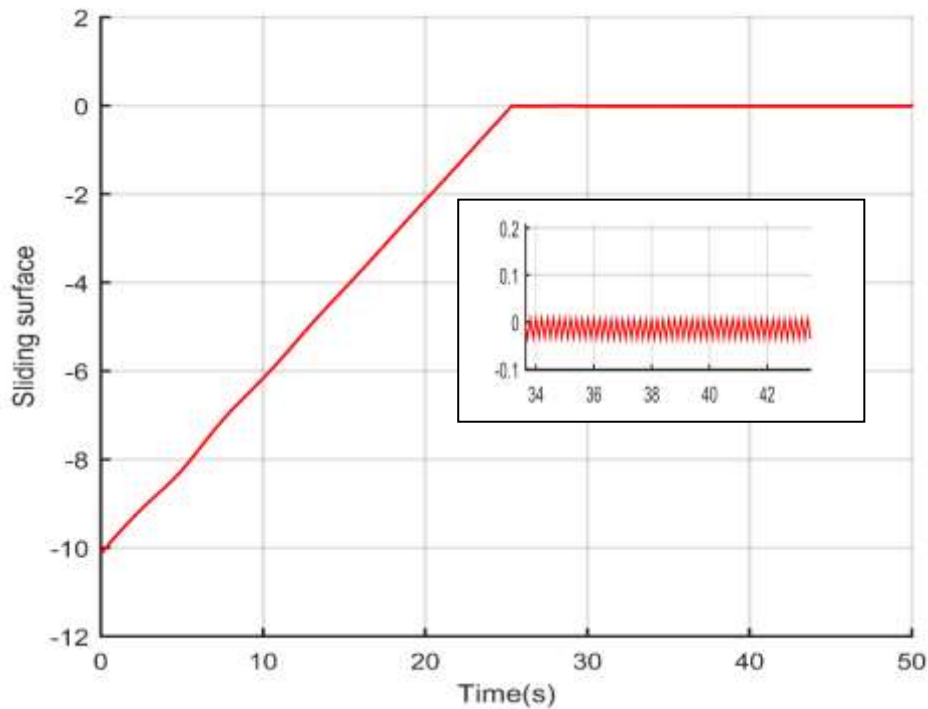
- c) La surface de glissement augmente de la valeur (-10 rad/s) jusqu'elle s'annule à t=25 s.



(a)



(b)



(c)

**Figure 4.14** : Les réponses par l'utilisation du contrôle en mode glissant pour les paramètres  $\lambda=0.3;K=0.4$  a) les vitesses angulaire b) l'entrée de commande c) la surfaces de glissement

