

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**

**Mémoire de Fin d'Etudes**

**En vue de l'obtention du diplôme :**

**Master**

Présenté par :

**YAMANI Saïda.**

**MOULAHSENE Nossia.**

**Filière : Hydrocarbures**

**Spécialité : Automatisation des procédés industriels : Commande automatique.**

---

**Thème :**

**Commandes par Back-Stepping et PID Hybrides d'un système  
de forage pétrolier**

---

**Devant le jury :**

KAHOUL	Fadhila	MCB	UMBB	Présidente
KHEBLI	Abd Elmalek	MCB	UMBB	Examineur
KIDOUCHE	Madjid	Professeur	UMBB	Encadrant
MENDIL	Chafiaa	MCB	UMBB	Co-encadrante
ZERGUINE	Mohamed		SONATRACH	Invité

بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِیْمِ

## *Remerciement :*

Nous exprimons nos sincères remerciements à Allah, le Seigneur de l'univers, pour sa volonté et notre bonne santé tout au long de ces années. À Lui toute louange.

C'est avec un profond sentiment de gratitude que nous prenons un moment pour exprimer nos sincères remerciements à notre promoteur monsieur **M.KIDOUCHE**, professeur à la faculté des hydrocarbures et de la chimie de l'université de Boumerdes pour son soutien, son orientation experte, et ses précieux conseils qui ont enrichi notre travail.

Nous tenons également à exprimer notre profond respect et notre reconnaissance envers notre co-promotrice Dr **C.MENDIL**, pour sa patience, sa disponibilité et son engagement qui ont été des piliers essentiels tout au long de ce processus.

Nous sommes également très reconnaissants envers les membres du jury d'avoir accepté d'évaluer ce modeste mémoire, de juger notre travail et de présider le jury.

Enfin, nous souhaitons exprimer notre gratitude à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à ce travail, en particulier à Monsieur **M.ZERGUINE** pour son encadrement précieux tout au long de notre stage pratique SONATRACH Hassi-Messaoud.

# *Dédicace :*

J'ai le grand plaisir de dédier ce mémoire :

A ma très chère mère, qui me donne toujours l'espoir de vivre et qui n'a jamais cessé de prier

pour moi.

A mon très cher père, pour ces encouragements, son soutien, surtout son amour et ces

sacrifices afin que je puisse réaliser mon rêve.

À ma jumelle Fatma Zohra, pour ses précieux conseils.

À ma petite sœur Nerdjessa, pour ses éclats de rire.

À mon frère Zakaria, pour sa confiance inconditionnelle.

Et à toutes ma famille et mes amies.

Enfin, c'est avec une profonde reconnaissance que je dédie cette réussite à Nossia, ma binôme,

dont le soutien constant, la patience infinie et l'amitié sincère ont été les piliers de mon

parcours académique.

Σ.Θ.ΗΞΛ.

## *Dédicace :*

*A ma mère la source de tendresse et la lumière qui guide mes routes et qui m'emmène aux chemins de la réussite.*

*A mon père, ton soutien inconditionnel, tes précieux conseils, tes efforts ont été une source d'inspiration pour moi.*

*A chères sœurs, mes princesses Djazia, Ilina en signe d'amour, ma réussite est très importante à leurs yeux.*

*A ma chère grand-mère Mimi pour ses prières et son affection qu'elle m'a portées.*

*A mes chers oncles, tantes, cousins et cousines, vous êtes ma force et ma fierté.*

*A Sara, Ryma, Amel, mes piliers sur lesquels je peux toujours m'appuyer.*

*A Yamina, qui transforma les salles des cours en jardins d'amitié.*

*A ma chère binôme Saïda, complice de chaque défi et partenaire de chaque succès, chaque instant partagé, chaque obstacle surmonté, chaque victoire célébrée a rendu cette aventure inoubliable.*

*Je dédie ce modeste travail pour vous, avec toute ma reconnaissance et mon amour infini.*

*Nossia.*

# Résumé

Dans les opérations de forage rotatif, les vibrations de torsion, en particulier le phénomène de stick-slip, sont des problèmes courants qui peuvent entraîner des interruptions et des inefficacités significatives. Ce mémoire propose une solution en utilisant la commande par Back-Stepping pour éliminer ces vibrations. L'objectif principal est de stabiliser le système en ajustant dynamiquement les paramètres de forage pour réduire les oscillations indésirables. Un modèle à deux degrés de liberté a été utilisé pour modéliser l'appareil de forage, suivi de simulations en boucle ouverte prenant en compte la non-linéarité entre l'outil et la roche. Ensuite, des simulations en boucle fermée ont été réalisées en appliquant la commande Back-Stepping au modèle généralisé et au modèle de Stribeck. Pour améliorer les résultats, un contrôleur hybride PID a été ajouté, montrant une nette amélioration du temps de stabilisation par rapport à la commande Back-Stepping seule. Cette combinaison offre une solution efficace pour stabiliser le système et réduire les vibrations non linéaires, améliorant ainsi la performance et la sécurité des opérations de forage.

**Mots-clés :** forage rotatif, vibrations de torsion, stick-slip, commande Back-Stepping, , modèle à deux degrés de liberté, modèle généralisé, modèle de Stribeck, contrôleur hybride PID.

# Abstract

In rotary drilling operations, the drilling assembly often experiences torsional vibrations, particularly the stick-slip phenomenon, which can lead to significant interruptions and inefficiencies in the drilling process. This dissertation proposes a solution by utilizing Back-Stepping control to mitigate this issue. The main objective of this study is to stabilize the system by dynamically adjusting drilling parameters to reduce undesirable oscillations. A two-degree-of-freedom model was used to model the drilling apparatus, followed by simulations in open-loop taking into account the non-linearity between the tool and the rock. Subsequently, closed-loop simulations were conducted by applying Back-Stepping control to the generalized model and the Stribeck model. To enhance the results, a hybrid PID controller was added, with this controller demonstrating a significant improvement in stabilization time compared to Back-Stepping control alone. The obtained results indicate that this combination provides an effective solution for system stabilization and reduction of non-linear vibrations, thereby enhancing performance and safety in drilling operations.

**Keywords:** rotary drilling operations, torsional vibrations, stick-slip phenomenon, Back-Stepping control, drilling parameters, two-degree-of-freedom model, non-linearity, generalized model, Stribeck model, hybrid PID controller.

## ملخص

في عمليات الحفر الدوارة، تتعرض مجموعة الحفر السفلية غالباً لاهتزازات الالتوائية، وخاصة ظاهرة توقف-حركة، والتي يمكن أن تؤدي إلى انقطاعات وفقد كفاءة كبيرة في عملية الحفر. تقترح هذه المذكرة حلاً عن طريق استخدام التحكم بالرجوع للخلف لتخفيف هذه المشكلة. الهدف الرئيسي لهذه الدراسة هو استقرار النظام عن طريق ضبط اعدادات الحفر ديناميكياً لتقليل الاهتزازات غير المرغوب فيها. تم استخدام نموذج ذو درجتين حرة لتصميم جهاز الحفر، تلتها محاكاة في دورة مفتوحة تأخذ في الاعتبار عدم الخطية بين الأداة والصخرة. بعد ذلك، تم إجراء محاكاة في دورة مغلقة من خلال تطبيق التحكم بالرجوع للخلف على النموذج العام ونموذج آخر. لتحسين النتائج، تمت إضافة متحكم هجين، حيث أظهر هذا المتحكم تحسناً كبيراً في زمن التثبيت مقارنة بالتحكم بالرجوع للخلف بمفرده. تشير النتائج المحصلة إلى أن هذا الجمع يوفر حلاً فعالاً لتثبيت النظام وتقليل الاهتزازات غير الخطية، مما يعزز الأداء والسلامة في عمليات الحفر.

**كلمات مفتاحية:** عمليات الحفر الدوارة، اهتزازات الالتوائية، ظاهرة الانزلاق توقف-حركة، نموذج ذو درجتين

حرة، عدم الخطية، التحكم بالرجوع للخلف، متحكم هجين، الاهتزازات غير الخطية.

**Table des matières**

<b>Introduction générale</b> .....	<b>2</b>
<b>Chapitre I : « Généralités sur l'appareil de forage »</b> .....	<b>2</b>
1. Introduction .....	5
2. Les types de forage .....	5
2.1 Le forage vertical .....	6
2.2 Le forage horizontal .....	6
2.3 Le forage dévié.....	6
3. Classification des appareils de forage .....	7
4. Principe de forage rotary .....	8
5. Description des appareils de forage.....	9
6. Equipements de surface .....	11
6.1 Mats de forage (drilling mast).....	11
6.2 La substructure .....	11
6.3 Le mouflage .....	12
6.4 Le crochet.....	13
6.5 Le câble de forage .....	13
6.6 Le treuil .....	13
6.7 La table de rotation .....	13
6.8 Tête d'injection .....	15
6.9 Le top drive .....	15
7. Equipements de fond .....	16
7.1 La garniture de forage .....	16
8. Fluide de forage .....	21
8.1 Fonctions du fluide .....	21
8.2 Types de fluide .....	21
9. Tubage .....	22

---

10.	La cimentation .....	23
11.	Les paramètres de forage .....	23
11.1	Les paramètres mécaniques .....	24
11.2	Les paramètres hydrauliques du forage .....	24
12.	Conclusion .....	24
<b>Chapitre II : « Modélisation de la garniture de forage ».....</b>		<b>23</b>
1.	Introduction : .....	26
2.	Les types de vibrations .....	27
2.1	Les vibrations axiales.....	27
2.2	Les vibrations latérales .....	28
2.3	Les vibrations de torsion .....	28
3.	Le phénomène de Stick-Slip.....	29
4.	Modèle de frottement pour le forage rotary.....	30
4.1	Modèle statique classique .....	30
4.1.1	Frottements secs statique .....	30
4.2	Modèle dynamique.....	32
5.	Modélisation de la garniture .....	33
5.1	L'approche masse-ressort :(Lumped parameter).....	33
5.2	Méthode énergétique .....	34
5.3	Les couples généralisés .....	35
5.4	Le lagrangien .....	36
5.5	L'équation différentielle d'Euler-Lagrange .....	37
5.6	La représentation d'état du modèle.....	38
6.	Modélisation des interactions outil roche.....	39
6.1	Interaction outil roche .....	39
6.2	Le modèle de Stribeck .....	39
6.3	Le modèle général.....	40

6.4	Le modèle avec un terme exponentiel .....	40
6.5	Couple simplifié.....	41
7.	Calcul des paramètres .....	42
7.1	Le moment d'inertie équivalent.....	42
7.2	Le coefficient de rigidité en torsion : .....	43
7.3	Les coefficients d'amortissements visqueux équivalents : .....	43
8.	Conclusion .....	45
<b>Chapitre III : « Description de la commande par Back-Stepping et contrôle PID.» .....</b>		<b>0</b>
1.	Introduction .....	47
2.	Le système linéaire et non-linéaire .....	48
2.1	Système linéaire .....	48
2.2	Système non-linéaire.....	48
3.	Le principe d'un système stable .....	49
3.1	Le système stable .....	49
3.2	Le système instable .....	50
4.	Point d'équilibre .....	50
5.	Méthode de Lyapunov .....	51
5.1	La première approche.....	51
5.2	La seconde approche .....	51
5.3	Le concept de la stabilité de Lyapunov .....	51
5.4	La forme quadratique .....	52
6.	Le principe de la commande Back-Stepping.....	53
7.	Les avantages de la commande par Back-Stepping.....	53
8.	Les inconvénients de la commande par Back-Stepping .....	53
9.	Méthode générale de synthèse par Back-Stepping .....	54
10.	Application de la commande par Back-Stepping récursive au système de forage	

---

11. Régulateur PID .....	61
11.1 Action proportionnelle ( $K_p$ ) .....	61
11.2 Action intégrale ( $T_i$ ) .....	61
11.3 Action dérivée ( $T_d$ ) .....	62
11.4 L'équation mathématique .....	62
12. Contrôleur hybride .....	62
13. Conclusion .....	63
<b>Chapitre IV : « Interprétation des résultats de la simulation. » .....</b>	<b>65</b>
1. Introduction .....	66
2. Interprétation des résultats de la simulation en boucle ouverte .....	67
2.1 Le cas linéaire .....	67
2.2 Le cas non linéaire .....	68
3. Résultats de la simulation en boucle ferme .....	77
3.1 Fonction générale .....	77
3.2 Fonction de Stribeck .....	79
4. Interprétation des résultats en boucle fermée par un contrôleur PI, PID et L'approche hybride .....	81
4.1 Contrôleur PI et PID : .....	82
4.2 L'hybridation d'un contrôleur PI (PID) : .....	84
5. Etude comparative entre les performances des contrôleurs conçus .....	86
5.1 Comparaison entre PI et PID .....	86
5.2 Comparaison entre Back-Stepping et l'approche Hybride .....	86
6. Conclusion .....	87
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>89</b>
<b>Références .....</b>	<b>I</b>
<b>Annexe .....</b>	<b>III</b>

## Chapitre I

<i>Figure I. 1 : appareil de forage.</i> .....	5
<i>Figure I. 2 : les types de forage.</i> .....	6
<i>Figure I. 3: classification des appareils de forage. [2]</i> .....	7
<i>Figure I. 4: forage rotary</i> .....	8
<i>Figure I.5: structure de la tour de forage.</i> .....	10
<i>Figure I. 7: mats de forage.</i> .....	11
<i>Figure I. 8: la substructure.</i> .....	11
<i>Figure I. 9: le moufle fixe.</i> .....	12
<i>Figure I. 10: moufle mobile et crochet.</i> .....	12
<i>Figure I. 11: treuil [4].</i> .....	13
<i>Figure I.12: table de rotation.</i> .....	14
<i>Figure I.13: schéma représentant les éléments de la table de rotation. [5]</i> .....	14
<i>Figure I. 14: description de la tête d'injection.</i> .....	15
<i>Figure I. 15: système top-drive.</i> .....	16
<i>Figure I. 16: la garniture de forage [8]</i> .....	16
<i>Figure I. 17: les masses tiges. [7]</i> .....	17
<i>Figure I. 18: masse tige (masse lisse /masse spiralée).</i> .....	17
<i>Figure I. 19: stabilisateurs (à rouleaux rotatifs / à lames soudées). [10]</i> .....	18
<i>Figure I. 20: bras de l'outil [7].</i> .....	19
<i>Figure I. 21: les outils de forage à molettes (à dents usinées /à picots de carbure du tungstène). [11]</i> .....	19
<i>Figure I. 22: outils de forage diamant (PDC). [9]</i> .....	20
<i>Figure I. 23: outils de forage diamant (TSP). [9]</i> .....	20
<i>Figure I. 24: colonnes du tubage. [12]</i> .....	22
<i>Figure I. 25: Procédure de cimentation.</i> .....	23

## Chapitre II

<i>Figure II. 1 : les modes de vibrations. (Gauche : Axial, milieu : Torsion, droite : .....</i>	27
<i>Figure II. 2: vibration axial.</i> .....	27
<i>Figure II. 3: les vibrations latérales de la garniture de forage.</i> .....	28
<i>Figure II. 4 : vibrations de torsion.</i> .....	28
<i>Figure II. 5 : phénomène stick-slip.</i> .....	29
<i>Figure II. 6 : le modèle mécanique représentant un système à deux degrés de liberté.</i> .....	33

## Chapitre III

<i>Figure III. 1 : la position d'équilibre d'un système.</i> .....	49
<i>Figure III. 2 : l'équilibre instable d'un système.</i> .....	50
<i>Figure III. 3 : schéma block d'une régulation en boucle ferme avec un contrôleur PID.</i> .....	61

## Chapitre IV

<i>Figure IV. 1 : Réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>u=20</math> rad /s et <math>T_{ob}=0</math> N.m.</i>	67
<i>Figure IV. 2 : Réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>u=100</math> rad /s et <math>T_{ob}=0</math>N.m.</i>	67
<i>Figure IV. 3 : les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>u=10</math> rad /s et <math>W_{ob}=20</math>N.</i>	69
<i>Figure IV. 4 : les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>u=10</math> rad /s et <math>W_{ob}=40</math>N.</i>	69
<i>Figure IV. 5: les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>u=50</math> rad /s et <math>W_{ob}=60</math>N.</i>	70
<i>Figure IV. 6: les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>u=200</math> rad /s et <math>W_{ob}=60</math>N.</i>	71
<i>Figure IV. 7: les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>u=10</math> rad/s et <math>T_{obdy}=1200</math>N.m.</i>	72
<i>Figure IV. 8: les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>u=10</math> rad /s et <math>T_{obdy}=1300</math>N.m.</i>	73
<i>Figure IV. 9: les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>T_{obdy}=1000</math>N.m, (a) <math>u=20</math> rad /s (b) <math>u=50</math>rad/s.</i>	74
<i>Figure IV. 10 : Les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>u=10</math> rad /s, (a) <math>W_{ob}=50</math>N (b)<math>W_{ob}=500</math>N.</i>	75
<i>Figure IV. 11 : les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>W_{ob}=500</math>, (a) <math>u=20</math> rad /s (b) <math>u=50</math> rad /s.</i>	75
<i>Figure IV. 12: les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>u=10</math> rad /s, (a) <math>k=5</math> (b) <math>k=10</math>.</i>	76
<i>Figure IV. 13 : les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour <math>K=10</math> rad /s, a) <math>u=50</math> b) <math>u=100</math>.</i>	76
<i>Figure IV. 14 : les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation de la commande Back-Stepping pour les paramètres : <math>W_{ob}=40</math>N ; <math>\gamma=0.8</math> ; <math>y_{2d}=5.91</math> ; <math>y_{3d}=8</math>.</i>	78
<i>Figure IV. 15 : les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation de la commande Back-Stepping pour les paramètres : <math>W_{ob}=60</math>N ; <math>\gamma=0.8</math> ; <math>y_{2d}=7.458</math> ; <math>y_{3d}=8.1</math>.</i>	79
<i>Figure IV. 16 : les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation de la commande Back-Stepping pour les paramètres : <math>T_{obdy}=1000</math> N.m ; <math>\gamma=0.9</math> ; <math>y_{2d}=5.6</math> ; <math>y_{3d}=8</math>.</i>	80
<i>Figure IV. 17 : les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation de la commande Back-Stepping pour les paramètres : <math>T_{obdy}=1300</math> N.m ; <math>\gamma=0.6</math> ; <math>y_{2d}=3.82</math> ; <math>y_{3d}=8.9</math>.</i>	81
<i>Figure IV. 18 : les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation d'un contrôleur PI pour les paramètres <math>K_p=20</math> et <math>K_i=50</math>.</i>	82
<i>Figure IV. 19: les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation d'un contrôleur PID pour les paramètres <math>K_p=50</math>, <math>K_i=65</math>, et <math>K_d=200</math>.</i>	83
<i>Figure IV. 20: les réponses de la vitesse angulaire par l'hybridation d'un contrôleur PI pour les paramètres. .</i>	84
<i>Figure IV. 21: les réponses de la vitesse angulaire par l'hybridation d'un contrôleur PID pour les paramètres. .</i>	85

## Annexe

<i>Figure 1 : les courbes des vitesses angulaires et des différents paramètres de forage.</i>	IV
---	----

**Chapitre II :**

*Tableau II. 1 : La liste des paramètres et les variables utilisés dans le modèle mécanique ..... 34*  
*Tableau II. 2: Les paramètres de la fonction générale..... 40*  
*Tableau II. 3 : les paramètres utilisés dans les calculs. .... 44*

**Chapitre IV :**

*Tableau IV. 1 : les performances de système lors de l'utilisation d'un contrôleur PI et PID. .... 86*  
*Tableau IV. 2 :Les performances de système lors de l'utilisation de la commande par Back-Stepping et l'approche Hybride. .... 86*

**Annexe :**

*Tableau 1 : Paramètres observées lors de phénomène stick slip.....IV*

## Liste des abréviations

**DP** : Drill Pipes.

**DC** : Drill Collar.

**PDC** : Polycrystalline Diamond Compact.

**TSP** : Thermally Stable Polycrystalline.

**ROP** : Rate Of Penetration.

**WOB** : Weight On Bit.

**RPM** : Revolution Per Minute.

**TOB** : Torque On Bit.

**BHA** : Bottom Hole Assembly.

**PI** : Proportionnel Intégrale.

**PID** : Proportionnel Intégrale Dérivé.

$j_r$  : 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

$T_{rext}$  : le couple extérieur généralisé appliqué au top drive

$T_{bext}$  : le couple extérieur généralisé appliqué au BHA respectivement.

- $\mu n$**  : Coefficient de frottement.
- $N$**  : Le vecteur de la force.
- $r$**  : Le vecteur de rayon de contact.
- $\Omega 0$**  : Vitesse de transition de chaîne.
- $p$**  : Le paramètre de frottement initial.
- $Rh$**  : Rayon de puits.
- $Rbit$**  : Rayon de l'outil égal le rayon de puits.
- $\eta$**  : La viscosité de la boue de forage.
- $n$**  : Rapport transmission du réducteur.
- $G$**  : Le module de cisaillement des tiges de forage.
- $\rho$**  : La densité de l'acier.
- $I$**  : Moment d'inertie quadratique des tiges de forage.
- $Lp$**  : Longueur de tiges de forage.
- $Rp$**  : Rayon externe des tiges de forage.
- $rp$**  : Rayon interne des tiges de forage.
- $jm$**  : Inertie du moteur.
- $Lc$**  : La longueur de masses tiges de forage.
- $Rc$**  : Le rayon externe de masses tiges.
- $rc$**  : Rayon interne des tiges de forage.
- $Cm$**  : Le coefficient de frottement visqueux du moteur.
- $R$**  : Résistance statorique du moteur.