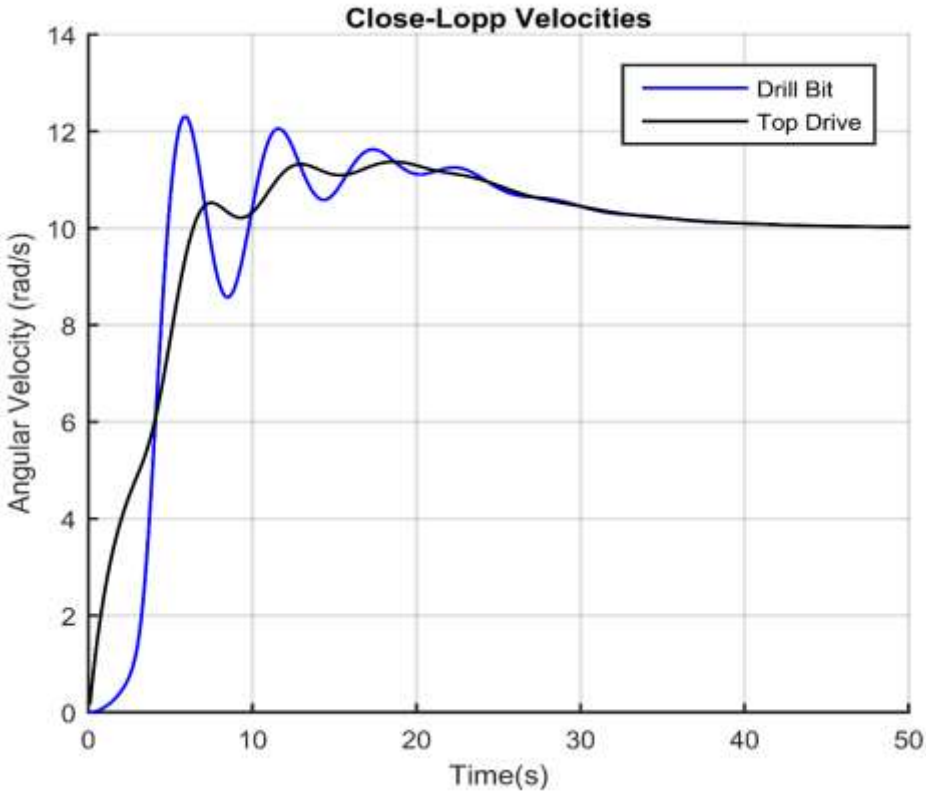
➤ **Deuxième simulation :**

✚ A pour bien éliminer le phénomène de chattering on va utiliser la fonction saturation a la place de la fonction signe comme indiqué à la figure 4.15.

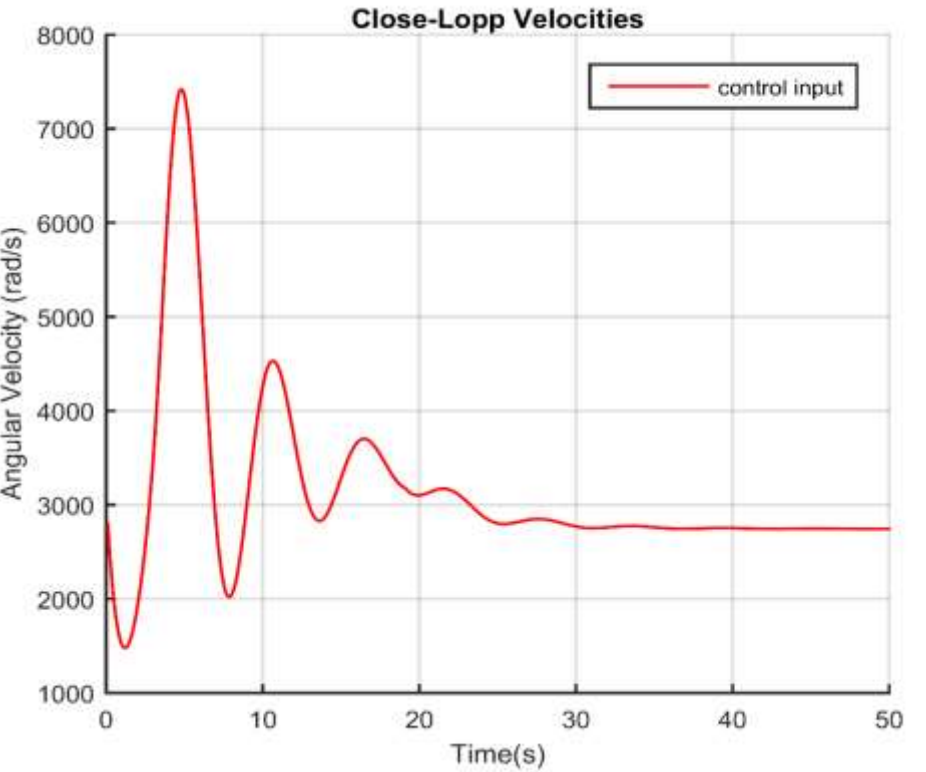
✚ Nous utiliserons les mêmes paramètres dans la figure 4.14, la seule différence est que nous avons ajouté phi égal à 2,5, on constate :

- La valeur des vitesses angulaires devient stable et égale à la valeur de consigne  $Q_{ref}=10$  rad/s après 40 s avec présence d'un 1<sup>er</sup> dépassement de 20 % observé à  $t= 7$  s.
- L'entrée de la commande se stabilise à la valeur 2743.6365 rad/s quand la surface de glissement s'annule après 40 s, le phénomène de chattering est éliminé grâce au remplacement de la fonction signe par la fonction de saturation et le bon choix du paramètre "phi".