# *Introduction générale.*

## *Introduction générale*

L'utilisation du pétrole comme matière première dans de nombreuses entreprises contemporaines est incontournable, et cela requiert une production efficace de cette source d'énergie essentielle.

Le forage rotatif s'est établi comme une méthode fondamentale pour l'extraction du pétrole et du gaz, offrant des avantages significatifs en termes de productivité et d'efficacité. Cependant, cette méthode représente également une part importante des coûts totaux d'une installation, ces coûts étant fortement influencés par la localisation et la profondeur du terrain. Pour minimiser ces coûts, il est essentiel de réduire le temps de forage et de préserver les équipements, des objectifs cruciaux pour toute intervention dans ce domaine.

Les vibrations qui se produisent lors du forage nécessitent une attention particulière, car elles sont l'une des principales causes de la dégradation des performances de forage, pouvant entraîner des dommages aux équipements. Ces vibrations peuvent parfois nécessiter des interventions coûteuses et, dans les cas extrêmes, entraîner la perte du puits. Parmi ces vibrations, le phénomène du "stick-slip", ou "collé-glissé", est courant dans la garniture de forage pétrolier. Ce phénomène résulte de l'interaction entre l'outil et la roche, lorsque le couple au niveau de l'outil n'est plus suffisant pour vaincre le couple résistant dû au frottement entre l'outil et la roche.

Dans ce contexte, ce mémoire de master vise à concevoir un contrôleur avancé capable d'atténuer efficacement les vibrations stick-slip dans le système de forage rotatif. Pour atteindre cet objectif, il est essentiel de comprendre en détail les mécanismes des vibrations stick-slip et d'identifier les paramètres clés qui les influencent. En outre, il est nécessaire de développer des stratégies de contrôle adaptées pour prévenir ces vibrations indésirables.

La méthode de Back-Stepping est l'une des techniques utilisées pour réduire ce phénomène. Il s'agit d'une procédure récursive qui utilise la théorie de Lyapunov pour établir la loi de commande et étudier la stabilité. Dans cette technique, une fonction d'état est choisie comme entrée d'un sous-système, et le processus progresse de manière récursive jusqu'à obtenir la commande à appliquer au système global. Comme son nom l'indique, "Back-Stepping" signifie "marche arrière" ou "étape arrière", car la procédure commence à la sortie du système et progresse en arrière à travers les intégrateurs du système, en sélectionnant les valeurs souhaitées des composantes de l'état jusqu'à atteindre l'entrée actuelle de la commande.

La méthode PID (Proportionnelle-Intégrale-Dérivée) est une technique classique de contrôle utilisée dans divers domaines pour réguler des systèmes dynamiques. Grâce à ses trois composantes P, I et D elle permet de corriger efficacement les déviations, d'atténuer les erreurs accumulées et d'optimiser les performances du système.

L'objectif de ce mémoire est de minimiser les vibrations de torsion dans un système de forage à deux degrés de liberté. Pour ce faire, nous allons appliquer plusieurs contrôleurs afin d'améliorer les performances du système et de déterminer les meilleurs contrôleurs adaptés à cette application spécifique. Dans ce contexte, ce traité est divisé en quatre chapitres.

Le premier chapitre est consacré à la compréhension du principe du forage rotatif, en présentant l'appareil de forage et ses différentes fonctions.

Le deuxième chapitre offre une étude générale sur les vibrations, en mettant en lumière le phénomène de stick-slip et en proposant une modélisation de la garniture de forage rotatif.

Dans le troisième chapitre, nous examinons la linéarité et la non-linéarité d'un système, ainsi que la stabilité au sens de Lyapunov. Nous y introduisons également le concept de la technique de la commande par Back-Stepping, contrôleur PI et PID, ainsi que l'approche hybride PI (PID)

Enfin, dans le quatrième chapitre, nous présenterons les résultats des simulations que nous avons réalisées en boucle ouverte et en boucle fermée, afin d'évaluer l'efficacité des contrôleurs proposés.

Ce mémoire vise donc à contribuer à la compréhension et à la résolution des problèmes de vibrations stick-slip dans le forage rotatif, en proposant plusieurs contrôleurs. Les résultats attendus pourraient avoir un impact significatif sur l'efficacité et la rentabilité des opérations de forage pétrolier et gazier.

***Chapitre I : « Généralités  
sur l'appareil de forage »***

## 1. Introduction

Le forage pétrolier a connu une évolution significative depuis ses débuts, devenant une pratique essentielle dans l'exploration et l'extraction des ressources pétrolières. Initialement, le forage par battage au câble était la norme, comme en témoigne le premier puits foré par le "colonel" Drake en 1859 près de Titusville, en Pennsylvanie.

Cependant, avec l'exploration de terrains plus complexes, une adaptation s'imposait. Cela a conduit à la création du procédé de forage rotary, avec ses premiers essais documentés sur le champ de Corsicana, au Texas. Cette méthode a rapidement gagné en popularité, notamment après la découverte majeure en 1901 du champ de Spindletop près de Beaumont, au Texas. Antony Lucas a joué un rôle crucial dans la démonstration de l'efficacité du forage rotary à l'échelle mondiale grâce à cette découverte, en utilisant une combinaison d'outils rotatifs et d'injection continue de boue. Cette technique, universellement adoptée depuis lors, a bénéficié de progrès technologiques continus, devenant un pilier de l'industrie pétrolière.

Dans ce chapitre, nous explorerons en détail le forage rotary, son principe de fonctionnement, ses opérations principales et le matériel utilisé, mettant en lumière son rôle crucial dans la quête et l'extraction des ressources pétrolières.

## 2. Les types de forage



*Figure I. 1 : appareil de forage.*

## 2.1 Le forage vertical

Permet de forer le puits à l'aplomb vertical de la zone du gisement où le pétrole est susceptible d'être présent dans le sous-sol [1].

## 2.2 Le forage horizontal

Certains gaz non conventionnels ne peuvent être extraits à travers un puits vertical. En traversant dans le sens de la longueur la roche, le forage horizontal permet d'atteindre plusieurs cibles dans le sous-sol depuis un même site, maximisant ainsi la surface d'échange avec le réservoir et réduisant le nombre de forages nécessaires [1].

## 2.3 Le forage dévié

Permet de forer plusieurs cibles depuis un même site de forage. Ce qui limite le nombre de sites en surface et permet l'utilisation des installations déjà existantes [1].

Le forage dévié est utilisé dans les cas suivants :

- Quand la zone de forage est inaccessible ou urbanisée.
- Pour contourner un obstacle tel qu'un dôme de sel.
- Après un accident de forage.
- En mer afin d'économiser un déplacement de la plate-forme.

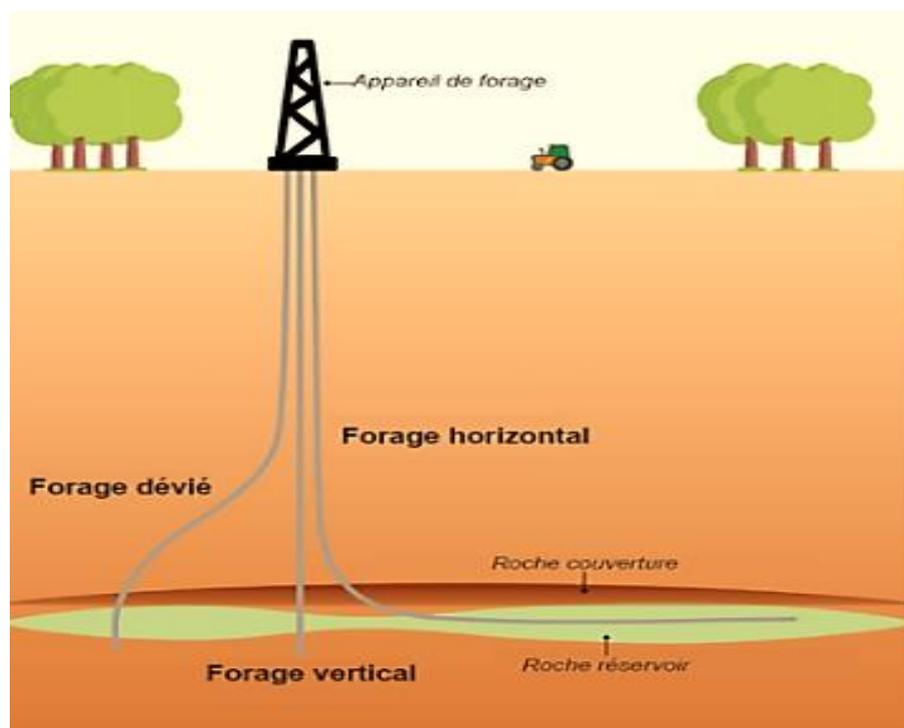


Figure I. 2 : les types de forage.

### 3. Classification des appareils de forage

Deux caractéristiques étroitement liées sont prises en compte lors de la classification d'un appareil de forage : la capacité maximale de forage en profondeur et la puissance du treuil. Ainsi, chaque dispositif de forage est spécifiquement conçu pour opérer dans une plage de profondeur définie [2].

La classification des appareils de forage peut être effectuée selon les critères suivants :

- **Léger** : 1500m-2000m et la puissance de treuil : 650H-1000H.
- **Moyen** : 2000m-4000m et la puissance de treuil : 1000H-1500H.
- **Lourd** : 4000m-6000m et la puissance de treuil : 1500H-2000H
- **Ultralourd** : 6000m-10000m et la puissance de treuil : 3000H.

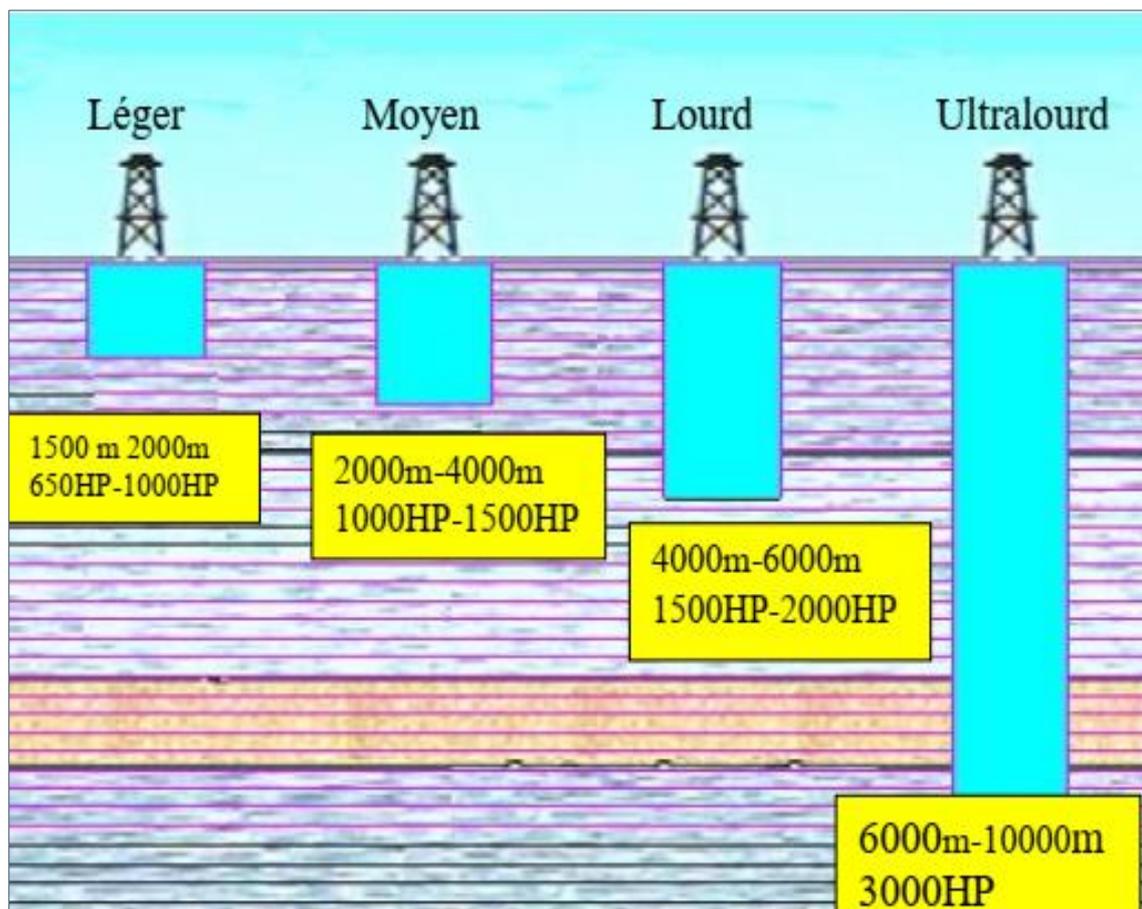


Figure I. 3: classification des appareils de forage. [2]

## 4. Principe de forage rotary

La technique du forage rotary consiste à utiliser un outil, permettant de détruire la roche sous l'effet du poids et de la rotation. Le poids est assuré par un ensemble de tiges lourdes et creuses, assemblées en un train, qui achemine sous pression les boues de forage. Celles-ci refroidissent l'outil et assurent le déblaiement du trou. Autour des parois du forage, des tubes sont descendus et du ciment est injectée afin de garantir la tenue des parois du puits, ainsi qu'une protection contre la corrosion mais aussi la protection des nappes d'eau souterraines et leur isolation thermique [3].

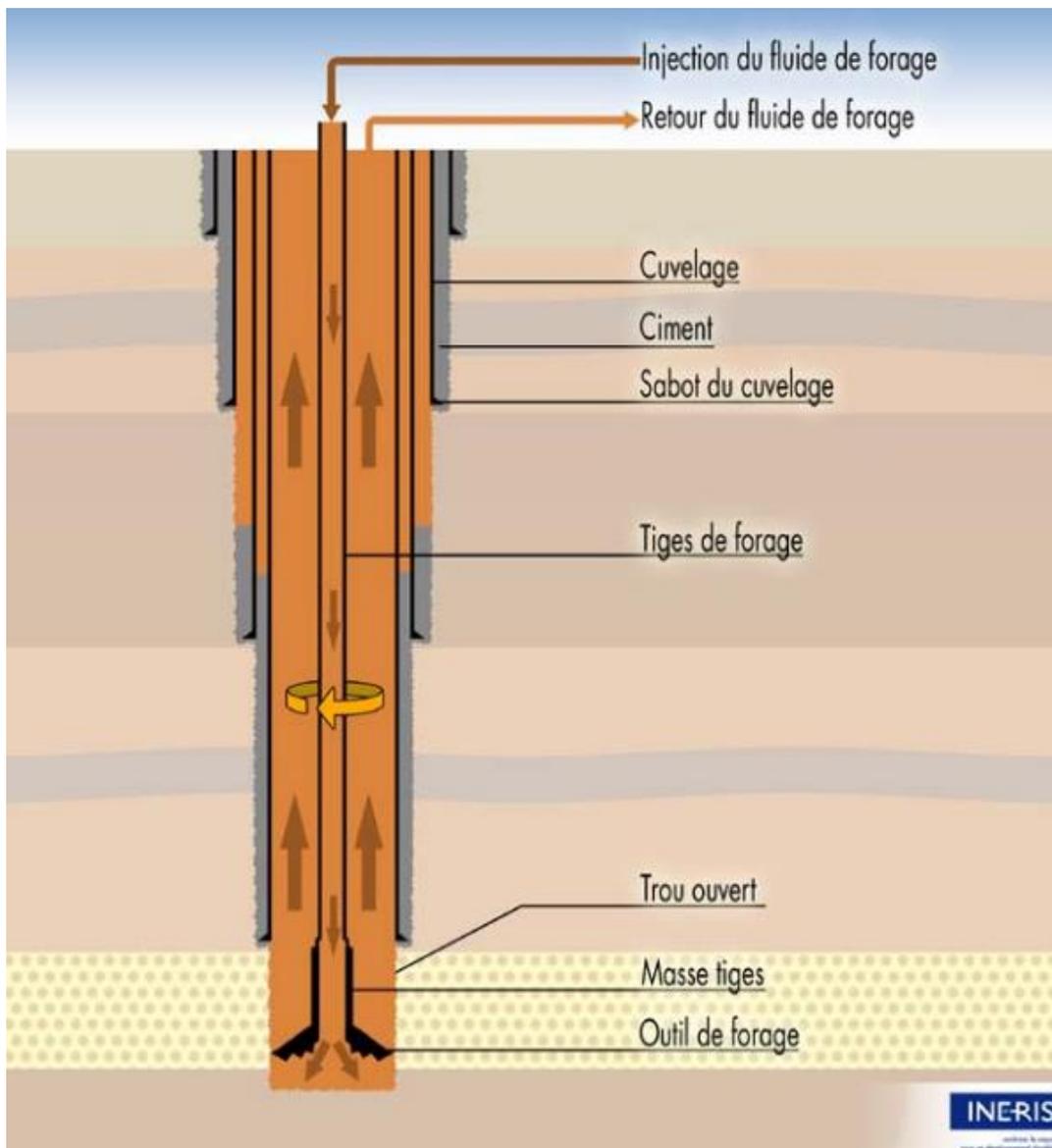


Figure I. 4: forage rotary

## 5. Description des appareils de forage

Un appareil de forage est constitué d'un ensemble d'équipements permettant les fonctions de levage, rotation et pompage afin de réaliser un sondage, ainsi que des équipements de sécurité, notamment ceux de mise en sécurité du puits en cas de venue [3].

❖ L'opération de forage rotary se déroule 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 en fonction 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, puis préparation d'un nouveau liquide ;
- Descente des colonnes de tubage [4].

❖ Pour la réalisation de ces opérations, les équipements utilisés se divisent en deux parties essentielles :

- Equipements de fond (garniture).
- Equipements de surface (installation).

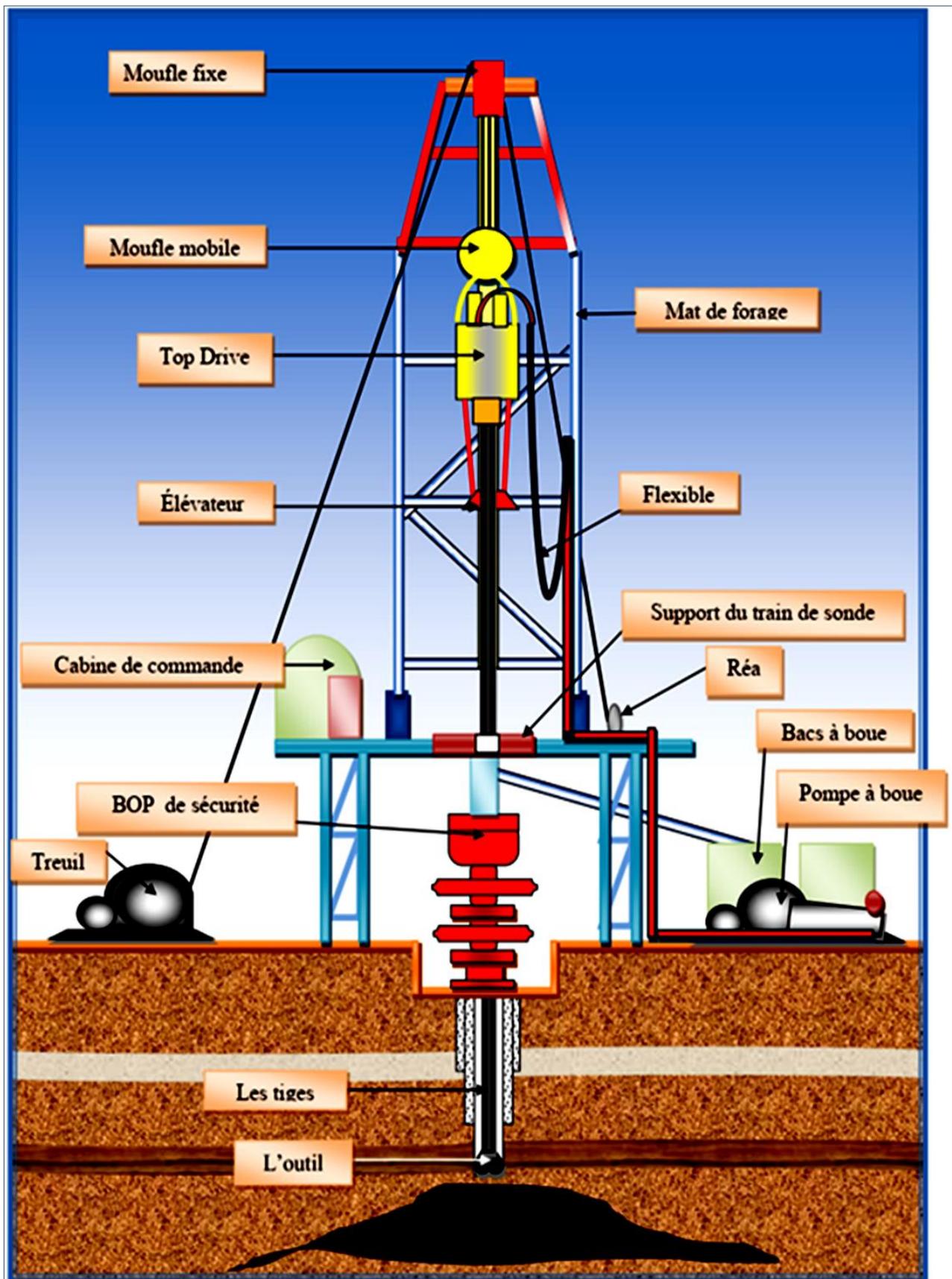


Figure I.5: structure de la tour de forage.