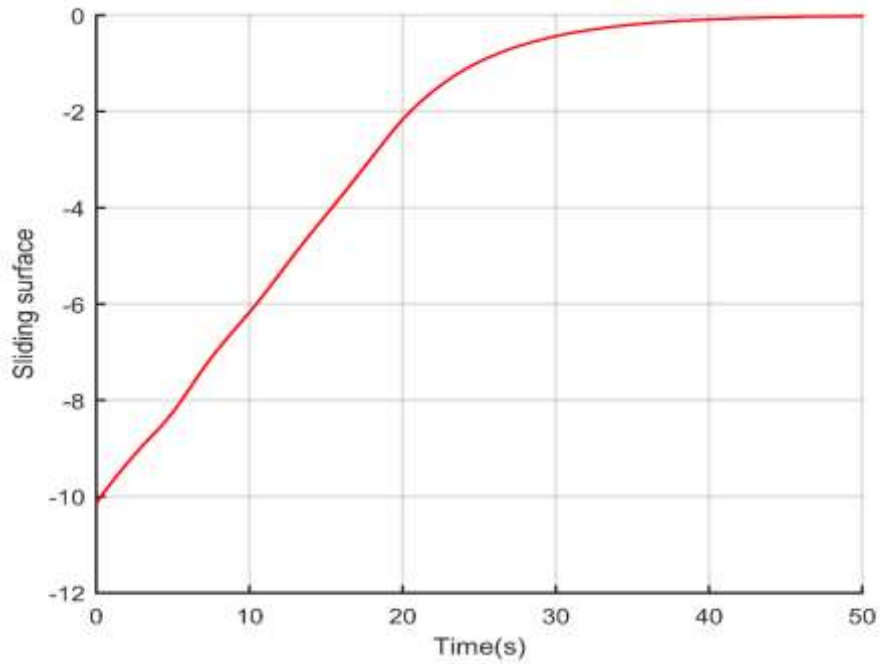
c) L'annulation de la surface de glissement est plus lente avec un temps de 40 s, ce qui a permis d'éliminer la discontinuité de commande.



(a)



(b)



(c)

Figure 4.15 : Les réponses par l'utilisation du contrôle en mode glissant pour les paramètres  $\lambda=0.3;K=0.4, \phi=2.5$ , avec la fonction saturations ; a) les vitesses angulaire b) l'entrée de commande c) la surfaces de glissement

➤ Troisième simulation :

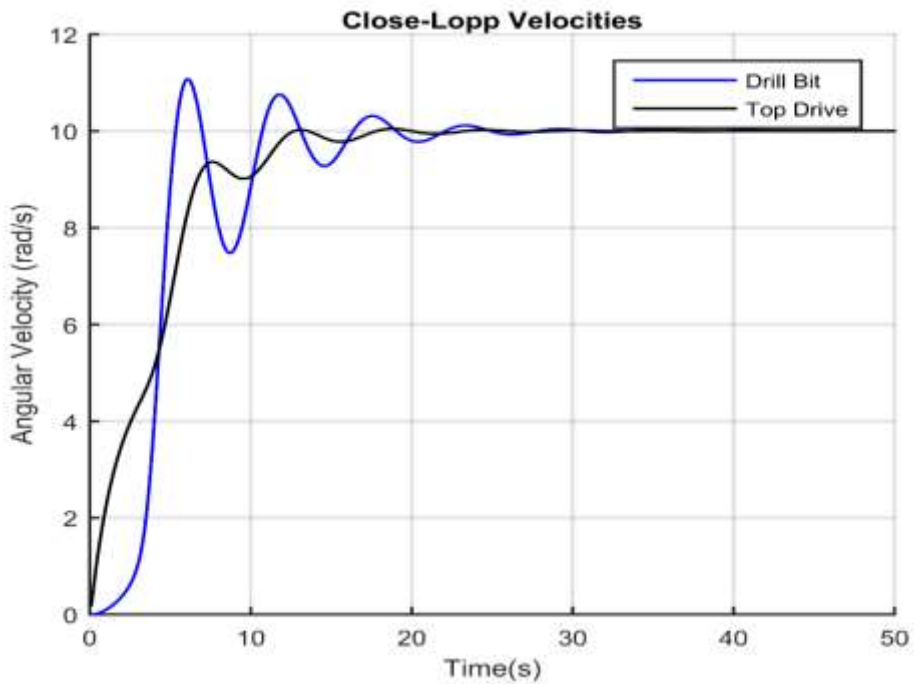


Figure 4.16: Les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation du contrôle en mode glissant pour les paramètres  $\lambda=0.3;K=0.001, \phi=2.5$ .