## 6. Equipements de surface

### 6.1 Mats de forage (drilling mast)

Le mât de forage est composé de deux montants reliés par des entretoises et des croisillons, reposant sur une substructure [6]. Ils permettent d'effectuer les mêmes fonctions que les tours de forage. Leur avantage réside dans le gain de temps qu'ils apportent lors du montage et du démontage. On distingue deux types de mâts :

- Les mâts libres.
- Les mâts haubanés.



Figure I. 6: mats de forage.

#### ✓ Caractéristiques des mâts :

- **Hauteur** : Mesurée entre le plancher et le bas de la passerelle du moufle fixe.
- **Capacité API** : Il s'agit de la capacité maximale au crochet, pour un mouflage donné, en l'absence de gerbage et du vent [6].

### 6.2 La substructure

Le plancher est surélevé de quelques mètres au-dessus du sol, pour permettre l'introduction des éléments de la tête de puits et des obturateurs [3].



Figure I. 7: la substructure.

### 6.3 Le mouflage

Le mouflage est l'enroulement du câble de forage entre les poulies des moufles fixe et mobile en plusieurs brins (jusqu'à 14 brins). Il permet de démultiplier le poids de la garniture de forage et diminuer la vitesse de son déplacement [1]. En négligeant les frottements, la tension sur le brin actif est divisée par le nombre des brins, et sa vitesse est multipliée par ce nombre [3].

#### 6.3.1 Le moufle fixe

Est formé d'un certain nombre de poulies et placé au sommet du mât .Il possède une poulie de plus que le moufle mobile [3].

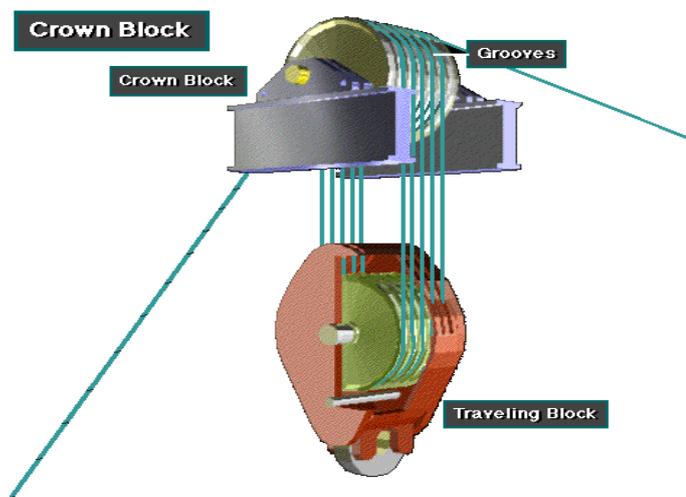


Figure I. 8: le moufle fixe.

#### 6.3.2 Le moufle mobile

Est formé également d'un certain nombre de poulies par lesquelles passe le câble de forage, il se déplace sur une certaine hauteur entre le plancher de travail et le moufle fixe [3].

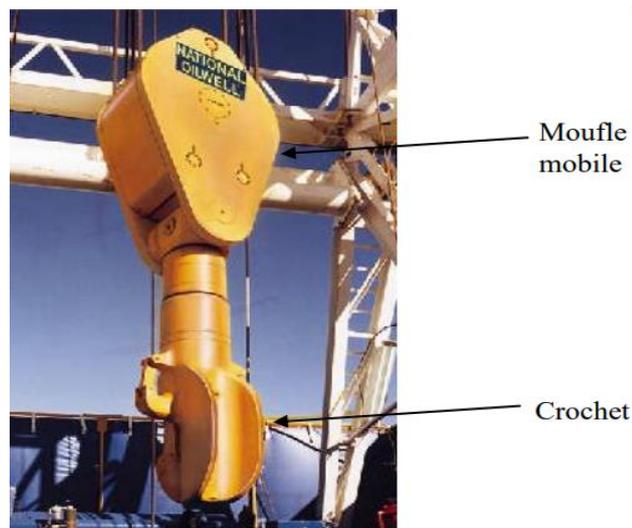


Figure I. 9: moufle mobile et crochet.

## 6.4 Le crochet

Sert à la suspension de la garniture pendant le forage. Des bras sont accrochés de part et d'autre de ce crochet servent à supporter l'élévateur, utilisé pour la manœuvre de la garniture [3].

## 6.5 Le câble de forage

Les câbles des appareils de forage sont ensemble de qualité métallique sur laquelle sont entourés de six torons constitués en fil d'acier [3].

## 6.6 Le treuil

Le treuil est un élément essentiel de l'appareil de forage. C'est un fût, également appelé tambour, autour duquel s'enroule le câble de forage. Des jantes sont fixées aux extrémités du fût et servent au freinage, en contact avec des bandes en acier contenant des patins en ferodo. Ces patins sont actionnés par un levier pour contrôler la descente du câble pendant le forage.

La capacité du treuil est déterminante pour la performance de l'appareil de forage, car elle indique la classe de profondeur des forages pouvant être effectués. Il est donc crucial de disposer d'un treuil de qualité pour garantir des opérations de forage efficaces et sûres [3].



*Figure I. 10: treuil [4].*

## 6.7 La table de rotation

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 une tige d'entraînement (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 [7].

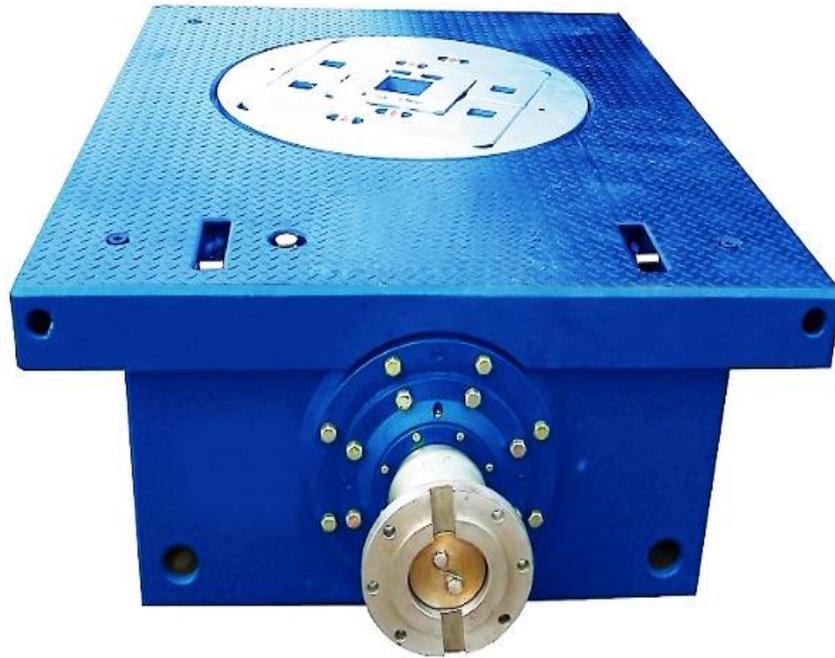
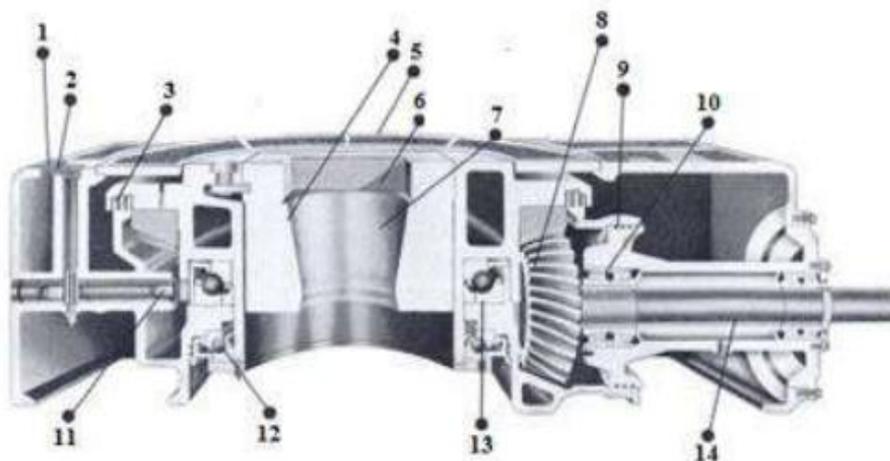


Figure I.11: table de rotation.



- |                         |                                 |
|-------------------------|---------------------------------|
| 1. Carter               | 8. Couronne et pignons coniques |
| 2. Verrouillage         | 9. Etanchéité                   |
| 3. Etanchéité à la boue | 10. Roulement de pignon         |
| 4. Fourrure principale  | 11. Tige de verrou              |
| 5. Plaque               | 12. Roulement de guidage        |
| 6. Carré d'entraînement | 13. Roulement principal         |
| 7. Siège conique        | 14. Arbre d'entraînement        |

Figure I.12: schéma représentant les éléments de la table de rotation. [5]

## 6.8 Tête d'injection

C'est le composant qui est suspendu par son anse au crochet de levage. Il doit être conçu à la fois pour la charge maximale de garniture et pour la vitesse de rotation maximale, et permet d'y injecter la boue en rotation ou à l'arrêt. Il est important de s'assurer que la tête d'injection est facile à entretenir et à nettoyer pour garantir un fonctionnement optimal à long terme. Enfin, il est recommandé de réaliser des tests et des vérifications régulières pour s'assurer que la tête d'injection fonctionne correctement et en toute sécurité [7].

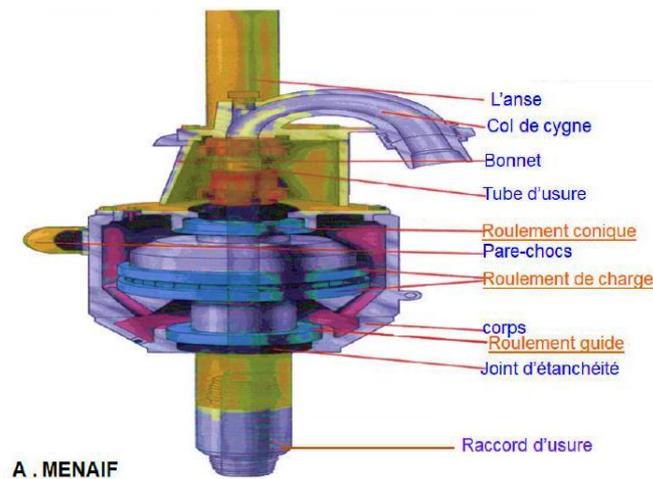


Figure I. 13: description de la tête d'injection.

## 6.9 Le top drive

Le top drive est un équipement essentiel dans l'industrie du forage, car il combine l'injection et la rotation de la garniture de forage de manière motorisée. Cela signifie que la tige d'entraînement et la table de rotation ne sont plus nécessaires, car le top drive s'en charge. De plus, il permet de faire des ajouts de longueur en une seule opération, plutôt que de devoir ajouter des segments un par un.

Le top drive propose également plusieurs fonctionnalités avancées pour faciliter le travail sur le site de forage. Par exemple, les bras de l'élevateur sont articulés hydrauliquement, ce qui facilite la tâche de l'accrochage.

De plus, il est équipé d'une clé automatique et d'une coulisse intégrée pour une utilisation simplifiée. Pour assurer la stabilité et la sécurité de l'équipement, des rails sont placés le long du mât pour guider les déplacements du top drive. Ces caractéristiques font du top drive un outil indispensable pour optimiser les opérations de forage [7].



Figure I. 14: système top-drive.

## 7. Equipements de fond

### 7.1 La garniture de forage

La garniture de forage est l'élément central de notre étude et nous chercherons à modéliser son comportement statique à l'intérieur du puits de forage. Il est essentiel de connaître les différents composants de la garniture pour réaliser cette modélisation [3].

En général, une garniture de forage est composée, de bas en haut, des éléments suivants :

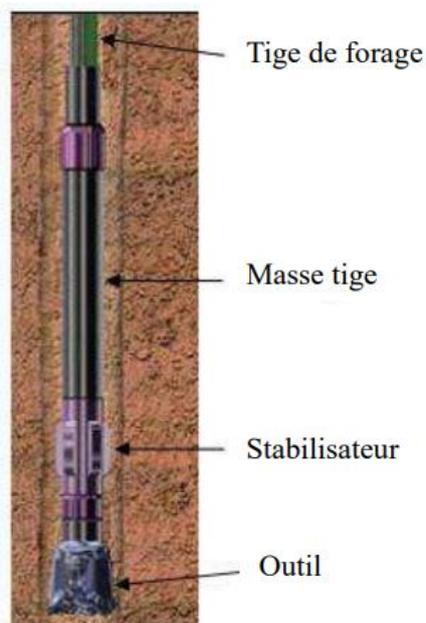


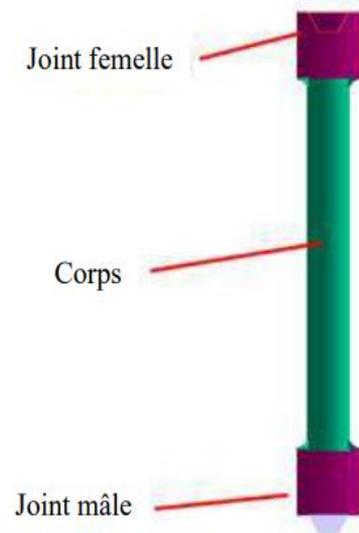
Figure I. 15: la garniture de forage [8]

### 7.1.1 Les trains de tiges (Drill Pipes, DP)

Il s'agit de la partie la plus longue de la garniture, constituée d'une série importante de tubes minces en acier qui s'étendent jusqu'à la surface. Leur rôle est de transmettre le couple vers l'outil et de supporter le train de masses-tiges. Chaque tige est munie à ses extrémités de renflements appelés tool-joint (TJ) qui servent au vissage des tiges entre elles et comme points d'appui du train de tiges sur la paroi du puits [3].



Figure I. 16: les masses tiges. [7]



### 7.1.2 Les masses-tiges (Drill Collars, DC)

Les masses-tiges (Drill Collars, DC) sont des tubes massifs en acier qui assurent une poussée suffisante sur l'outil. Pendant la phase de forage, le train de masses-tiges est en compression partielle ou totale [3]. Il existe deux types de masses-tiges :

- **Masse tiges lisses (slick drill-collars)** qui sont lisses sur toute leur longueur.
- **Masse tiges spiralées (spiral drill-collars)** qui réduisent le risque de coincement par pression différentielle en diminuant la surface de contact entre la masse-tige et le trou [4].



Figure I. 17: masse tige (masse lisse /masse spiralée).

### 7.1.3 Stabilisateurs

Equipements d'amortissement des chocs : ils amortissent les vibrations axiales pour protéger les tiges et l'outil contre des chocs violents. Ils ont un diamètre presque égal à celui de l'outil. Intercalés entre les masse-tiges, ils les maintiennent droites dans le puits et évitent leur flexion et la déviation du puits [3].

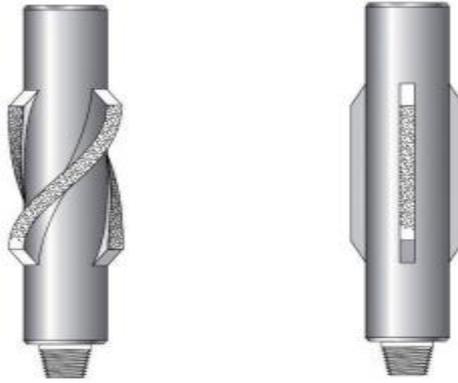


Figure I. 18: stabilisateurs (à rouleaux rotatifs / à lames soudées). [10]

### 7.1.4 L'outil de forage

L'outil de forage est un élément essentiel dans le processus de forage. Il se trouve à l'extrémité basse de la garniture et est entraîné en rotation pour permettre la progression de la garniture en agissant directement sur le front de taille. Il existe deux principaux types d'outils de forage : les outils à molettes (tricônes) et les outils monoblocs (diamant, PDC, TSP). Ces outils doivent être correctement entretenus et utilisés pour assurer un forage efficace et sûr. Il est important de surveiller l'usure de l'outil et de le remplacer lorsque nécessaire pour garantir des performances optimales. En utilisant les bons outils et en les entretenant correctement, il est possible d'améliorer la productivité et la qualité du forage [3].

#### 7.1.4.1 Les outils à molettes « roller bits » [9]

Les outils à molettes ont été introduits dans le forage rotatif en 1909. Il existe plusieurs types d'outils à molettes à dents en acier :

- **Des bi-cônes** : (utilisés actuellement dans les déviations par pression).
- **Des tricônes** : (les plus utilisés dans les forages actuels).

Ils sont constitués de trois cônes tournant de façon indépendante et montés sur trois bras réunis entre eux par soudure constituant le corps de l'outil. Plusieurs types de roulements sont utilisés (roulements à billes ou à rouleaux.). Ces outils travaillent principalement en compression.

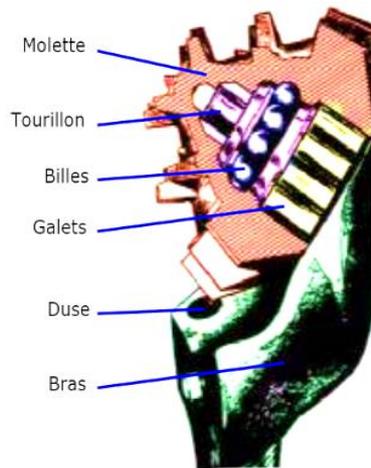


Figure I. 19: bras de l'outil [7].

- Les éléments de coupe font partie de la molette, ce sont :
  - Des dents usinées dans le cône,
  - Des picots de carbure de tungstène emmanchés en force dans des perçages à la surface du cône.

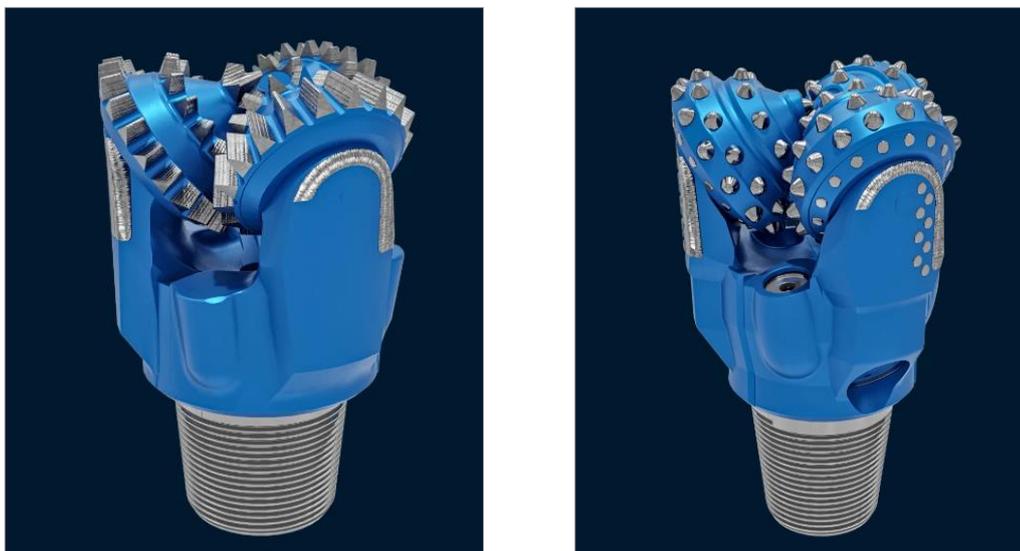


Figure I. 20: les outils de forage à molettes (à dents usinées /à picots de carbure du tungstène). [11]

#### 7.1.4.2 Les outils diamant « diamond bits » [9]

Le diamant (carbone cristallisé) est le matériau le plus dur que l'on connaisse parmi les minéraux. C'est la substance la plus résistante à l'usure (10 fois plus que le carbure de tungstène).

Le diamant se mesure en « poids » dont l'unité est le CARAT (1 carat = 0.2 gramme).

- Pour les outils de forage, la taille des pierres se mesure en nombre de pierres par carat et varie généralement entre 2 et 12 pierres au carat.
  - Les outils pour terrains tendres ont des grosses pierres et une exposition plus grande (jusqu'à 45 % de la taille de la pierre).
  - Ceux pour terrains durs ont de petites pierres et une très faible exposition.
- Deux catégories de diamants sont utilisées par les fabricants d'outils :
  - Les diamants naturels.
  - Les diamants synthétiques. (PDC : Polycristalline Diamond Compact, et TSP : Thermally Stable Polycristalline.)



Figure I. 21: outils de forage diamant (PDC). [9]



Figure I. 22: outils de forage diamant (TSP). [9]

## 8. Fluide de forage

Les fluides de forage ont été utilisés pour l'évacuation continue des déblais, d'ailleurs le fluide utilisé initialement était l'eau, avec le développement des différentes techniques de forage qui sont en relation avec la croissance de la profondeur, et dans des conditions géologiques de plus en plus compliqués, le rôle du fluide est devenu de plus en plus important car il doit assurer les fonctions suivantes : [5]

### 8.1 Fonctions du fluide

- Nettoyage du fond de forage.
  - Transport des déblais vers la surface.
  - Refroidissement et lubrification de l'outil.
  - Le maintien en suspension des déblais, des particules solides de fluide pendant l'arrêt de la circulation directe.
  - Colmater les parois du forage temporairement.
  - Exercer une contre pression sur les parois de l'ouvrage et sur le fluide contenu dans les formations poreuses et perméables.
- ❖ Le fluide de forage qui peut-être soit de l'air (gazeux) ou bien du liquide (eau claire, boue spéciale, boue naturelle) :

### 8.2 Types de fluide

Le type de fluide est choisi en fonction de la nature des terrains traversés

- **Air** : terrain de bonne tenue homogène, terrains secs ou faiblement aquifères, particulièrement recommandé dans les zones à perte non aquifères. Dans les zones légèrement aquifères on utilise parfois des agents déshydratants (silicagel) ou des agents moussants (savons)
- **Eau** : terrains consolidés, formations argileuses ou zones à pertes. L'utilisation d'eau salée peut dépendre des conditions d'approvisionnement.
- **Boue ou bien Suspension colloïdales (généralement benthonique)** : terrains hétérogènes et non consolidés et hautement perméables [5].

## 9. Tubage

Une fois foré, le puits est couvert par des tubes appelés « tubages » pour empêcher les parois de s'effondrer et pouvoir continuer le forage sans problèmes.

Le choix des tubages, aussi bien en ce qui concerne leur diamètre que leur résistance, est conditionné par plusieurs facteurs, dont les principaux sont :

- La profondeur prévue.
- Les pressions attendues.
- Le type d'effluent attendu : huile ou gaz.
- Les risques de corrosion.

### ❖ Les différentes colonnes de tubage

- Tube guide.
- Colonne de surface.
- Colonne technique.
- Colonne de production.
- Colonne perdue [5].

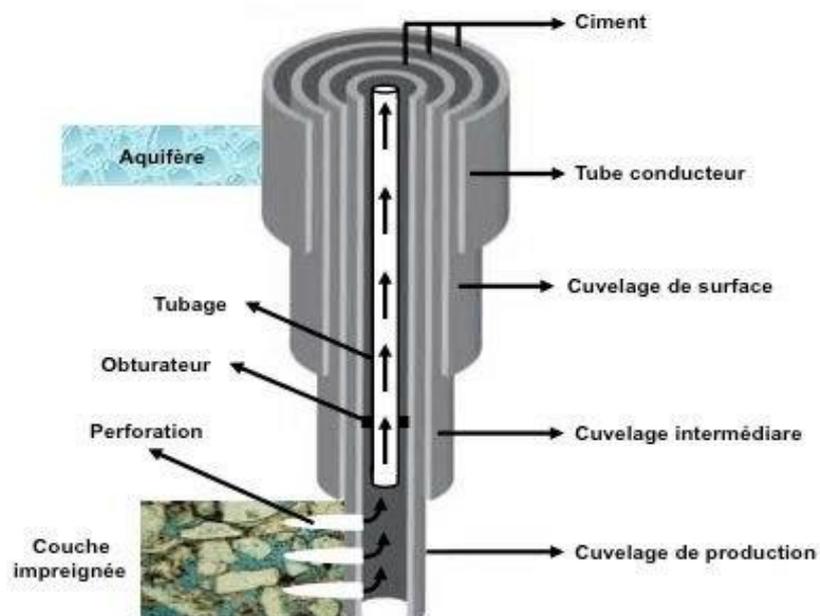


Figure I. 23: colonnes du tubage. [12]

## 10. La cimentation

Il s'agit de forcer un laitier de ciment dans l'espace annulaire existant entre l'extérieur du tubage en place et la paroi du trou, en l'injectant directement à l'intérieur du tubage à cimenter ou à travers les tiges de forage, de façon à le faire ensuite remonter dans cet annulaire jusqu'à une hauteur prédéterminée.[7]

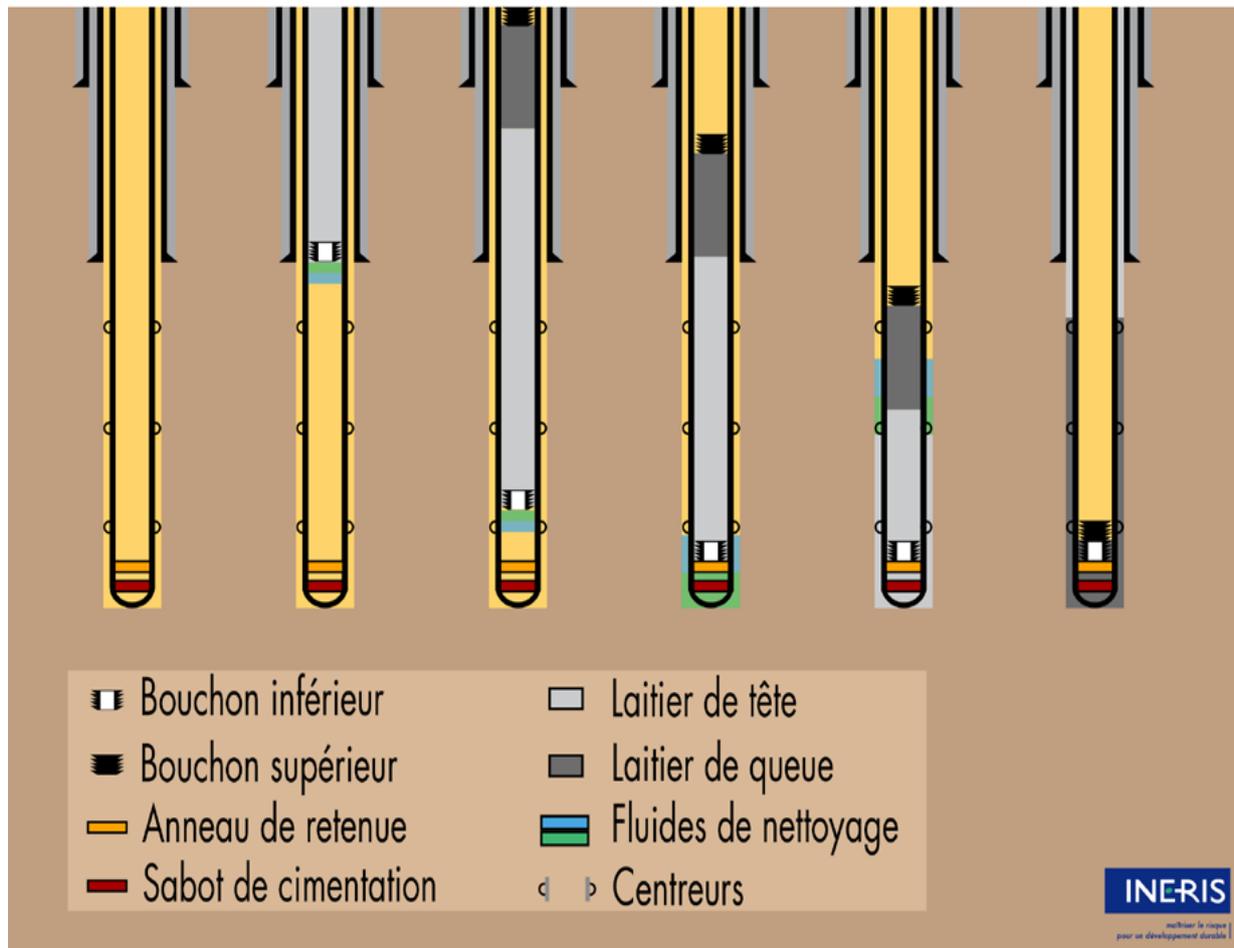


Figure I. 24: Procédure de cimentation.

## 11. Les paramètres de forage

Ce sont les paramètres mécaniques et hydrauliques pouvant agir sur la vitesse de progression du forage, traduite dans le métier par le ROP (Rate of Penetration), ainsi que sur le comportement directionnel du système de forage [16].

## **11.1 Les paramètres mécaniques**

### **11.1.1 Le poids à l'outil (Weight On Bit, WOB)**

Ce paramètre désigne la force appliquée par la garniture de forage sur l'outil suivant son axe de révolution pour qu'il puisse pénétrer la roche. Il est mesuré en N ou kN [16].

### **11.1.2 La vitesse de rotation (Révolutions Per Minute, RPM)**

C'est une mesure cruciale qui indique à quelle vitesse le trépan tourne pendant les opérations de forage. Elle est généralement exprimée en tours par minute (RPM). A cause de la grande élasticité du système, la vitesse de rotation de l'outil au fond du puits peut être différente de la vitesse en surface [16].

### **11.1.3 Le couple à l'outil (Torque On Bit, TOB)**

C'est la force rotative appliquée au trépan pendant le forage. Le TOB dépend du Weight on Bit (WOB) et du diamètre de l'outil utilisé. 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 [16].

## **11.2 Les paramètres hydrauliques du forage**

- La nature du fluide de forage et sa densité.
- Le débit et la pression d'injection [16].

## **12. Conclusion**

Au fil de ce chapitre, nous avons progressivement consolidé notre compréhension du principe fondamental du forage rotatif et des différents dispositifs qui y sont associés. En enrichissant notre étude de ces procédés, nous avons pu saisir de manière plus précise le rôle essentiel de chaque équipement et sa fonction au sein de ce processus complexe.

Dans le chapitre à venir, nous aborderons une analyse approfondie des paramètres de forage, explorant les divers types de vibrations ainsi que le phénomène du "stick and slip". Cette étude nous permettra d'acquérir les connaissances nécessaires pour élaborer une modélisation de la garniture de forage.

***Chapitre II : « Modélisation  
de la garniture de forage »***

## 1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons examiner de manière générale les différents types de vibrations qui affectent l'équipement de forage, en mettant en lumière le phénomène de stick-slip. Notre objectif est de comprendre ses causes et son impact sur les opérations ainsi que sur le matériel de forage.

La modélisation joue un rôle crucial dans l'analyse et la commande d'un système. Dans ce chapitre, nous visons à établir un modèle dynamique représentant le comportement de la garniture de forage (top drive et BHA) sous l'effet du phénomène stick-slip. Ce modèle nous permettra d'analyser le comportement du système de forage et de développer des lois de commande en boucle fermée.

La modélisation de la garniture de forage repose sur l'utilisation des lois mécaniques et le développement des équations du mouvement pour obtenir un modèle mathématique simplifié. Il est essentiel que ce modèle soit à la fois précis pour refléter fidèlement le comportement de la garniture, et simple pour faciliter l'étape d'élaboration de la loi de commande.

Pour l'étude et l'analyse du système de forage rotatif, nous utilisons des équations mathématiques sous forme d'état pour les cas linéaires et non linéaires.

Enfin, les résultats des simulations des méthodes étudiées seront présentés dans le quatrième chapitre, en mettant l'accent sur le comportement du système non commandé.

## 2. Les types de vibrations

Les vibrations sont un phénomène récurrent lors des opérations de forage pétrolier, constituant la principale cause de fatigue pour les systèmes de forage. Les vibrations de la garniture se décomposent en trois modes : axial, de torsion et latéral [10].

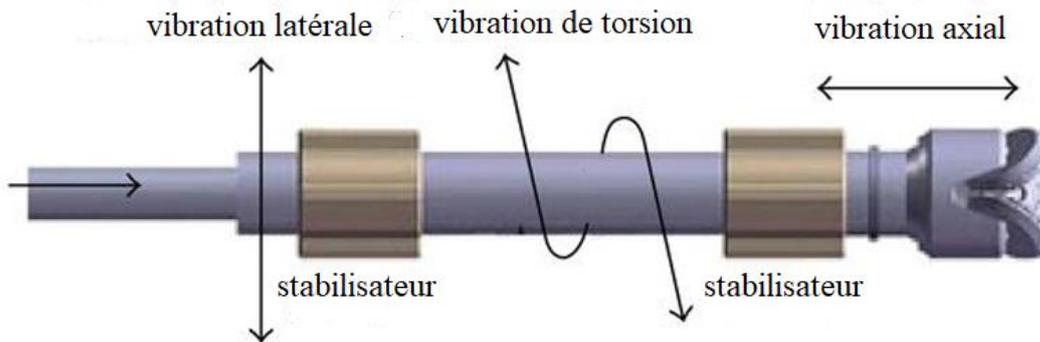


Figure II. 1 : les modes de vibrations. (Gauche : Axial, milieu : Torsion, droite : Latéral).

### 2.1 Les vibrations axiales

Les vibrations axiales sont souvent les premières à être détectées, du fait de leur propagation aisée vers la surface [10].

Ce type de vibration se caractérise par des mouvements irréguliers des composants du forage le long de son axe longitudinal, entraînant un phénomène de rebond de l'outil de forage (bit bounce) et une détérioration de l'outil, des dommages au BHA, ainsi qu'une augmentation du temps total de forage. Bien que l'énergie fournie à l'outil de forage par le poids et la rotation serve partiellement à fracturer la roche, une partie de cette énergie est dissipée sous forme de vibrations axiales dans la garniture de forage, tandis qu'une autre est perdue par frottement et production de chaleur [13].

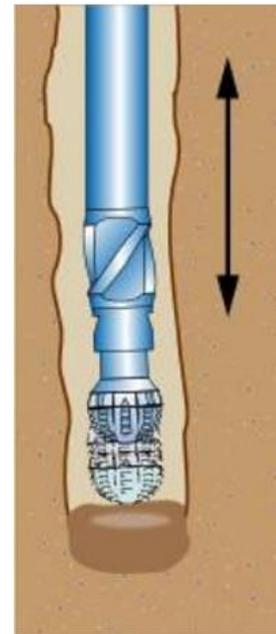


Figure II. 2: vibration axiale.

## 2.2 Les vibrations latérales

Les vibrations latérales sont parmi les plus destructrices pour la garniture de forage, car elles peuvent survenir sans signe précurseur et sont rapidement amorties. En profondeur dans le puits, le BHA en rotation interagit avec les parois, engendrant des chocs dus aux vibrations latérales. Ces collisions peuvent créer un puits excentrique et endommager les composants du BHA. Les oscillations latérales de la garniture causent des dommages graves aux parois du puits et perturbent la trajectoire du forage. Ce type de vibration résulte du désalignement de la garniture par rapport à l'axe du forage, de son interaction avec les parois du puits, et des fluctuations de poids sur l'outil.

Les vibrations latérales sont un phénomène auto-excité, ce qui signifie qu'une fois initiées, elles persistent même si les paramètres de forage sont modifiés [13].

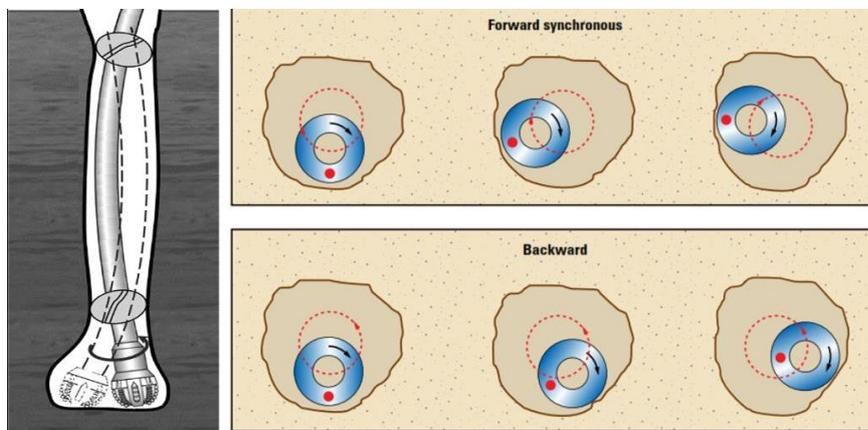


Figure II. 3: les vibrations latérales de la garniture de forage.

## 2.3 Les vibrations de torsion

Des variations du couple de torsion en surface sont souvent observées pendant le forage. De plus, même si la vitesse de rotation est maintenue constante en surface, des mesures au fond du trou révèlent des fluctuations de la vitesse de rotation de l'outil de forage. Ces observations soulignent l'existence des vibrations de torsion au niveau de la garniture. L'interaction entre la garniture et la formation est la principale cause de ces vibrations. Les vibrations de torsion sont aussi préjudiciables que les vibrations axiales, car elles entraînent l'usure des tiges, des dommages aux raccords de tiges et à l'outil de forage [10].

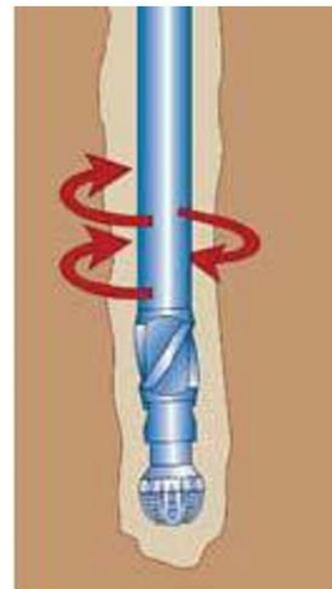


Figure II. 4 : vibrations de torsion.

### 3. Le phénomène de Stick-Slip

Le phénomène de stick-slip représente une forme sévère de vibrations de torsion. Il se produit généralement au niveau de l'outil de forage et se caractérise par une alternance de phases d'arrêt et d'accélération de l'outil [13].

**Phase "stick"** : La rotation de l'outil s'arrête cycliquement en raison du couple de frottement avec le fond de la formation. La garniture, entraînée en rotation depuis la surface, est alors mise en torsion grâce à l'élasticité propre des tiges [4].

**Phase "slip"** : L'outil redémarre lorsque le couple (Torque on Bit,  $T_{oB}$ ) devient supérieur au couple de frottement statique, provoquant une forte accélération. La vitesse de l'outil peut alors atteindre plusieurs fois la vitesse de surface (de la table de rotation ou du top drive) [4].

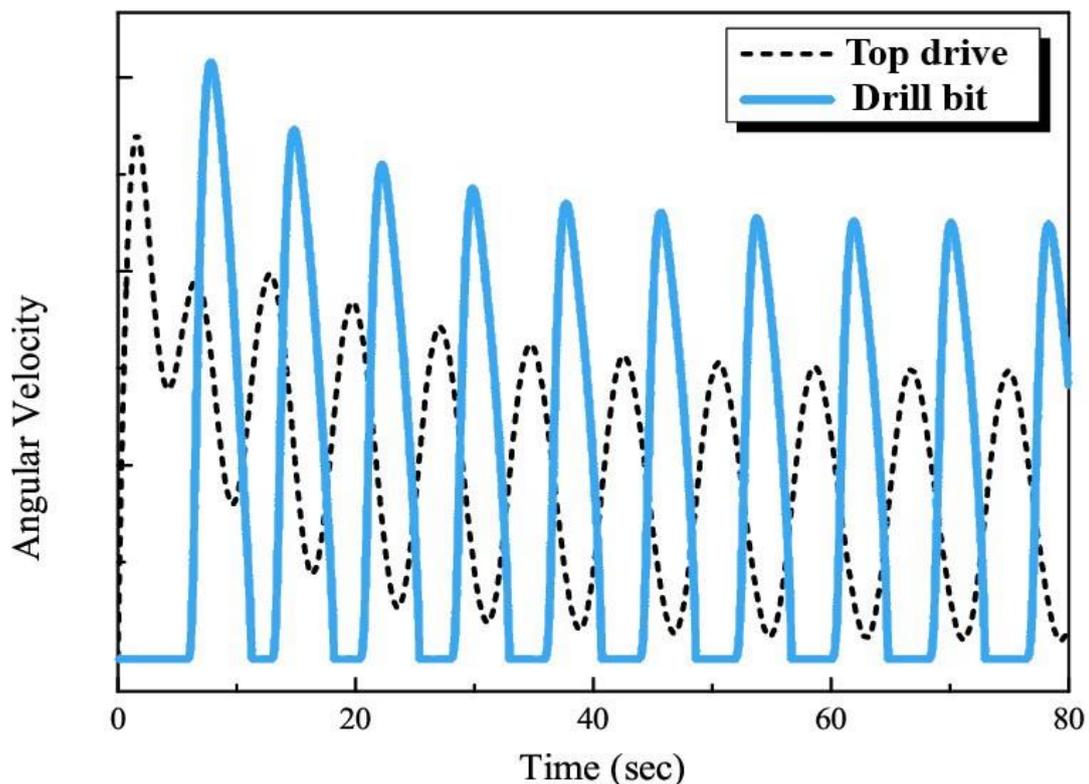


Figure II. 5 : phénomène stick-slip.