✚ La figure 4.16 présente les courbes de : vitesses de rotation de l'outil et de top drive en boucle fermée (présentées par les courbes bleues et noires respectivement), lorsque :  $\lambda = 0.3$ ,  $K = 0.001$ ,  $\phi = 2.5$  et  $W_{ob} = 20$  N, on remarque :

- L'amélioration de temps de stabilisation des vitesses de l'outil et de top de drive (à la valeur souhaitée) à 30 s quand on a réduit la valeur du paramètre K, également le 1<sup>er</sup> dépassement est diminué à 10 % à  $t = 7$  s.

#### 4.4. Une étude comparative :

✚ En comparant les résultats de la Fig. 4.13 et la Fig. 4.4 : les deux vitesses en boucle ouverte éloignées de l'entrée, qui se stabilisent à une valeur constante de 8 rad/s après un temps égal à 50 s, et en boucle fermée on a réussi à éliminer les vibrations de torsion dans un temps égale à 20 s.

✚ En comparant les résultats de la Fig. 4.16 avec la Fig. 4.8, les simulations en boucle ouverte ( $W_{ob} = 20$  N) ont présenté un ralentissement ou un arrêt cyclique de l'outil et les deux vitesses oscillent jusqu'à  $t = 10 \cdot 10^4$  s, ce qui est très élevé et peut endommager les réservoirs, et après utilisation de la commande, de bons résultats ont été obtenus sans dépassement, de plus le temps de stabilisation est très acceptable ( $t = 30$  s).

#### 4.5. Conclusion :

L'objectif de ce chapitre est de minimiser les vibrations de torsion en un temps minimum par la commande en mode glissant.

- Nous avons utilisé deux modèles de contact d'outil et de la roche (Stribeck, généralisé), en boucle ouverte qui nous a permis de bien montrer la sévérité des vibrations de torsion.
- Nous avons appliqué la commande par mode glissant pour les deux modèles de contact outil-roche, et nous avons réussi à minimiser les vibrations en un temps égal à 20 s pour le 1<sup>er</sup> modèle et en un temps égal à 30 s pour le 2<sup>ème</sup> modèle, sans dépassement.



# Conclusion générale

### *Conclusion générale*

Dans ce mémoire, on a utilisé la commande par mode glissant pour l'objectif d'éliminer le phénomène de stick-slip dans la garniture de forage. Ce phénomène détériore la performance du système de forage et provoque la défaillance de l'outil et l'usure de garniture.

Un modèle de deux degrés de liberté a été introduit pour modéliser la garniture de forage d'un puits vertical, en choisissant deux modèles d'interaction outil-roche qui reproduisent le processus réel, on a négligé certaines dynamiques pour garder une complexité raisonnable du modèle (frottements avec les parois du puits, retard des actionneurs...). Puis une simulation en boucle ouverte de ces deux modèles a été faite avec une analyse paramétrique des résultats, cette analyse a démontré le rôle essentiel de certains paramètres dans l'apparition du phénomène de stick-slip et nous a permis d'identifier un rang des valeurs à partir desquelles ce phénomène se manifeste.

On a développé un contrôleur par mode glissant qui a éliminé les oscillations de stick-slip et il a stabilisé la vitesse de top drive et de l'outil de forage à une vitesse désirée, en introduisant une surface de glissement qui présente le comportement désiré du système. Un inconvénient majeur qui affecte la stabilité et la précision de la réponse du système, est survenu lors de l'implantation de la loi de commande dans les systèmes réels est le phénomène de broutement. Pour l'éliminer on a remplacé la fonction signe par une fonction de saturation, avec un bon choix de la valeur du gain ( $\phi$ ), on a effectué un bon compromis entre la réduction du broutement.

Une simulation en boucle fermée a été faite pour illustrer l'influence de la commande par mode glissant, avec un choix des valeurs des paramètres de forage qui font bien apparaître le stick-slip (à partir des résultats de la simulation en boucle ouverte).

Cette simulation en boucle fermée BF a été accompagnée avec une variation des différents paramètres de contrôleurs ( $K$ ,  $\lambda$ ,  $\phi$ ) pour assurer un compromis entre la réduction de temps de convergence, la minimisation de broutement. D'après les résultats de simulation, on a évidemment constaté que les valeurs choisies ont bien effectué cet objectif ce qui assure l'efficacité de la commande par mode glissant pour l'élimination des vibrations de torsion dans les systèmes mécaniques qui peuvent être décrits par un modèle similaire à celui présenté dans ce mémoire.