Pendant la phase d'accélération, la vitesse de rotation de l'outil peut atteindre plusieurs fois la vitesse de consigne en surface. Le stick-slip est un phénomène auto-entretenu : une fois initié, il ne s'atténue pas naturellement.

Les mesures effectuées au fond du puits montrent que l'application d'une vitesse de rotation constante à la surface ne se traduit pas nécessairement par une rotation constante de l'outil de forage (bit). La garniture de forage est soumise à l'entraînement en rotation par la table de rotation ou le top drive en surface, ainsi qu'aux couples résistants générés par le travail de l'outil et divers autres facteurs le long de la garniture.

Dans des cas extrêmes, bien que rares, la détente de la torsion des tiges peut provoquer une accumulation significative de torsion inverse, entraînant l'outil à tourner quelques tours à gauche avant de repartir à droite. Ce phénomène est appelé « back Ward spin ».

Les vibrations de torsion et le stick-slip se manifestent particulièrement lors de l'utilisation des outils PDC, qui consomment plus de couple que les outils tricônes.

Pour éviter les vibrations de torsion et le phénomène de stick-slip, il est souvent conseillé d'augmenter la vitesse de rotation ou la rigidité de la garniture. Des moyens plus sophistiqués consistent à détecter la présence de ces vibrations, notamment le stick-slip, et à optimiser en temps réel les paramètres opératoires [13].

## **4. Modèle de frottement pour le forage rotary**

D'un point de vue mathématique, le phénomène le plus complexe qui se produit durant l'opération de forage est le frottement du trépan avec la roche. Avant de modéliser le système de forage, il est donc judicieux de choisir un modèle de frottement qui reproduit fidèlement le phénomène réel, tout en ayant une complexité raisonnable [12]. Il existe plusieurs modèles de frottement [14] :

### **4.1 Modèle statique classique**

Parmi les modèles statiques les plus répandus dans la littérature on distingue :

#### **4.1.1 Frottements secs statique**

Les frottements secs statiques peuvent être considérés comme une particularité des frottements humides, puisqu'ils peuvent être décrits par deux régimes : frottement statique et frottement dynamique. En effet, ces deux régimes se manifestent à des vitesses trop faibles pour permettre au fluide de circuler. ( $v < v_s$ ).

---

#### 4.1.2 Frottement de coulomb

Le frottement de Coulomb est calculé selon les modèles les plus simples en fonction de la différence de vitesse entre les surfaces de glissement.

$$\mathbf{F} = F_c \operatorname{sgn}(v) = \mu F_n \operatorname{sgn}(v)$$

II- 1

$v$  : la vitesse relative des surfaces ;

$F_c$  : la force de frottement ;

$F_n$  : la charge normale ;

$\mu$  : le coefficient de frottement.

#### 4.1.3 Frottement visqueux

La lubrification réduit les forces de frottement et l'usure en empêchant le contact direct entre deux corps, remplaçant ainsi les frottements secs par des frottements fluides [14].

$$\mathbf{F} = F_v v$$

II- 2

$F_v$  : coefficient de frottement visqueux.

Dans plusieurs applications, le frottement visqueux est combiné au frottement de Coulomb, comme la forme suivante :

$$\mathbf{F} = F_c \operatorname{sgn}(v) + F_v v$$

II- 3

#### 4.1.4 Frottement de Stiction

La Stiction est le phénomène où une force d'adhérence s'oppose aux forces externes en dessous d'un certain niveau, permettant ainsi un mouvement relatif des surfaces fixes en contact [14].

### 4.1.5 Frottement de Stribeck

D'après les études de Stribeck, un modèle plus général a été apporté pour représenter le frottement. Celui-ci permet d'éliminer le saut du caractéristique frottement - vitesse, tout en améliorant la représentation de la réalité physique [14] :

$$\begin{aligned}
 & (v) \text{ si } v \neq 0 \\
 & F_e \text{ si } v = 0 \text{ et } |F_e| < F_s \\
 & F_s \operatorname{sgn}(F_e) \text{ si } v = 0 \text{ et } |F_e| \geq F_s
 \end{aligned}$$

II- 4

Avec :

$(v)$  =Fonction arbitraire modélisant l'effet Stribeck ;

$F_s$  = Frottement statique maximal ;

$v$  = Vitesse de glissement entre les deux surfaces ;

$F_e$  = Composante tangentielle de la force externe appliquée.

## 4.2 Modèle dynamique

On appelle « frottement dynamique », le couple de frottement présent lorsque l'outil est déjà en mouvement. Il n'a pas la même valeur que le couple de frottement statique.

Ce modèle est un mélange de différents modèles de frottements :

- ✓ le modèle de Bristle ;
- ✓ le modèle de Bilmanetsorine ;
- ✓ le modèle de LuGre ;
- ✓ le modèle de Leuven ;
- ✓ et le modèle élasto plastique qui présente la caractéristique de non dérive [14].

## 5. Modélisation de la garniture

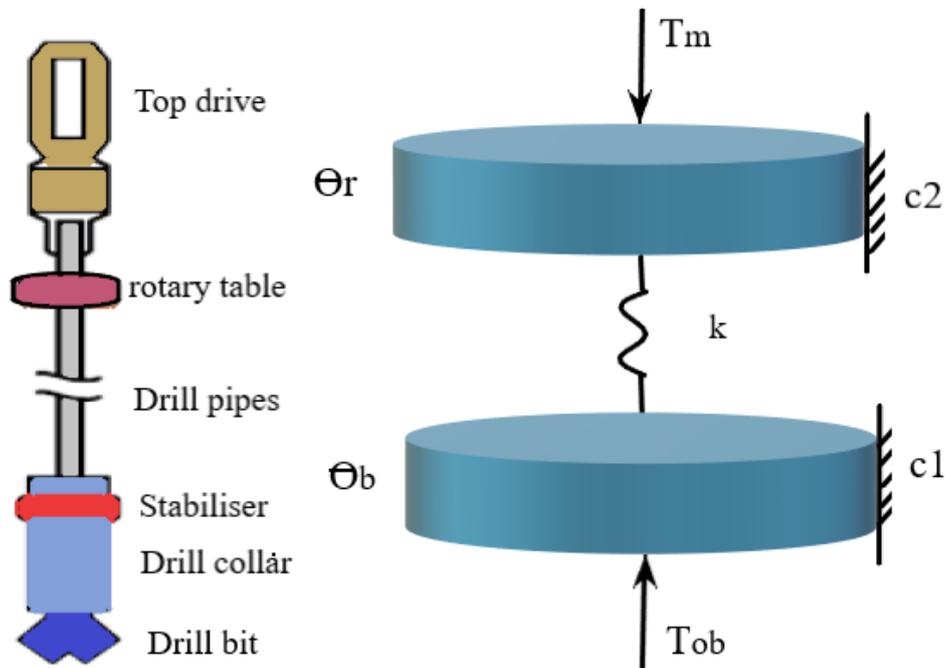


Figure II. 6 : le modèle mécanique représentant un système à deux degrés de liberté.

### 5.1 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-dessus, à introduire un modèle mécanique à deux degrés de liberté composé de deux 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. 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) :** En raison de la nature flexible des tiges de forage et leur faible diamètre par rapport à celui de la BHA, elles sont représentées par un ressort de constante de raideur  $k$  [4].

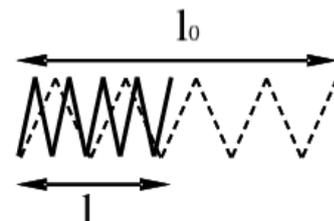
Paramètres	Descriptions
$j_r$	Le moment d'inertie équivalent au niveau de Top drive.
$j_b$	Le moment d'inertie équivalent des colliers de forage avec le foret (BHA).
$C_1$	Le coefficient d'amortissement visqueux équivalent de BHA.
$C_2$	Le coefficient d'amortissement visqueux à la table de rotation.
$k$	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.
$T_{rext}$	Le couple extérieur généralisé appliqué au top drive.
$T_{bext}$	Le couple extérieur généralisé appliqué au BHA respectivement.

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

## 5.2 Méthode énergétique

### 5.2.1 Énergie potentielle élastique

Un ressort qu'on comprime ou qu'on étire accumule de l'énergie potentielle qu'il pourra libérer en revenant à sa position initiale [15].



$$E_{elast} = \frac{k}{2} (l_0 - l)^2$$

II- 5

**Avec :**

$k$ : Raideur du ressort en N/m ;

$l$ : Longueur à vide du ressort en m ;

$l_0$ : Longueur du ressort comprimé ou tendu en m.

**Donc :**

$$E_p = \frac{1}{2} k (\theta_r - \theta_b)^2 \quad II- 6$$

### 5.2.2 Énergie cinétique

Un solide en mouvement possède une énergie appelée énergie cinétique [15].

Pour un solide en mouvement de rotation autour d'un axe( $\Delta$ ) :

$$E_c = \frac{1}{2} J \omega^2 \quad II- 7$$

**Avec :**

$J$  : Le moment d'inertie autour de ( $\Delta$ ) ;

$\omega$  : La vitesse angulaire.

**Donc :**

$$E_c = \frac{1}{2} j_r \dot{\theta}_r^2 + \frac{1}{2} j_b \dot{\theta}_b^2 \quad II- 8$$

### 5.3 Les couples généralisés

$$T_{r\text{ext}} = -T_{ar} - T_m \quad II- 9$$

$$T_{b\text{ext}} = -T_{ab} - T_{ob} \quad II- 10$$

### 5.3.1 L'amortissement visqueux 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 :

$$T_{ab} = C_1 \dot{\theta}_b \quad II- 11$$

### 5.3.2 L'amortissement visqueux sur Top Drive

Dû à la lubrification des éléments mécaniques du système de Top Drive, il est soumis à un couple d'amortissement visqueux :

$$T_{ar} = C_2 \dot{\theta}_r \quad II- 12$$

### 5.3.3 Le couple fourni par le moteur

$$T_m = u + C_2 Q_{ref} \quad II- 13$$

**u**: La commande du système.

Plusieurs méthodes pour l'implantation de commandes ont 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).

### 5.3.4 La fonction non linéaire du couple sur l'outil

$T_{ob}$  peut être décrite par plusieurs modèles.

## 5.4 Le lagrangien

$$L = E_c - E_p \quad II- 14$$

$$L = \frac{1}{2} j_r \dot{\theta}_r^2 + \frac{1}{2} j_b \dot{\theta}_b^2 - \frac{1}{2} k (\theta_r - \theta_b)^2 \quad II- 15$$

## 5.5 L'équation différentielle d'Euler-Lagrange

L'équation différentielle d'Euler-Lagrange est un outil mathématique fondamental en physique et en ingénierie pour modéliser le mouvement des systèmes mécaniques. Les équations d'Euler-Lagrange sont une reformulation des équations de mouvement de NEWTON de la mécanique classique. Elles impliquent la combinaison des énergies cinétique et potentielle totales du système. Cela permet de dériver les équations du mouvement du système.

Pour notre système à deux degrés de liberté, soumis à des couples extérieurs, ces équations forment un ensemble de 2 équations différentielles données par :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dL}{d\dot{\theta}_r} \right) - \frac{dL}{d\theta_r} = \sum T_{r\text{ext}} \quad \text{II- 16}$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dL}{d\dot{\theta}_b} \right) - \frac{dL}{d\theta_b} = \sum T_{b\text{ext}} \quad \text{II- 17}$$

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

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dE_c}{d\dot{\theta}_r} \right) + \frac{dE_p}{d\theta_r} = \sum T_{r\text{ext}} \quad \text{II- 18}$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dE_c}{d\dot{\theta}_b} \right) + \frac{dE_p}{d\theta_b} = \sum T_{b\text{ext}} \quad \text{II- 19}$$

### 5.5.1 La dynamique du Top Drive

L'équation de mouvement pour le Top drive est donnée par la dérivation de l'équation :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dE_c}{d\dot{\theta}_r} \right) + \frac{dE_p}{d\theta_r} = \sum T_{r\text{ext}} \quad \text{II- 20}$$

$$j_r \ddot{\theta}_r + k(\theta_r - \theta_b) = T_m - C_2 \dot{\theta}_r \quad \text{II- 21}$$

$$\ddot{\theta}_r = \frac{1}{j_r} (-k(\theta_r - \theta_b)) - C_2 \dot{\theta}_r + T_m \quad \text{II- 22}$$

### 5.5.2 Dynamique du BHA

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

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dL}{d\dot{\theta}_b} \right) - \frac{dL}{d\theta_b} = \sum T_{bext} \quad II-23$$

$$j_b \ddot{\theta}_b - k(\theta_r - \theta_b) = -T_{ab} - T_{ob} \quad II-24$$

$$\ddot{\theta}_b = \frac{1}{j_b} (k(\theta_r - \theta_b)) - C_1 \dot{\theta}_b - T_{ob} \quad II-25$$

### 5.5.3 Les équations du mouvement

$$\ddot{\theta}_r = \frac{1}{j_r} (-k(\theta_r - \theta_b)) - C_2 \dot{\theta}_r + T_m \quad II-26$$

$$\ddot{\theta}_b = \frac{1}{j_b} (k(\theta_r - \theta_b)) - C_1 \dot{\theta}_b - T_{ob} \quad II-27$$

## 5.6 La représentation d'état du modèle

On pose :

$$\begin{cases} x_1 = \dot{\theta}_b \\ x_2 = \theta_r - \theta_b \\ x_3 = \dot{\theta}_r \end{cases} \quad II-28$$

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{C_1}{j_b} ; & b_1 &= \frac{k}{j_b} ; & d_1 &= -\frac{1}{j_b} \\ a_2 &= \frac{C_2}{j_r} ; & b_2 &= \frac{k}{j_r} ; & d_2 &= \frac{1}{j_r} \end{aligned} \quad II-29$$

On remplace les changements de variables dans les équations du mouvement du système :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= -a_1 x_1 + b_1 x_2 + d_1 T_{ob} \\ \dot{x}_2 &= x_3 - x_1 \\ \dot{x}_3 &= -a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q_{ref} + d_2 u \end{aligned} \quad II-30$$

## 6. Modélisation des interactions outil roche

Les interactions jouent un rôle crucial dans l'étude du comportement de la garniture dans le puits lors du forage, car ils constituent les forces agissant sur la garniture et donc notre système, ce qui détermine la réponse permanente du système après le régime transitoire qui dure que quelques secondes. Les interactions donc, déterminent d'une façon principale, le comportement de la garniture.

### 6.1 Interaction outil roche

Le phénomène du stick-slip se manifeste surtout lors des premières phases de forage, lors de l'utilisation d'un outil du type PDC. Donc l'outil constitue une importante variable lors de la modélisation du phénomène car c'est connu que les frictions au niveau de l'outil déclenchent les vibrations de la garniture si le torque au niveau de l'outil dépasse le torque statique. Plusieurs modèles d'interactions outil-roche ont été élaborés cette section présente quelques-uns.

### 6.2 Le modèle de Stribeck

Stribeck friction est un modèle élaboré par Richard Stribeck en 1902 à Berlin, avec son équipe, il a caractérisé le coefficient de friction pour des surfaces lubrifiées. Le modèle dépend de la vitesse de glissement (rotation pour notre cas)

La fonction de Stribeck est donnée sous la forme :

$$T_{ob} = T_{obdy} \frac{2}{\pi} (\alpha_1 x_1 e^{-\alpha_2 |x_1|} + \arctan(\alpha_3 x_1)) \quad II-31$$

Avec :

$T_{obdy}$  : le coefficient de frottement de Stribeck.

$$T_{obdy} = 0.5 \text{ kN.m}$$

$$\alpha_1 = 9.5$$

$$\alpha_2 = 2.2$$

$$\alpha_3 = 35$$

### 6.3 Le modèle général

Le modèle général du couple exercé sur l'outil de forage est une expression mathématique qui permet de calculer le couple appliqué à l'outil pendant le processus de forage. Cette formule, souvent notée  $T_{ob}$ , prend en compte plusieurs paramètres, notamment le coefficient de frottement ( $\mu$ ), la vitesse ( $\Omega_0$ ), et la vitesse ( $x_1$ ) de l'outil. En utilisant cette équation, il est possible d'estimer le couple exercé sur l'outil dans différentes conditions de forage, ce qui aide à comprendre et à optimiser le processus de forage.

$$T_{ob} = \mu_n N r \left( \frac{x_1}{\sqrt{x_1^2 + \Omega_0^2}} + \frac{p \Omega_0 x_1}{x_1^2 + \Omega_0^2} \right) \quad II-32$$

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

Tableau II. 2: Les paramètres de la fonction générale.

### 6.4 Le modèle avec un terme exponentiel

Le modèle avec un terme exponentiel est une combinaison linéaire et exponentielle des coefficients de frottement de Coulomb et statique. Lorsque  $x_1$  augmente, ce terme exponentiel décroît, ce qui modélise la diminution du frottement à mesure que l'outil avance dans la roche. Ainsi, ce modèle permet de prendre en compte les changements de frottement le long du trajet de forage, ce qui peut être crucial pour une modélisation précise du comportement de l'outil dans différentes conditions géologiques.

$$T_{ob} = W_{ob} R_b [\mu_{cb} + (\mu_{sb} - \mu_{cb}) e^{-\gamma_b |x_1|}] \quad II-33$$

**Avec :**

$\mu_{sb}, \mu_{cb} \in (0, 1)$  : Les coefficients de frottement statique et de Coulomb

$$0 < \gamma_b < 1 \quad \text{Avec} \quad \gamma_b = 0.9$$

$$\mu_{cb} = 0.5$$

$$\mu_{sb} = 0.9$$

$$D_v = 10^{-6}$$

$$v_f = 1$$

$$R_b = 0.155575m$$

$$W_{ob} = 97347N$$

$$u = 10kN.m = 10000N.m$$

## 6.5 Couple simplifié

Le modèle simplifié du couple exercé sur l'outil de forage est le modèle le plus simple qui permet de calculer le couple appliqué à l'outil pendant le processus de forage.

Le modèle simplifié du couple sur l'outil de forage est une expression mathématique plus simple par rapport au modèle général

Ce modèle simplifié peut être utilisé lorsque des approximations sont nécessaires ou lorsque les conditions de forage sont relativement simples. Cependant, il peut ne pas prendre en compte tous les aspects du comportement réel de l'outil dans des situations plus complexes.

$$T_{ob} = \frac{2Kx_1}{x_1^2 + K^2} \quad II-34$$

**Avec :**  $K = 0.5$

## 7. Calcul des paramètres

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

### 7.1 Le moment d'inertie équivalent

L'équation générale du moment d'inertie est sous la forme :

$$j = \frac{1}{2} \rho \pi (R^4 - r^4) \quad II-35$$

- Le moment d'inertie équivalent du Top Drive :

$$j_r = j_{TD} + \frac{1}{2} j_p \quad II-36$$

**Tel que :**

$j_{TD}$  : Le moment d'inertie du moteur :

$$j_{TD} = n^2 j_m \quad II-37$$

$j_p$  : Le moment d'inertie des tiges de forage :

$$j_p = \frac{1}{2} \rho \pi L_p (R_p^4 - r_p^4) \quad II-38$$

Alors la valeur de  $j_r$  est :

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

- Le moment d'inertie équivalent de la BHA :

$$j_b = j_c + \frac{1}{2} j_p \quad II-39$$

**Tel que :**

$j_c$  : Le moment d'inertie de BHA :

$$j_c = \frac{1}{2} \rho \pi L_c (R_c^4 - r_c^4) \quad II-40$$

Alors : la valeur de  $j_b$  est :

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

## 7.2 Le coefficient de rigidité en torsion :

La constante de raideur est donnée sous la forme suivante :

$$k = \frac{GI}{L_p} \quad \text{II- 41}$$

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

$$I = \frac{\pi}{2} (R_p^4 - r_p^4) \quad \text{II- 42}$$

La valeur de coefficient de raideur est :

$$k = 473 \text{ kN.m/rad}$$

## 7.3 Les coefficients d'amortissements visqueux équivalents :

*L'équation d'amortissement visqueux est sous la forme suivante :*

$$C = 120\eta \frac{R_h^2 R^2}{R_h^2 - R^2} L \quad \text{II- 43}$$

➤ *Le coefficient d'amortissement visqueux équivaut de BHA :*

$$C_1 = C_c + \frac{1}{2} C_p \quad \text{II- 44}$$

Tel que :

$C_c$  Est le coefficient de frottement visqueux des masses tiges de forage :

$$C_c = 120\eta \frac{R_h^2 R_c^2}{R_h^2 - R_c^2} L_c \quad \text{II- 45}$$

$C_p$  Est le coefficient de frottement visqueux des tiges de forage :

$$C_p = 120\eta \frac{R_h^2 R_p^2}{R_h^2 - R_p^2} L_p \quad \text{II- 46}$$

➤ *Le coefficient d'amortissement visqueux équivaut au top drive :*

$$C_2 = C_m + \frac{1}{2} C_p \quad \text{II- 47}$$

Tel que :  $C_m$  Est le coefficient de frottement visqueux du moteur.

$$C_1 = 50N.m.\frac{s}{rad}$$

$$C_2 = 425N.m.\frac{s}{rad}$$

<i>Paramètres</i>	Description	Valeurs
<i>Rh</i>	Rayon de puits	0.1m
<i>Rbit</i>	Rayon de l'outil égale le rayon de puits	0.1m
<i>η</i>	La viscosité de la boue de forage	50 <sup>-3</sup>
<i>n</i>	Rapport de transmission du réducteur	10.589
<i>G</i>	Le module de cisaillement des tiges de forage	81.10 <sup>9</sup>
<i>ρ</i>	La densité de l'acier	7850
<i>I</i>	Moment d'inertie quadratique des tiges de forage	1.1884e-05 m <sup>4</sup>
<i>Lp</i>	Longueur de tiges de forage	2035 m
<i>Rp</i>	Rayon externe des tiges de forage	0.1270/2 m
<i>rp</i>	Rayon interne des tiges de forage	0.1086/2 m
<i>jm</i>	Inertie du moteur	18.078
<i>Lc</i>	La longueur de masses tiges de forage	428.8523 m
<i>Rc</i>	Le rayon externe de masses tiges	0.171/2 m
<i>rc</i>	Rayon interne des tiges de forage	0.051/2 m
<i>Cm</i>	Le coefficient de frottement visqueux du moteur	389.7879
<i>R</i>	Résistance statorique du moteur	0.0604809

Tableau II. 3 : les paramètres utilisés dans les calculs.