**BIBLIOGRAPHIE :**

- [1]: Abbas.H.A(2011), Thèse de Magister "Les bourbiers des forage pétroliers et des unités de production : Impact sur l'environnement et technique de traitement", Université KasdiMerbahourgla, 16-22
- [2]: M.kidouche, A.Charref (2006)"constructive methodology of Lyapunov function of composites systems with non linear interconnection term", International journal of robotics and automation 21(1),19-24
- [3]: Saldivar, B., Mondié, S., Niculescu, S. I., Mounier, H., & Boussaada, I. (2016). A control oriented guided tour in oilwell drilling vibration modeling. *Annual reviews in Control*, 42, 100-113.
- [4]: Bouhamida hayat, hazedj Hafsa, mémoire de Master "Technique de forage et étude des caractéristiques de la boue dans les différentes phases à Hassi Messaoud ",(2014/2015), 32-35
- [5]: BRETON, T. G. (2003, août 21). article "*Edwin L.drake et le forage petroliers*". Consulté le août 06, 2019, sur Les Echos: [www.les-echos.fr](http://www.les-echos.fr)
- [6]: Mendil, C., Kidouche, M., & Doghmane, M. Z. (2021). Hybrid sliding PID controller for torsional vibrations mitigation in rotary drilling systems. *Indonesian Journal of Electrical Engineering and Computer Science*, 22(1), 146-158.
- [7]: Navarro-López, E. M., & Licéaga-Castro, E. (2009). Non-desired transitions and sliding-mode control of a multi-DOF mechanical system with stick-slip oscillations. *Chaos, Solitons & Fractals*, 41(4), 2035-2044.
- [8]: Doghmane, M. Z., Bacetti, A., & Kidouche, M. (2020, December). Stick-Slip vibrations control strategy design for smart rotary drilling systems. In *International Conference in Artificial Intelligence in Renewable Energetic Systems* (pp. 197-209). Springer, Cham.
- [9]: Romano, R. A., & Garcia, C. (2008). Karnopp friction model identification for a real control valve. *IFAC Proceedings Volumes*, 41(2), 14906-14911.
- [10]: Weng ,C.C,Karkoub ,M.,Yu,WS et Al 2021,"trajectory tracking control for rotary drilling systems via integral sliding mode control approach ", ASME letters in dynamic systems and control, vol 1,No 3,p 03 1001

[11]: Talhaoui, H. (2016). *Contrôle par mode glissant: Observation et estimation paramétrique d'une machine à induction avec défauts* (Doctoral dissertation, Université Mohamed Khider-Biskra).

[12]: Deghboudj I. (2013). *Memoire: commande des systemes non linéaires par mode glissant d'ordre supérieur*. Constantine .6-7

[13]: Vaziri, V., Kapitaniak, M., and Wiercigroch, 2018, "suppression of drill -string stick-slip vibration by sliding mode control : numerical and experimental studies", *Journals European journal of applied mathematics*, 29(5), pp.805-825

[14]: Mendil, C., Kidouche, M., & Doghmane, M. Z. (2021), " Modeling of hydrocarbons rotary drilling systems Under torsional vibration : a survey ", In : Hatti M. (Eds) *artificial intelligence and renewables towards an energy transition*. ICAIRES(2020). lecture notes in networks and systems, vol 174. springer, cham

[15]: Karnopp, D. (1985). *livre "Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems"*. *J Dyn Syst Meas control* 107.

[16]: vromen, T et al , "mitigation of torsional vibration in drilling systems: robot control approach" , *IEEE Transection on control systems technology* , Vol 27, no. 1, pp.249-265, janvier 2019

[17]: Doghmen M.Z ., "Conception de commande décentralisée des systèmes complexes en utilisant les stratégies de décomposition et optimisation par BMI", PhD, thesis, IUniversity M'hamed Bougara , Boumerdes 2019

[18]: ministere de l'energie Algerienne. (2019). "*hydrocarbures*". Récupéré sur ministere de l'energie Algerienne : [energy.gov.dz](http://energy.gov.dz)

[19]: Riane, R., Kidouche, M., Illoul, R., & Doghmane, M. Z. (2020). Unknown resistive torque estimation of a rotary drilling system based on kalman filter. *IETE Journal of Research*, 1-12.

[20]: Doghmane, M. Z., Kidouche, M., "decentralized controller robustnesse improvement using longitudinal overlapping decomposition application to web windin system", *Elektronika ir Elektronika*, 24(5), 10-18 , 2018

- [21]:Raine Rami, M. (2014/2015). Mémoire de Magister"*contribution à la synthese d'observation Adabtatique à entrées inconnues d'un systeme de forage rotary :Simulation sous Labview"*., ALGERIE: Faculté des hydrocarbures et de la chimie.UMBB
- [22]:Kidouche M, Raine R,"on the design of proportional integral observer for a rotary drilling system ",in the 8 dh ,CHAOS confirence proceedings ,Henri poincaré instutute, Paris France, may 26-29, 2015
- [23]: Mendil, C., Kidouche, M., &Doghmane, M. Z. (2021). Hybrid Backstepping Sliding Mode Controller for Stick–slip Vibrations Mitigation in Rotary Drilling Systems. *IETE Journal of Research*, 1-11.
- [24] : Jrad, H. (2014). Thèse de doctorat :*Etude du comportement dynamique non linéaire des composants viscoélastiques : Caractérisation, modélisation et identification*. paris: HAL.pp 28-36
- [25] V. I. Utkin, "Variable structure systems with sliding modes," *IEEE Trans. Automat. Contr.*, vol. AC-22, pp. 212–222, 1977.
- [26] K. D. Young and S. Drakunov, mémoire "Sliding mode control with chattering reduction," in *Proc. 1992 Amer. Contr. Conf.*, Chicago, IL, June 1992, pp. 1291–1292
- [27] : W. C. Su, S. V. Drakunov, U". O" zguner, and K. D. Young, "Sliding mode with chattering reduction in sampled data systems," in *Proc. 32nd IEEEConf. Decision Contr.*, San Antonio, TX, Dec. 1993, pp. 2452–2457
- [28]: G. Bartolini, A. Ferrara and E. Usai, "Chattering avoidance by second order sliding mode control", *IEEE Trans. Automat. Control*, Vol. 43, No. 2, pp. 241-246, 1998.
- [29]: A.F. Filippov, "Differential Equations with Discontinuous Right-Hand Side", *Mathematical Sbornik*, Vol. 51, No. 1, pp. 99-12 , 1960.

**Annexe A**

## Calcul des paramètres de modèle la garniture de forage

### A.1 Le moment d'inertie des tiges de forage et de BHA :

Les moments d'inertie de BHA ( $j_c$ ) et des tiges de forage ( $j_p$ ) sont donnés par les formules suivantes :

$$j_c = \frac{1}{2} \rho \pi L_c (R_c^4 - r_c^4) \quad \text{A.1}$$

$$j_p = \frac{1}{2} \rho \pi L_p (R_p^4 - r_p^4) \quad \text{A.2}$$

Avec :

- $R_c(R_p)$  : Rayon externe de BHA (tige de forage) [m]
- $r_c(r_p)$  : Rayon interne de BHA (tige de forage) [m]
- $\rho$  : Masse volumique (de l'acier) [kg/m<sup>3</sup>]
- $L_c(L_p)$  : La longueur de masse de tige (des tiges de forage) [m]

## A.2 Le moment d'inertie équivalent :

Les moments d'inerties d'un système de forage rotary sont calculés par un système équivalent où la masse des tiges de forage se répartie à ces extrémités haut et bas avec la masse des tiges de forage est négligeable.

L'inertie de ce système va être corrigée par l'ajout d'un (1/2) de l'inertie des tiges de forage.