## 8. Conclusion

La performance du processus de forage des puits de pétrole et de gaz est significativement affectée par les vibrations de la garniture de forage. Le phénomène de stick-slip est l'un des principaux coupables, provoquant une dégradation accélérée des équipements, notamment la torsion excessive des tiges et les dommages aux dents de l'outil de forage. En outre, ces vibrations gaspillent une quantité considérable d'énergie et peuvent induire des instabilités dans le puits, altérant ainsi le contrôle directionnel et la forme globale du forage.

Face à ces défis, il devient crucial d'adopter des méthodes efficaces pour atténuer les vibrations et limiter leurs impacts néfastes. Dans le troisième chapitre, nous proposerons une approche détaillée visant à contrôler activement ces vibrations. Cette méthode sera conçue pour réduire la détérioration des équipements, minimiser la perte d'énergie et maintenir la stabilité du système de forage tout au long de l'opération. En intégrant des stratégies innovantes et des technologies avancées, nous visons à garantir des performances optimales et une productivité accrue dans les opérations de forage.

***Chapitre III : « Description  
de la commande par Back-  
Stepping et contrôle PID.»***

## 1. Introduction

Dans un monde où les systèmes dynamiques interagissent avec des environnements complexes et changeants, la nécessité de développer des stratégies de contrôle avancées devient primordiale. Les commandes non linéaires émergent comme une solution prometteuse pour garantir la stabilité et l'efficacité des systèmes dans des conditions variables et imprévisibles.

Les régulateurs classiques, tels que le PI et le PID, ont longtemps été des piliers du contrôle automatique. Cependant, leur efficacité peut être limitée dans des environnements non linéaires où les variations rapides, les perturbations extérieures et les non-linéarités du système peuvent compromettre les performances de régulation.

C'est dans ce contexte que les méthodes de commande non linéaires, telles que le Back-Stepping, ont suscité un intérêt croissant. Introduite pour la première fois en 1991 par Kanellakopoulos et ses collègues, cette approche offre une approche systématique pour stabiliser les systèmes dynamiques non linéaires en construisant des fonctions de Lyapunov stabilisantes de manière séquentielle.

Dans ce mémoire, nous explorerons en profondeur les concepts fondamentaux de la commande Back-Stepping et son application dans le contrôle de systèmes dynamiques. Nous examinerons également les possibilités d'hybridation de cette méthode avec d'autres techniques de régulation, telles que la régulation PID, pour améliorer encore les performances de régulation et garantir la robustesse du système face aux défis rencontrés dans des environnements non linéaires et dynamiques.

En combinant les principes théoriques avec des études de cas et des simulations pratiques, cette étude vise à fournir un aperçu approfondi des commandes non linéaires et de leur potentiel pour résoudre les défis de contrôle les plus complexes auxquels sont confrontés les systèmes dynamiques modernes.

## 2. Le système linéaire et non-linéaire

Les concepts linéaires et non linéaires jouent un rôle essentiel dans les domaines des mathématiques et de l'ingénierie. Un ensemble d'équations linéaires constitue un système linéaire, tandis qu'un système non linéaire comprend au moins une équation non linéaire.

### 2.1 Système linéaire

#### 2.1.1 Définition

Un système linéaire est un modèle mathématique (équations linéaires différentielles) qui suit le principe de superposition. Autrement dit, il décrit la relation entre deux variables ou plus de manière à ce que tout changement d'une variable entraîne un changement proportionnel dans une autre variable [23].

#### 2.1.2 Représentation générale

La représentation d'état de ces systèmes, quand ils sont à temps continus, s'écrit de la manière suivante :

$$\begin{cases} \dot{x} = A \cdot x + B \cdot u \\ y = C \cdot x + D \cdot u \end{cases} \quad III- 1$$

Où  $x$ ,  $u$  et  $y$  représentant respectivement les vecteurs d'état, de commande et de sortie du système, tel que :  $x \in \mathfrak{R}^n$ ,  $u \in \mathfrak{R}^m$  et  $y \in \mathfrak{R}^p$ ;  $A$ ,  $B$ ,  $C$  et  $D$  sont des matrices de dimensions  $n \times n$ ,  $n \times m$ ,  $p \times n$  et  $p \times m$  respectivement [23].

### 2.2 Système non-linéaire

#### 2.2.1 Définition

Un phénomène est dit non linéaire lorsque ses grandeurs caractéristiques reliées entre elles ne varient pas proportionnellement les unes par rapport aux autres. Son comportement peut alors être décrit par une expression, un modèle ou des équations faisant intervenir les variables autrement qu'au premier degré.

Un système est non linéaire s'il ne vérifie pas le principe de superposition.

Aucun système physique n'est complètement linéaire [23].

### 2.2.2 Représentation générale

La représentation générale d'un système non linéaire est de la forme :

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x) + g(x)u(t) \\ y = h(x) \end{cases} \quad \text{III- 2}$$

Où  $x$ ,  $u$  et  $y$  représentant respectivement les vecteurs d'état, de commande et de sortie du système.  $f(x)$ ,  $g(x)$  et  $h(x)$  sont des fonctions non linéaires du vecteur d'état décrivent le système [23].

## 3. Le principe d'un système stable

Selon la définition mathématique de la stabilité, un système non linéaire présente un bon comportement autour des points de fonctionnement. La stabilité apparaît lorsque la valeur infinie de la fonction tend vers une valeur finie lorsque le temps tend vers l'infini.

La stabilité dans le système de Lyapunov, également connue sous le nom de stabilité de Lyapunov, désigne la possibilité de maintenir la trajectoire du système à un niveau arbitraire près de la trajectoire originale, à partir d'une trajectoire relativement proche de l'origine autour de la zone des points de fonctionnement. Ces points sont connus sous le nom de points d'équilibre. Un point «  $x_0$  » est considéré comme un point d'équilibre : Si pour  $t \geq 0$ , on a [21] :

$$\dot{x} = f(x_0) = 0 \quad \text{III- 3}$$

### 3.1 Le système stable

Un système dynamique est asymptotiquement stable si, pour une entrée nulle et lorsqu'il est écarté de sa position d'équilibre, il revient asymptotiquement à cette position d'équilibre [25].



Figure III. 1 : la position d'équilibre d'un système.

### 3.2 Le système instable

L'équilibre instable est un état dans lequel un corps se trouve s'il ne revient pas à sa position initiale lorsqu'il est déplacé. Autrement dit, si lorsqu'un corps bouge, il ne revient pas là où il était mais s'éloigne, ce dernier est en équilibre instable [26].

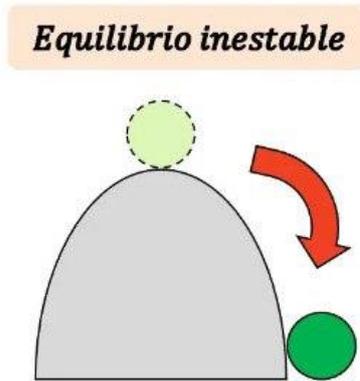


Figure III. 2 : l'équilibre instable d'un système.

### 4. Point d'équilibre

Un point d'équilibre dans un système non linéaire est une condition du système où une fois atteinte, le système reste dans cet état à moins d'être perturbé. En d'autres termes, c'est une condition stable du système.

Pour un système non linéaire, le nombre de points d'équilibre peut varier en fonction des paramètres du système [24].

Le point  $x_e(t) \in \mathcal{R}^n$  est dit point d'équilibre du système non linéaire non forcé :

$$\dot{x}(t) = f(x(t), t) \quad \forall t \geq 0 \quad \text{III- 4}$$

Si

$$\dot{x}(t) = f(x_e, t) = 0 \quad \forall t \geq 0 \quad \text{III- 5}$$

Si  $x_e$  est un point d'équilibre du système (III.4) alors l'équation différentielle :

$$\dot{x}(t) = f(x(t), t) \quad \forall t \geq t_e \quad x(t_e) = x_e \quad \text{III- 6}$$

Admet une solution unique :

$$x(t) = x_e \quad \forall t \geq t_e \quad \text{III- 7}$$

## 5. Méthode de Lyapunov

Il existe deux méthodes qui peuvent être utilisées pour la commande des systèmes non-linéaires.

L'objectif de la première approche est de rendre le système à commander linéaire, tandis que la seconde méthode consiste à trouver une fonction de Lyapunov qui assure des performances spécifiques pour le système en boucle fermée [19].

### 5.1 La première approche

Cette approche est restreinte (limitée) car elle se concentre uniquement sur la stabilité locale et ne fournit pas d'informations sur le domaine de la stabilité globale. Il n'est pas possible de prendre en compte tous les types de phénomènes non-linéaires avec cette méthode en raison des approximations de la linéarisation [19].

### 5.2 La seconde approche

Cette approche s'appuie sur la notion d'énergie dans un système, elle est basée sur l'étude de la stabilité du système à l'aide d'une fonction de Lyapunov qui mesure l'énergie potentielle du système. Les performances du système en boucle ferme peuvent être évaluées grâce à elle, garantissant une stabilité solide [20].

### 5.3 Le concept de la stabilité de Lyapunov

L'idée générale de la stabilité de Lyapunov est de trouver une fonction scalaire positive  $V(x)$  avec une dérivée  $\dot{V}(x)$  négative pour chaque état  $x$  possible de système.

Le concept du point d'équilibre  $x_e$  et tel que  $V(x)$  atteint son minimum  $V(x_e)$ .

Ensuite, la fonction  $V$  décroît continument le long de la solution  $x(t, t_0, x_0)$ [27]

#### 5.3.1 La définition de la stabilité au sens de Lyapunov

L'origine est dite stable au sens de Lyapunov :

Si, pour tout  $\varepsilon > 0$  et la condition initial  $t_0 = 0$ , il existe un nombre réel  $\delta > 0$  dépendant de  $\varepsilon$  pour toutes les conditions initiales satisfaisant l'inégalité [27] :

$$\|x_0\| < \delta$$

III- 8

### 5.3.2 La fonction de signe positif

Une fonction  $V: D \rightarrow R$  est définie comme suit [27] :

- Semi positive si elle vérifie les conditions suivantes :

$$\begin{cases} V(0) = 0 \\ V(x) \geq 0 \quad \forall x \in D - \{0\} \end{cases} \quad III-9$$

- Positive si elle vérifie les conditions suivantes :

$$\begin{cases} V(0) = 0 \\ V(x) > 0 \quad \forall x \in D - \{0\} \end{cases} \quad III-10$$

### 5.3.3 Théorème

Soit  $x = 0$  un point d'équilibre appartenant au domaine  $D \subset R^n$  ;  $V$  est continûment différentiable tel que :

$$\begin{cases} V(0) = 0 \\ V(x) > 0 ; \forall x \in D - \{0\} \\ \dot{V}(x) < 0 ; \forall x \in D \end{cases} \quad III-11$$

- Si ces conditions sont satisfaites, alors  $x_e$  est asymptotiquement stable.

$$\begin{cases} V(0) = 0 \\ V(x) > 0 ; \forall x \in D - \{0\} \\ \dot{V}(x) \leq 0 ; \forall x \in D \end{cases} \quad III-12$$

- Si ces conditions sont satisfaites, alors  $x_e$  est stable [27].

## 5.4 La forme quadratique

Considérons le système  $\dot{X} = AX$  et sa solution :  $x(t) = x_0 e^{At}$  [27].

Choisissons une fonction de Lyapunov quadratique :

$$V(X) = X^T P X \quad III-13$$

**Tel que** : P est une matrice symétrique définie positive, sa dérivée est donnée par :

$$\begin{aligned} \dot{V}(X) &= \dot{X}^T P X + X^T P \dot{X} = X^T A^T P X + X^T P A X = X^T (A^T P + P A) X \\ \dot{V}(X) &= -X^T Q X \end{aligned} \quad III-14$$

Le système est asymptotiquement stable si et seulement si pour tout :  $Q = Q^T$ , il existe une matrice  $P > 0$  solution de l'équation de Lyapunov :

$$A^T P + P A = -Q \quad III-15$$

## 6. Le principe de la commande Back-Stepping

La commande de Back-Stepping est une méthode utilisée pour les systèmes non linéaires qui permet de concevoir une loi de commande qui garantit la stabilité du système à tout instant. L'idée fondamentale de cette méthode est de rendre le système entier équivalent à des sous-systèmes du premier ordre en une cascade. A chaque étape de processus une commande virtuelle est calculée afin de garantir la convergence du système vers son état d'équilibre ; cela peut être atteint en utilisant les fonctions de Lyapunov, qui assurent progressivement la stabilisation de chaque étape de synthèse [17].

## 7. Les avantages de la commande par Back-Stepping

La commande par Back-Stepping a pour avantages d'assurer :

- La conception simplifiée d'une telle commande.
- L'utilisation non linéaire.
- Suivi de consigne avec un niveau satisfaisant de rejet de perturbation.
- Garantit la stabilité du système commandé (elle repose sur la théorie de Lyapunov). [18]

## 8. Les inconvénients de la commande par Back-Stepping

Pour réguler un système non linéaire d'ordre  $n$ , l'utilisation de la méthode de Back-Stepping peut poser des problèmes qui empêchent la convergence des variables de ce système. Les principaux problèmes rencontrés lors de la commande par Back-Stepping sont les suivants :

- **Les choix de gains :** On peut améliorer la convergence de certaines grandeurs en choisissant des gains tout en perturbant la convergence des autres. Souvent, cela nécessite plusieurs essais pour déterminer les valeurs de ces gains. Ainsi, avec l'augmentation de l'ordre du système le choix devient plus en plus difficile et complexe.
- **L'algorithme de calcul :** Il est nécessaire de choisir avec précision les intervalles de calcul de l'algorithme après avoir initialisé les valeurs du système afin d'obtenir de bons résultats.
- **La limitation de la valeur de la commande :** La convergence du système peut être perturbée par les saturations des grandeurs de commande. Afin d'assurer cette convergence, il faut d'abord choisir des valeurs minimales pour les grandeurs de commande [18].

## 9. Méthode générale de synthèse par Back-Stepping

On peut utiliser cette méthode pour des systèmes ayant une forme triangulaire comme la présentation d'état suivante [17] :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = f_1(x_1) + g_0(x_1)x_2 \\ \dot{x}_2 = f_2(x_1, x_2) + g_1(x_1, x_2)x_3 \\ \vdots \\ \dot{x}_n = f_n(x_1, x_2, \dots, x_n) + g_{n-1}(x_1, x_2, \dots, x_n)u \end{cases} \quad \text{III- 16}$$

Avec :  $[x_1, x_2, \dots, x_n]^T$  vecteur d'état  $\in \mathbf{R}^n$  et  $x \in \mathbf{R}$

Étant donné que le système est d'ordre n, sa mise en place s'effectue en n étapes :

### ✚ Etape 1 :

On commence par la première équation :

**La première référence désirée est notée :**

$$x_{1d} = a_0 = y_r \quad \text{III- 17}$$

**Cela entraîne la prochaine erreur de régulation :**

$$e_1 = x_1 - a_0 \quad \text{III- 18}$$

Sa dérivée est donc :

$$\begin{cases} \dot{e}_1 = \dot{x}_1 - \dot{a}_0 \\ \dot{e}_1 = f_1(x_1) + g_0(x_1)x_2 - \dot{a}_0 \end{cases} \quad \text{III- 19}$$

Pour un tel système, nous commençons par formuler la fonction de Lyapunov  $V_1$  sous une forme quadratique :

$$V_1 = \frac{1}{2} e_1^2 \quad \text{III- 20}$$

Sa dérivée temporelle est :

$$\begin{cases} \dot{V}_1 = e_1 \dot{e}_1 \\ \dot{V}_1 = e_1 [f_1(x_1) + g_0(x_1)x_2 - \dot{a}_0] \end{cases} \quad \text{III- 21}$$

Garantissant la stabilité de la dynamique décrite dans l'équation «4». Ainsi, considérons  $x_2 = \alpha_1$  de la manière suivante tel que :

$$f_1(x_1) + g_0(x_1)x_2 - \dot{\alpha}_0 = -k_1 e_1 \quad \text{III- 22}$$

Ou  $k_1 > 0$  : la constante de conception.

**Donc**, la loi de commande pour de système «19» est donnée par :

$$\alpha_1 = \frac{1}{g_0(x_1)} [-k_1 e_1 + \dot{\alpha}_0 - f_1(x_1)] \quad \text{III- 23}$$

**Donc :**

$$\dot{V}_1 = -k_1 e_1^2 \leq 0 \quad \text{III- 24}$$

#### ✚ Etape 2 :

La nouvelle référence désirée sera la variable de commande pour le sous-système précédent «19» :

$$x_{2d} = \alpha_1 \quad \text{III- 25}$$

L'erreur de régulation est :

$$e_2 = x_2 - \alpha_1 \quad \text{III- 26}$$

Sa dérivée est donc :

$$\begin{cases} \dot{e}_2 = \dot{x}_2 - \dot{\alpha}_1 \\ \dot{e}_2 = f_2(x_1, x_2) + g_1(x_1, x_2)x_3 - \dot{\alpha}_1 \end{cases} \quad \text{III- 27}$$

La fonction de Lyapunov étendue pour le système «27» est :

$$V_2 = \frac{1}{2} e_1^2 + \frac{1}{2} e_2^2 \quad \text{III- 28}$$

Dont sa dérivée est :

$$\begin{cases} \dot{V}_2 = \dot{V}_1 + e_2 \dot{e}_2 \\ \dot{V}_2 = -k_1 e_1^2 + e_2 [f_2(x_1, x_2) + g_1(x_1, x_2)x_3 - \dot{\alpha}_1] \end{cases} \quad \text{III- 29}$$

Pour la stabilité dynamique du système «27», prenons :  $x_3 = \alpha_2$  tel que :

$$f_2(x_1, x_2) + g_1(x_1, x_2)x_3 - \dot{\alpha}_1 = -k_2 e_2 \quad \text{III- 30}$$

Où  $k_2 > 0$  : la constante de conception.

**Donc**, la loi de commande pour de système «27» est donnée par :

$$\alpha_2 = \frac{1}{g_1(x_1, x_2)} [-k_2 e_2 + \dot{\alpha}_1 - f_2(x_1, x_2)] \quad \text{III- 31}$$

**Avec :**

$$\dot{\alpha}_1 = \frac{g_0(x_1)[-k_1 \dot{e}_1 + \ddot{\alpha}_0 - \dot{f}_1(x_1)] - \dot{g}_0(x_1)[-k_1 e_1 + \dot{\alpha}_0 - f_1(x_1)]}{g_0^2(x_1)} \quad \text{III- 32}$$

**Donc :**

$$\dot{V}_2 = -k_1 e_1^2 - k_2 e_2^2 \leq 0 \quad \text{III- 33}$$

✚ **Etape n :**

De la même manière, pour cette étape, la référence à suivre est :

$$x_{nd} = \alpha_{n-1} \quad \text{III- 34}$$

L'erreur de régulation est :

$$e_n = x_n - \alpha_{n-1} \quad \text{III- 35}$$

Sa dérivée est :

$$\begin{cases} \dot{e}_n = \dot{x}_n - \dot{\alpha}_{n-1} \\ \dot{e}_n = f_n(x_1, x_2, \dots, x_n) + g_{n-1}(x_1, x_2, \dots, x_n)u - \dot{\alpha}_{n-1} \end{cases} \quad \text{III- 36}$$

La fonction de Lyapunov étendue pour le système «36» est :

$$V_n = V_1 + V_2 + \dots + \frac{1}{2} e_n^2 = \frac{1}{2} (e_1^2 + e_2^2 + \dots + e_n^2) \quad \text{III-37}$$

Dont sa dérivée est :

$$\begin{cases} \dot{V}_n = \dot{V}_1 + \dots + e_n \dot{e}_n \\ \dot{V}_1 = -k_1 e_1^2 + \dots + e_n [f_n(x_1, x_2, \dots, x_n) + g_{n-1}(x_1, x_2, \dots, x_n)u - \dot{\alpha}_{n-1}] \end{cases} \quad \text{III- 38}$$

Au cours de cette dernière étape, nous avons réussi à déduire la loi de commande pour l'ensemble du système.