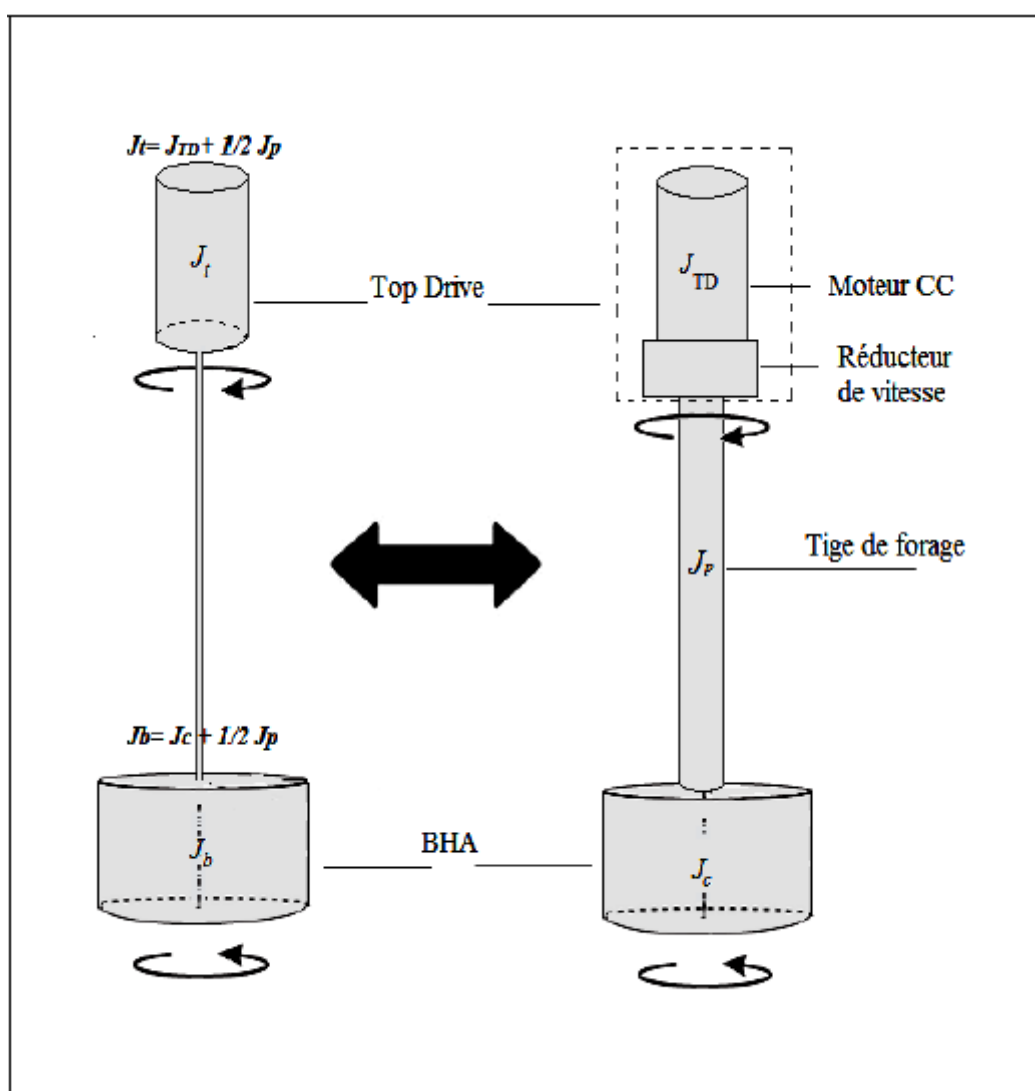


Figure A.1 : système équivalent de forage rotary

L'arbre du moteur est couplé à un réducteur de vitesse, l'inertie du moteur en vue de sortie de ce réducteur va être amplifiée, calculons cette inertie, pour le faire on suppose d'abord que l'inertie du réducteur est négligeable devant l'inertie du moteur, soit l'énergie cinétique du moteur sur l'arbre primaire du réducteur  $E_c^m$ .

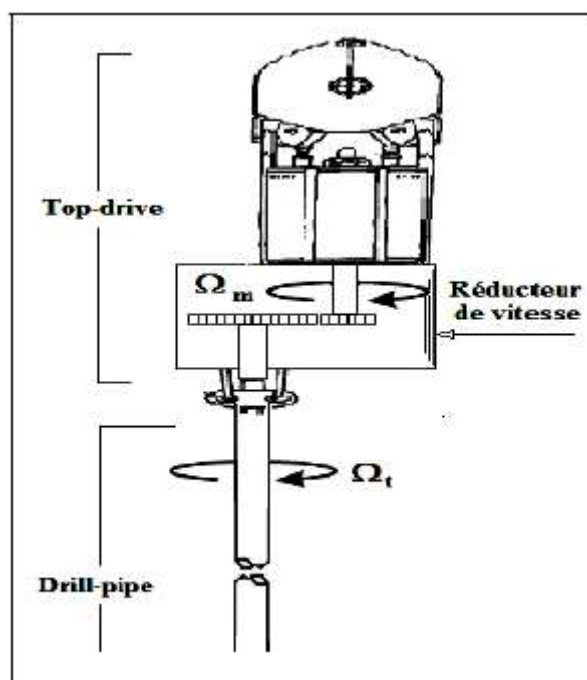


Figure A.2 : Moteur couplée à un réducteur

$$E_c^m = \frac{1}{2} j_m \Omega_m^2 \quad \text{A.3}$$

Le réducteur de vitesse à un rapport de transmission (n) :