**Un bon choix doit satisfaire :**

$$e_n [f_n(x_1, x_2, \dots, x_n) + g_{n-1}(x_1, x_2, \dots, x_n)u - \dot{\alpha}_{n-1}] = -k_n e_n \quad \text{III- 39}$$

Où  $k_n > 0$  : la constante de conception.

**Donc**, la loi de commande pour de système «36» est donnée par :

$$u = \frac{1}{g_{n-1}(x_1, x_2, \dots, x_n)} [-k_n e_n + \dot{\alpha}_{n-1} - f_n(x_1, x_2, \dots, x_n)] \quad \text{III- 40}$$

Ce qui garantit la négativité de la dérivée de la fonction de Lyapunov étendue :

**Donc :**

$$\dot{V}_n = -k_1 e_1^2 - \dots - k_n e_n^2 \leq 0 \quad \text{III- 41}$$

## 10. Application de la commande par Back-Stepping récursive au système de forage

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -a_1 x_1 + b_1 x_2 + d_1 T_{ob} \\ \dot{x}_2 = x_3 - x_1 \\ \dot{x}_3 = -a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q + d_2 u \end{cases} \quad \text{III- 42}$$

On pose :

$$\begin{cases} s = x_1 - x_{1d} \\ z = x_2 - x_{2d} \\ w = x_3 - x_{3d} \end{cases} \quad \text{III- 43}$$

**Etape 1 :**

$$s = x_1 - x_{1d} \quad \text{III- 44}$$

**Sa dérivée :**

$$\begin{cases} \dot{s}_1 = \dot{x}_1 - \dot{x}_{1d} \\ \dot{s}_1 = -a_1 x_1 + b_1 x_2 + d_1 T_{ob} - \dot{x}_{1d} \end{cases} \quad \text{III- 45}$$

On pose la fonction de Lyapunov  $V_1$  tel que :

$$V_1 = \frac{1}{2} s^2 \quad \text{III- 46}$$

Sa dérivée temporelle est :

$$\begin{cases} \dot{V}_1 = s \cdot \dot{s} \\ \dot{V}_1 = s[-a_1x_1 + b_1x_2 + d_1T_{ob} - \dot{x}_{1d}] \end{cases} \quad III- 47$$

**Avec :**

$$-a_1x_1 + b_1x_2 + d_1T_{ob} - \dot{\alpha}_0 = -k_1s \quad III- 48$$

**Avec**  $x_2$  : l'entrée virtuelle tel que  $x_2 = x_{2d}$

Ou  $k_1 > 0$  : la constante de conception.

$$x_{2d} = \frac{1}{b_1}[-k_1s + \dot{x}_{1d} - d_1T_{ob} + a_1x_1] \quad III- 49$$

**Donc :**

$$\dot{V}_1 = -k_1s^2 \leq 0 \quad III- 50$$

**Etape 2 :**

**On a**

$$\dot{s}_1 = -a_1x_1 + b_1x_2 + d_1T_{ob} - \dot{x}_{1d} \quad III- 51$$

**Avec :**

$$\begin{cases} z = x_2 - x_{2d} \\ x_2 = z + x_{2d} \end{cases} \quad III- 52$$

**Donc :**

$$\begin{cases} \dot{s}_1 = -a_1x_1 + b_1(z + x_{2d}) + d_1T_{ob} - \dot{x}_{1d} \\ \dot{s}_1 = -a_1x_1 + b_1z + b_1x_{2d} + d_1T_{ob} - \dot{x}_{1d} \\ \dot{s}_1 = -a_1x_1 + b_1z + b_1\left(\frac{1}{b_1}[-k_1s + \dot{x}_{1d} - d_1T_{ob} + a_1x_1]\right) + d_1T_{ob} - \dot{x}_{1d} \end{cases} \quad III- 53$$

**Donc :**

$$\dot{s}_1 = b_1z - k_1s \quad III- 54$$

**On a :**

$$z = x_2 - x_{2d} \quad III- 55$$

**Sa dérivée :**

$$\begin{cases} \dot{z} = \dot{x}_2 - \dot{x}_{2d} \\ \dot{z} = x_3 - x_1 - \dot{x}_{2d} \end{cases} \quad \text{III- 56}$$

**On pose :**

$$V_2 = \frac{1}{2}(s^2 + z^2) \quad \text{III- 57}$$

**Alors :**

$$\begin{cases} \dot{V}_2 = s \cdot \dot{s} + z \cdot \dot{z} \\ \dot{V}_2 = s(b_1 z - k_1 s) + z(x_3 - x_1 - \dot{x}_{2d}) \\ \dot{V}_2 = s b_1 z - k_1 s^2 + z(x_3 - x_1 - \dot{x}_{2d}) \\ \dot{V}_2 = -k_1 s^2 + z(s b_1 + x_3 - x_1 - \dot{x}_{2d}) \end{cases} \quad \text{III- 58}$$

**Avec :**

$$s b_1 + x_3 - x_1 - \dot{x}_{2d} = -k_2 z \quad \text{III- 59}$$

Avec  $x_3$  : l'entrée virtuelle tel que  $x_3 = x_{3d}$

Où  $k_2 > 0$  : la constante de conception.

$$x_{3d} = -k_2 z - s b_1 + x_1 + \dot{x}_{2d} \quad \text{III- 60}$$

**Donc :**

$$\dot{V}_2 = -k_1 s^2 - k_2 z^2 \leq 0 \quad \text{III- 61}$$

**➤ Etape 3 :**

**On a :**

$$\begin{cases} \dot{s}_1 = b_1 z - k_1 s \\ \dot{z} = x_3 - x_1 - \dot{x}_{2d} \end{cases} \quad \text{III- 62}$$

**Avec :**

$$\begin{cases} w = x_3 - x_{3d} \\ x_3 = w + x_{3d} \end{cases} \quad \text{III- 63}$$

**Donc :**

$$\dot{z} = w + x_{3d} - x_1 - \dot{x}_{2d} \quad \text{III- 64}$$

**Avec :**

$$x_{3d} = -k_2 z - s b_1 + x_1 + \dot{x}_{2d} \quad \text{III- 65}$$

**Donc :**

$$\begin{cases} \dot{z} = w - k_2 z - s b_1 + x_1 + \dot{x}_{2d} - x_1 - \dot{x}_{2d} \\ \dot{z} = w - k_2 z - s b_1 \end{cases} \quad \text{III- 66}$$

**On a :**

$$\dot{w} = \dot{x}_3 - \dot{x}_{3d} \quad \text{III- 67}$$

**Donc :**

$$\begin{cases} \dot{s}_1 = b_1 z - k_1 s \\ \dot{z} = w - k_2 z - s b_1 \\ \dot{w} = -a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q + d_2 u - \dot{x}_{3d} \end{cases} \quad \text{III- 68}$$

On pose la fonction de Lyapunov  $V_3$  tel que :

$$V_3 = \frac{1}{2} (s^2 + z^2 + w^2) \quad \text{III- 69}$$

Dont sa dérivée est :

$$\begin{cases} \dot{V}_3 = s \dot{s} + z \dot{z} + w \dot{w} \\ \dot{V}_3 = s(b_1 z - k_1 s) + z(w - k_2 z - s b_1) + w(-a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q + d_2 u - \dot{x}_{3d}) \\ \dot{V}_3 = -k_1 s^2 - k_2 z^2 + w(z - a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q + d_2 u - \dot{x}_{3d}) \end{cases} \quad \text{III- 70}$$

**Choissant :**

$$z - a_2 x_3 - b_2 x_2 + a_2 Q + d_2 u - \dot{x}_{3d} = -k_3 w \quad \text{III- 71}$$

Où  $k_3 > 0$  : la constante de conception.

$$u = \frac{1}{d_2} [-k_3 w - z + a_2 x_3 + b_2 x_2 - a_2 Q + \dot{x}_{3d}] \quad \text{III- 72}$$

**Donc :**

$$\dot{V}_2 = -k_1 s^2 - k_2 z^2 - k_3 w^2 \leq 0 \quad \text{III- 73}$$

## 11. Régulateur PID

La régulation PID combine les actions proportionnelle, intégrale et dérivée pour générer un seul signal de commande, où chaque action offre une caractéristique permettant de réguler la sortie. L'action proportionnelle amène le système à réagir à l'erreur actuelle, permettant une action immédiate en cas de variations ou de perturbations ; l'action intégrale élimine les erreurs en régime permanent ; finalement, l'action dérivée anticipe le comportement du processus.

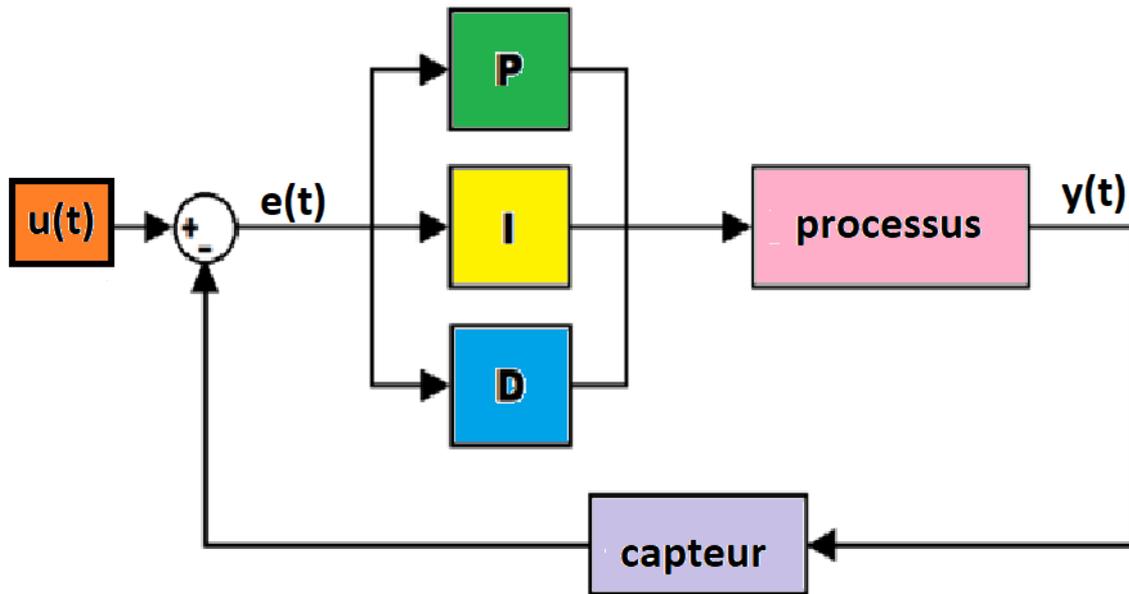


Figure III. 3 : schéma block d'une régulation en boucle fermée avec un contrôleur PID.

### 11.1 Action proportionnelle ( $K_p$ )

Plus la valeur de l'action proportionnelle est élevée, plus la bande proportionnelle est petite et plus l'énergie de régulation est importante. Cela permet au système de réagir plus rapidement, mais le signal de sortie peut dépasser la consigne ou y être inférieure en régime permanent, et l'erreur ne sera jamais complètement résolue.

### 11.2 Action intégrale ( $T_i$ )

Lorsque l'action intégrale est appliquée de manière isolée, la stabilité relative du système décline, cependant, lorsqu'elle est utilisée conjointement avec l'action proportionnelle, elle contribue à annuler l'erreur en régime permanent. Le temps requis pour que le système atteigne la consigne en régime permanent est proportionnel à la valeur intégrale.

### 11.3 Action dérivée ( $T_d$ )

L'action dérivée anticipe l'action de régulation de sorte que le processus réagisse plus rapidement que d'habitude. Cette action prédictive augmente la stabilité relative du système et rend la réponse plus rapide et moins oscillante selon le temps dérivé. En régime permanent, cette action sera nulle car la valeur de l'erreur sera constante.

### 11.4 L'équation mathématique

L'équation mathématique pour calculer le signal de commande de la variable manipulée et indiqué ci-dessous :

$$U(t) = K_p(e(t)) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad \text{III- 74}$$

- ✓  $e(t)$  est l'erreur entre la consigne et la valeur actuelle de la variable contrôlée à l'instant  $t$ .
- ✓  $K_p$ ,  $K_i$  et  $K_d$  sont les paramètres du régulateur PID (proportionnel, intégral et dérivé, respectivement).
- ✓  $\int_0^t e(\tau) d\tau$  Représente l'intégrale de l'erreur jusqu'à l'instant  $t$ , ce qui prend en compte l'accumulation des erreurs passées.
- ✓  $\frac{de(t)}{dt}$  Représente la dérivée de l'erreur par rapport au temps à l'instant  $t$ , ce qui permet d'anticiper la variation de l'erreur.

Cette équation combine les trois actions de régulation (proportionnelle, intégrale et dérivée) pour calculer le signal de commande optimal qui permettra de réduire l'erreur et d'ajuster la variable contrôlée à la consigne souhaitée.

## 12. Contrôleur hybride

L'hybridation d'un contrôleur PI (PID) avec la commande par Back-Stepping est une approche qui combine les avantages des deux techniques de contrôle pour améliorer les performances de régulation d'un système.

Dans cette approche, le contrôleur hybride utilise à la fois les termes proportionnel, intégral et dérivé du PI (PID), ainsi que la méthode de commande par Back-Stepping. Cela permet de bénéficier à la fois de la réactivité et de la précision du PI (PID), ainsi que de la capacité de la commande par Back-Stepping à traiter les systèmes non linéaires et à réduire les oscillations.

L'équation générale d'un contrôleur hybride PI (PID) avec la commande par Back-Stepping peut être formulée de la manière suivante :

$$\mathbf{u}_{Hybrid} = \mathbf{u}_{pid} + \mathbf{u}_{Back} \quad III- 75$$

$$\mathbf{u}_{HyPi} = \mathbf{u}_{pi} + \mathbf{u}_{Back} \quad III- 76$$

Où :

$\mathbf{u}_{Hybrid}$ : Est le signal de commande du contrôleur hybride PID,

$\mathbf{u}_{HyPi}$ : Est le signal de commande du contrôleur hybride PI,

$\mathbf{u}_{Back}$  : Est le signal de commande de la commande par Back-Stepping.

En combinant les deux approches, le contrôleur hybride PI(PID) avec la commande par Back-Stepping offre une meilleure capacité à réguler efficacement un large éventail de systèmes complexes, en exploitant les avantages des deux techniques de contrôle.

## 13. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons exploré différentes méthodes de régulation, notamment la commande par Back-Stepping, la régulation PID et l'approche hybride combinant ces deux techniques. Chacune de ces méthodes offre des avantages spécifiques en termes de stabilité, de réactivité et de capacité à traiter les non-linéarités des systèmes dynamiques.

La commande par Back-Stepping s'est révélée efficace pour stabiliser les systèmes complexes en décomposant le problème en sous-systèmes plus simples et en les stabilisant successivement. La régulation PID, quant à elle, offre une réponse rapide et précise en combinant les actions proportionnelle, intégrale et dérivée pour réguler la sortie du système.

L'approche hybride, qui combine la commande par Back-Stepping et la régulation PID, représente une évolution significative dans la conception des systèmes de régulation. En combinant les avantages des deux méthodes, elle offre une solution plus complète et plus robuste pour réguler efficacement une large gamme de systèmes dynamiques.

Dans le chapitre suivant, nous mettrons en œuvre ces méthodes de régulation dans des simulations en boucle fermée sous Matlab. Cela nous permettra d'évaluer et de comparer les performances de chaque méthode dans divers scénarios, ce qui nous aidera à déterminer la meilleure approche pour notre système de forage à deux degrés de liberté.

En conclusion, ce chapitre pose les bases théoriques nécessaires à la compréhension et à la mise en œuvre des méthodes de régulation étudiées. Il souligne l'importance de choisir la méthode de régulation appropriée en fonction des caractéristiques spécifiques du système à contrôler, et met en avant les avantages de l'approche hybride pour obtenir des performances optimales.

*Chapitre IV : « Interprétation  
des résultats de la  
simulation. »*

## 1. Introduction

Après avoir étudié le phénomène du stick-slip, une forme sévère de vibration de torsion, ainsi que son influence sur les opérations de forage, que ce soit sur la paroi du puits ou sur le matériel tel que les tiges et l'outil de forage, il est apparu que dans les cas les plus graves, l'opération peut être complètement interrompue.

Dans l'objectif de réduire au maximum les effets de ce phénomène, nous avons proposé dans le chapitre précédent la méthode de commande par Back-Stepping et l'hybridation d'un contrôleur PI (PID). Ces approches visent à corriger la réponse du système en présence de vibrations.

Dans ce chapitre, nous présenterons les réponses des systèmes avant et après l'utilisation de la commande Back-Stepping et de l'hybridation d'un contrôleur PI (PID), en apportant des interprétations permettant d'observer les améliorations de la réponse du système.

L'approche du Back-Stepping offre plusieurs avantages significatifs. Elle permet non seulement de réduire les vibrations de torsion et d'améliorer la stabilité du processus de forage, mais elle contribue également à prolonger la durée de vie des équipements, à augmenter l'efficacité opérationnelle et à réduire les coûts de maintenance. En tant que tel, le Back-Stepping est devenu une composante essentielle des stratégies de gestion des vibrations dans l'industrie du forage, offrant une solution efficace pour optimiser les performances tout en minimisant les risques associés au stick-slip.

De plus, nous allons associer un contrôleur PID à la commande par Back-Stepping, formant ainsi une approche hybride visant à atteindre des performances optimales. Cette combinaison permet de tirer parti des avantages de chaque méthode, assurant une meilleure régulation des vibrations et une amélioration globale du processus de forage.

## 2. Interprétation des résultats de la simulation en boucle ouverte

Les graphes illustrent la vitesse angulaire de l'outil et du top drive, respectivement en rouge et en noir.

### 2.1 Le cas linéaire

Dans cette partie, nous considérons la fonction non linéaire  $T_{ob}$  du système comme constante ou égal à zéro pour bien déterminer l'effet du couple sur la garniture.

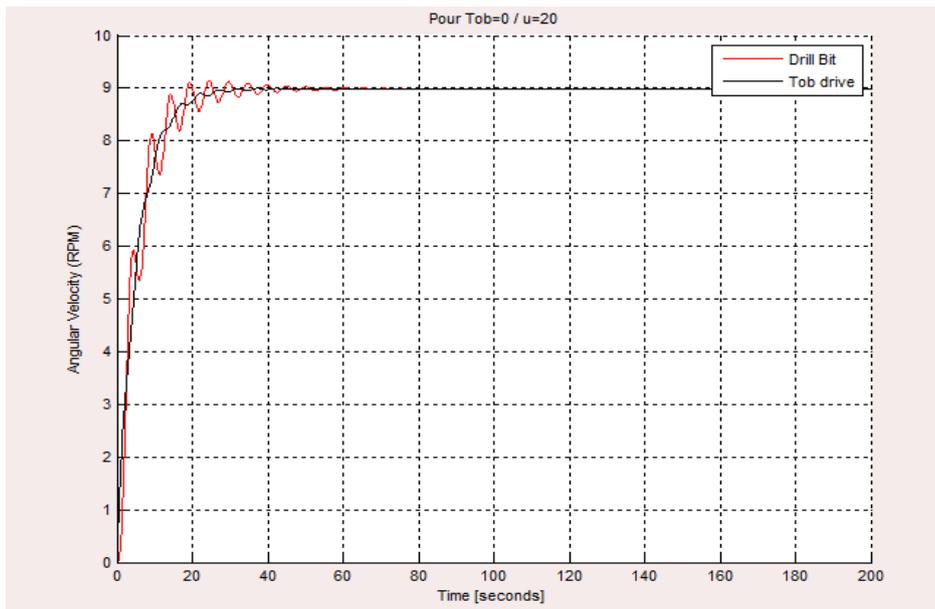


Figure IV. 1 : Réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $u=20$  rad /s et  $T_{ob}=0$  N.m.

➤ **Interprétation de la figure.IV.1 :** il est observé que lorsque  $u=20$  rad/s, la vitesse de l'outil présente des légères oscillations pendant une période de 0s à 50s. Pendant cette période, les deux vitesses de l'outil et celle du top drive se stabilisent a une vitesse égale à 9rad/s.

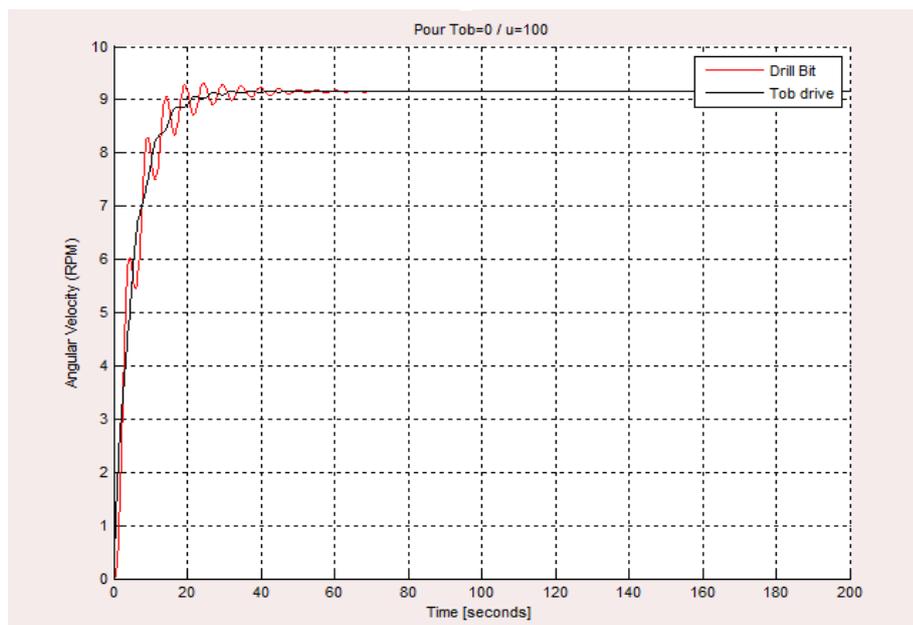


Figure IV. 2 : Réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $u=100$  rad /s et  $T_{ob}=0$ N.m.