$$\Omega_m = n \Omega_t \quad \text{A.4}$$

Alors,

$$E_c^m = \frac{1}{2} n^2 j_m \Omega_t^2 \quad \text{A.5}$$

D'où l'inertie de Top drive,



$$j_{TD} = n^2 j_m \quad \text{A.6}$$

✚ Les moments d'inertie équivalent de top drive  $j_r$  et de collier de forage  $j_b$  sont :

$$j_r = j_{TD} + \frac{1}{2} j_p \quad \text{A.7}$$

$$j_b = j_c + \frac{1}{2} j_p \quad \text{A.8 [21]}$$

### A.3 Le coefficient d'amortissement visqueux équivalent :

Les expressions des coefficients d'amortissements de masse de tige ( $C_c$ ) et de tiges de forage ( $C_p$ ) sont sous la forme suivante :

$$C_c = 120\eta \frac{R_h^2 R^2}{R_h^2 - R^2} L_c \quad \text{A.9}$$

$$C_p = 120\eta \frac{R_h^2 R^2}{R_h^2 - R^2} L_p \quad \text{A.10}$$

Pour calculer les coefficients d'amortissements visqueux équivalents de BHA ( $C_1$ ) et de Table de rotation ( $C_2$ ), on doit étudier un système équivalent de la garniture de forage voir (figure A.1).

Alors, le coefficient d'amortissement visqueux équivalent va être corrigé par l'ajout de (1/2) au coefficient d'amortissement visqueux des tiges de forage ( $C_p$ ).

$$C_1 = C_c + \frac{1}{2} C_p \quad \text{A.9}$$

$$C_2 = C_m + \frac{1}{2} C_p \quad \text{A.10 [21]}$$

avec :

- $C_m$  : Coefficient de frottement visqueux de moteur

**Annexe B**

## Script de Calcul des paramètres de modèle la garniture de forage

```
clear all
```

```
clc
```

```
%% calcule de constante de raideur k
```

```
G=81e9; %le module de cisaillement des tiges de forage
```

```
Lp=2035; %longueur de tiges de forage
```

```
Rp=0.1270/2; %rayon externe des tiges de forage
```

```
rp=0.1086/2; %rayon interne des tiges de forage
```

```
Mp=(pi/2)*((Rp^4)-(rp^4)) %moment d'inertie quadratique des tiges de forage
```

```
k=(Mp*G)/Lp
```

```
%% calcule de moment d'inertie
```

```
% jr moment équivalent d'inertie de top drive
```

```
% jb moment équivalent d'inertie de collier de forage
```

```
n=10.589; %rapport de transmission du réducteur
```

```
jm=18.078; %moment d'inertie de moteur électrique
```

```
ru=7850; %a densité de l'acier
```

```
Lc=428.8523; %longueur de masse tige
```

```
Rc=0.171/2; %rayon externe de BHA
```

```
rc=0.0571/2; %rayon interne de BHA
```

% moment d'inertie de top drive

$$jTd=(n^2)*jm$$

% moment d'inertie de BHA

$$jc=(1/2)*ru*pi*Lc*((Rc^4)-(rc^4))$$

% moment d'inertie des tiges de forage

$$jp=(1/2)*ru*pi*Lp*((Rp^4)-(rp^4))$$

%jr moment équivalent d'inertie de top drive

$$jr=jTd+((1/2)*jp)$$

% jb moment équivalent d'inertie de collier de forage

$$jb=jc+((1/2)*jp)$$

%% calcul de l'amortissement équivalent visqueux

nu=50e-3; % viscosité

Rh=0.1; % rayon de puits

R=0.0604809; % résistance statorique

Cm=389.7879; %coefficient de frottement visqueux de moteur

Cc=120\*nu\*(((Rh^2)\*(R^2))/((Rh^2)-(R^2)))\*Lc; %l'amortissement visqueux de BHA

Cp=120\*nu\*(((Rh^2)\*(R^2))/((Rh^2)-(R^2)))\*Lp; %l'amortissement visqueux de Top drive

% coefficient d'amortissement équivalent de BHA

$$C1=Cc+(1/2)*Cp$$

% coefficient d'amortissement équivalent de Top drive

$$C2=Cm+(1/2)*Cp$$