➤ **Interprétation de la figure.IV.2 :**

Il est observé que lorsque  $u = 100 \text{ rad/s}$  avec un coefficient  $T_{ob} = 0$ , la vitesse de l'outil présente de légères oscillations pendant une période allant de  $0 \text{ s}$  à  $50 \text{ s}$ . Pendant cette période, à la fois la vitesse de l'outil et celle du top drive se stabilisent à une vitesse égale à  $9 \text{ rad/s}$ , ce qui est très éloigné de l'entrée ( $u = 100 \text{ rad/s}$ ). Il est également remarqué que lorsque le couple de frottement est nul, le phénomène de stick-slip est absent.

- ✓ On peut en conclure que quelle que soit la valeur de l'entrée  $u$ , celle-ci n'a pas d'influence significative sur les réponses du système. Dans les deux cas, que ce soit pour  $u=10$  ou  $u=100$ , les vitesses se stabilisent à une valeur proche ou équivalente à  $9 \text{ rad/s}$ .

## 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, et qui peut être modélisée par plusieurs approches, selon la complexité du système et les détails pris en compte. Parmi celles-ci, on distingue le modèle de Stribeck ([équation II.31](#)) et le modèle généralisé ([équation II.32](#)), le modèle exponentielle ([équation II.33](#)), le modèle simplifié ([équation II.34](#)).

Dans cette partie nous allons étudier et comparer la réponse de notre modèle avec ces fonctions, afin de constater l'influence de chacune sur la sévérité du phénomène de torsion.

Pour approfondir notre compréhension du modèle décrivant le phénomène de stick-slip, nous allons procéder de deux manières. Tout d'abord, nous allons augmenter progressivement la valeur du poids sur l'outil tout en maintenant la vitesse d'entrée constante. Ensuite, nous inverserons cette approche en maintenant la valeur du poids sur l'outil fixe, tandis que nous ferons varier la vitesse d'entrée.

### 2.2.1 Les résultats de simulation de modèle général

✚ **Partie 01** : on fixe la valeur de l'entrée  $u$  à  $10\text{rad/s}$ , et on varie les valeurs du  $W_{ob}$  (weight on bit).

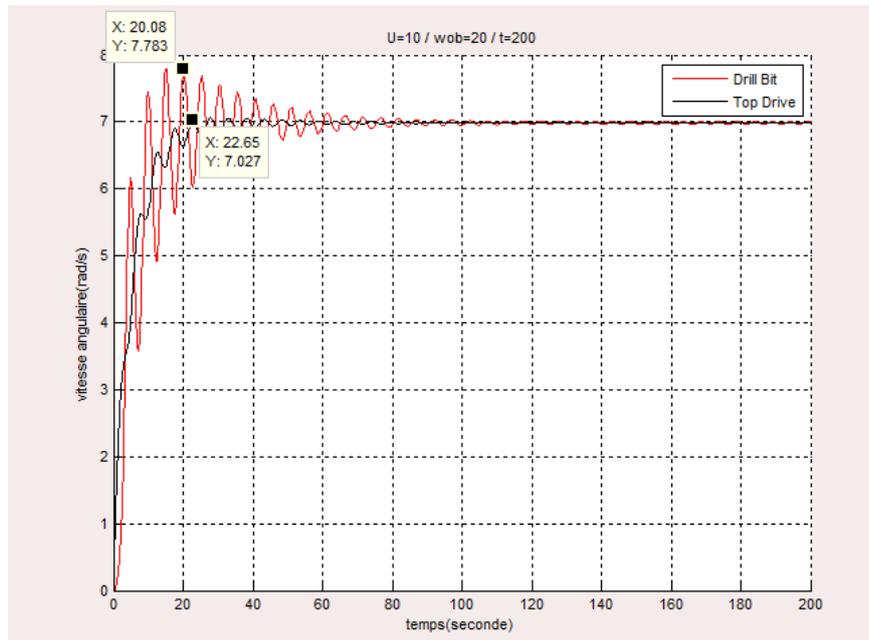
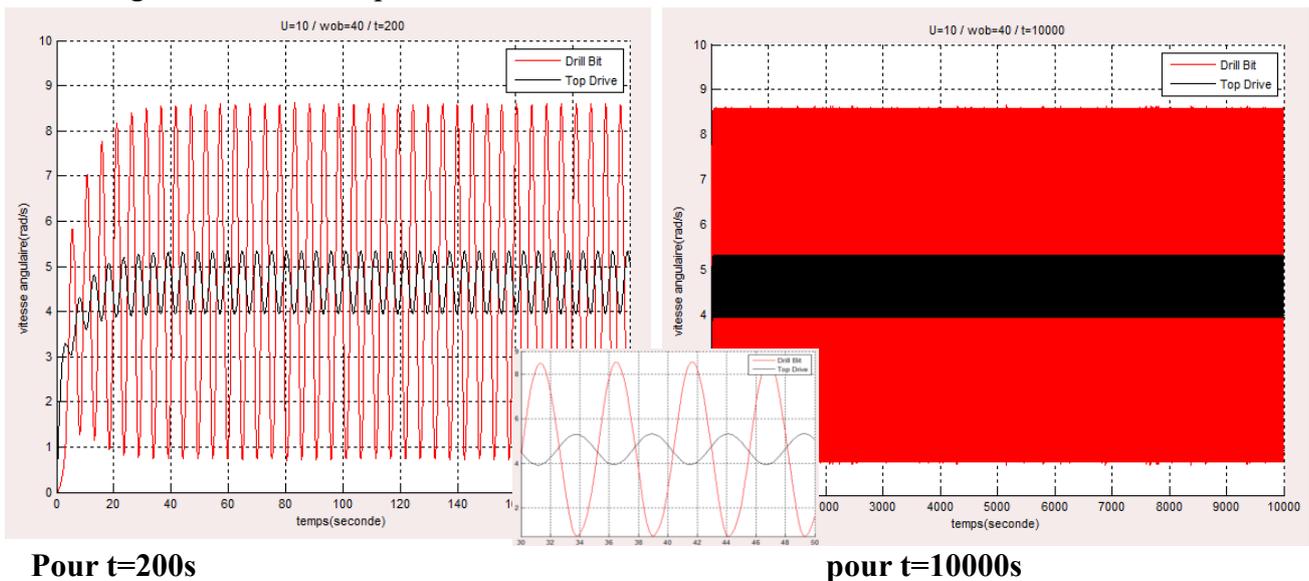


Figure IV. 3 : les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $u=10\text{ rad /s}$  et  $W_{ob}=20N$ .

➤ **Interprétation de la figure IV.3** : lorsque la vitesse d'entrée  $u=10\text{rad/s}$  et  $W_{ob}=20N$ , il est observé que la vitesse de l'outil atteint une valeur maximale de  $7.8\text{ rad/s}$ . En revanche, la vitesse de top Drive atteint  $7\text{rad/s}$  avec des oscillations bien marqué, mais le phénomène de Stick-Slip n'est pas clairement illustré. Les vitesses se stabilisent avec des légères oscillations après  $100s$ .



Pour  $t=200s$

pour  $t=10000s$

Figure IV. 4 : les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $u=10\text{ rad /s}$  et  $W_{ob}=40N$ .

- **Interprétation de la figure IV.4 :** Nous observons que lorsque la valeur du poids sur l'outil atteint  $W_{ob}=40N$ , les courbes expriment clairement le phénomène de stick-slip.
  - ✓ On note que l'outil est coincé lorsque la vitesse de l'outil est nulle, ce qui correspond à la phase de Stick. En revanche, la phase Slip est exprimée lorsque la vitesse de l'outil est supérieure à celle du Top Drive et elle atteint approximativement le double de sa valeur maximale tel que la vitesse de top Drive égale à  $5.3rad/s$ , et la vitesse de l'outil atteint une valeur de  $8.5rad/s$ .
  - ✓ Après observation des **figures IV.3 et IV.4**, il est clair que l'augmentation du poids sur l'outil (WOB) entraîne une augmentation des vibrations de torsion. À chaque augmentation de la valeur de WOB, les vibrations augmentent également. Ces vibrations de torsion sont un phénomène connu sous le nom de "stick-slip" dans le forage.
  - ✓ Le "stick-slip" se caractérise par des oscillations périodiques dans la vitesse de rotation de l'outil de forage. La phase de "stick" se produit lorsque l'outil se bloque momentanément, tandis que la phase de "slip" se produit lorsque l'outil se libère et tourne à une vitesse plus élevée. Ces variations de vitesse causées par le stick-slip peuvent affecter la qualité du forage, entraîner une usure prématurée de l'équipement et augmenter les risques opérationnels. Par conséquent, la gestion du poids sur l'outil (WOB) est cruciale pour atténuer les effets du stick-slip et maintenir la stabilité du processus de forage.
- ✚ **Partie 02 :** Cette fois-ci, nous allons procéder à l'inverse, en maintenant la valeur du poids sur l'outil **Wob** à **60 N**, tandis que nous ferons varier les valeurs d'entrée **u**.

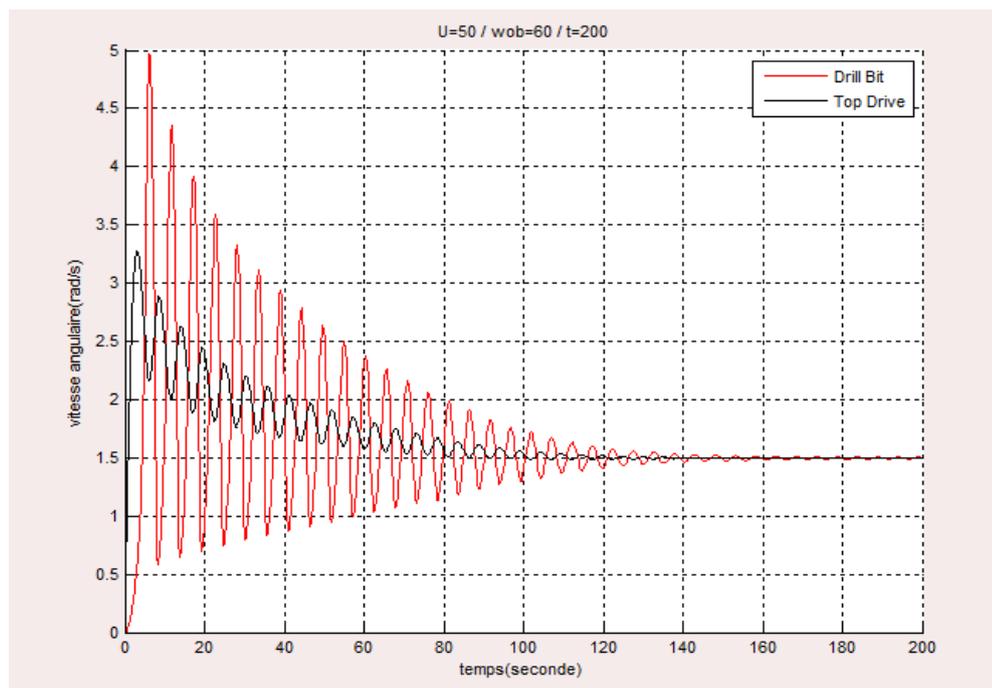
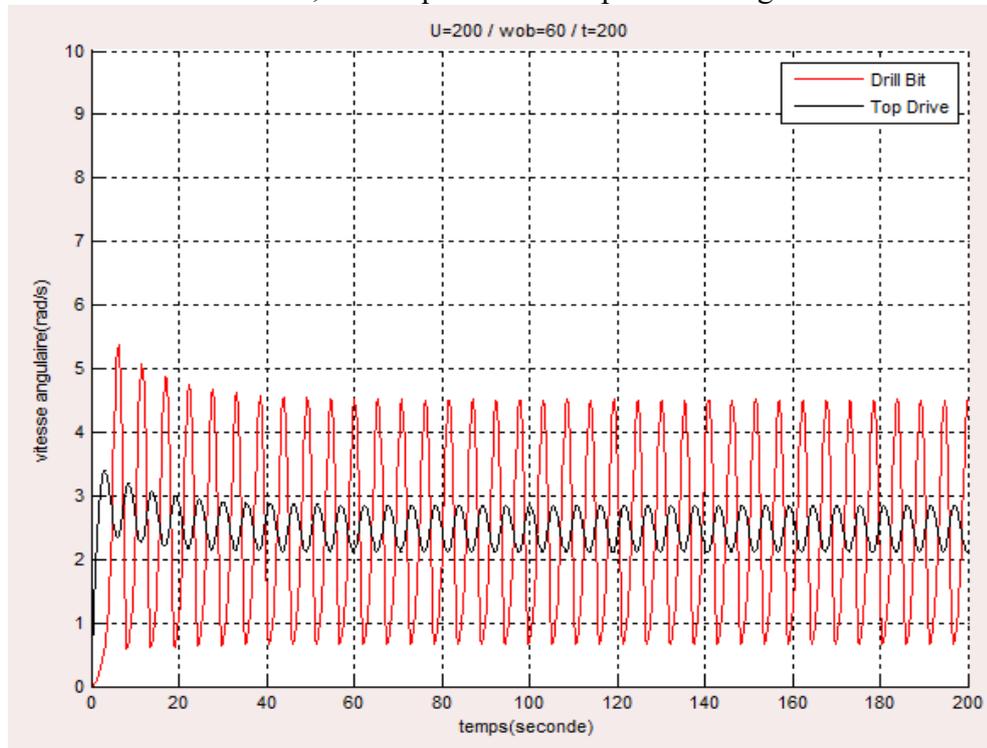
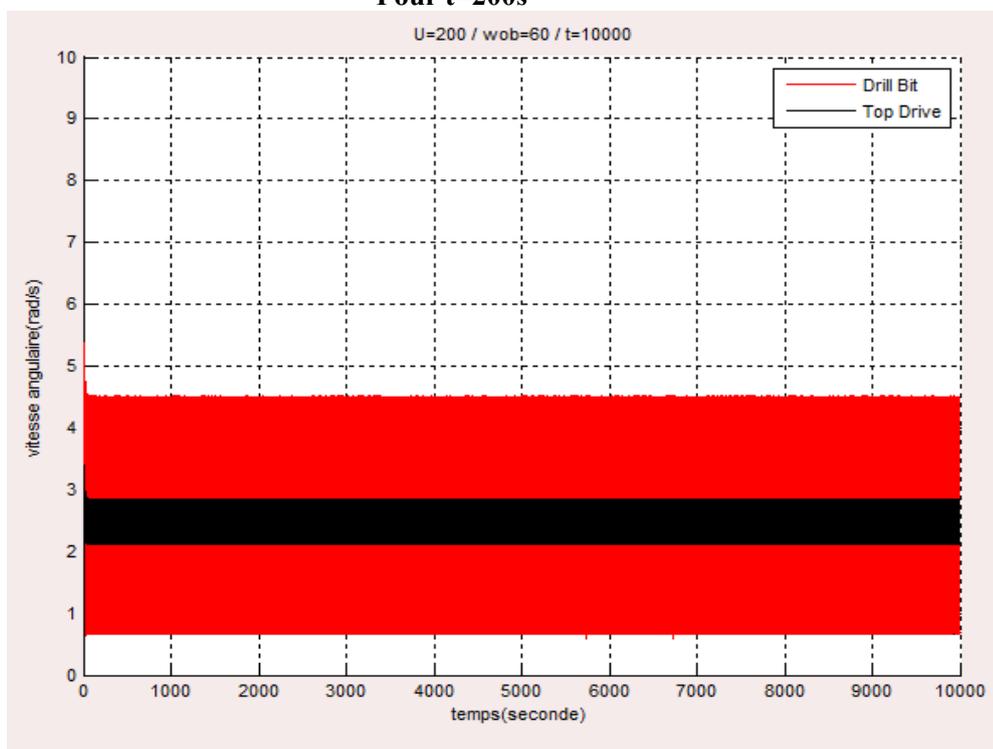


Figure IV. 5: les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $u=50 \text{ rad/s}$  et  $W_{ob}=60N$ .

- **Interprétation de la figure IV.5 :** Pour une valeur de  $u$  égale à **50rad/s**, le phénomène de stick-slip est observé dans un intervalle de temps de **0 à 120 secondes**, puis les vitesses se stabilisent à une valeur de **1.5rad/s**.
- ✓ La phase de slip est clairement observée dans le premier intervalle de la courbe, où la vitesse de l'outil atteint **5 rad/s**, tandis que celle du top drive est égale à **3.3 rad/s**.



**Pour  $t=200s$**



**Pour  $t=10000s$**

Figure IV. 6: les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $u=200 \text{ rad / s}$  et  $W_{ob}=60N$ .

- **Interprétation de la figure IV.6 :** Après l'augmentation de l'entrée à **200 rad/s**, on observe que le phénomène de stick-slip est clairement illustré sur la figure. La vitesse angulaire du top drive est de **3.4rad/s**, tandis que celle de l'outil est de **5.5rad/s**. Ces vitesses restent oscillantes même lorsque le temps atteint **10000** secondes.
- ✓ D'après les figures représentées dans cette partie, nous pouvons conclure que le phénomène de stick-slip est clairement illustré lorsque l'on utilise le modèle général pour exprimer la relation non linéaire entre l'outil et la roche.

### 2.2.2 Les résultats de simulation de modèle de Stribeck

- ✚ **Partie 01 :** la valeur de l'entrée  $U$  est fixée à 10 rad/s, tandis que la valeur de  $T_{ob}$  varie.

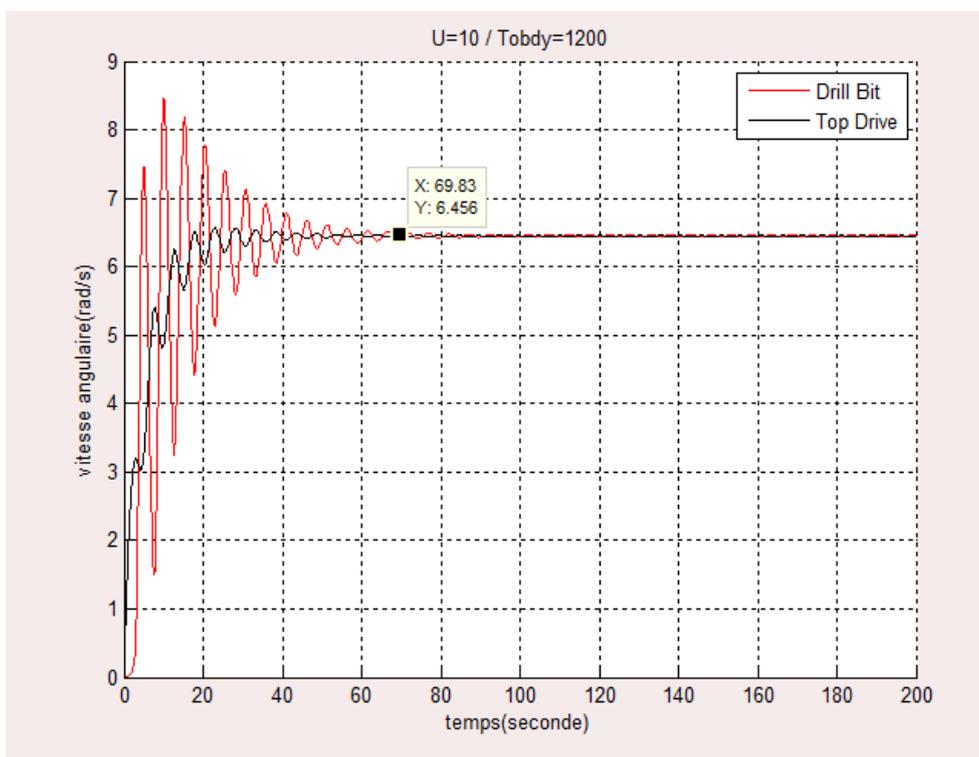


Figure IV. 7: les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $u=10$  rad /s et  $T_{obdy}=1200N.m$ .

- **Interprétation de la figure IV.7 :** Pour une valeur de  $T_{ob} = 1200N.m$  le phénomène stick slip est observé dans un intervalle de temps de **0s à 60s** puis le système se stabilise a une vitesse de **6.5rad/s**.
- ✓ On note que la phase slip est bien déterminée dans la première pic du courbe « drill bit » à une vitesse maximale de **8.5rad/s**, par contre la vitesse du top drive ne dépasse pas **6.7rad/s**

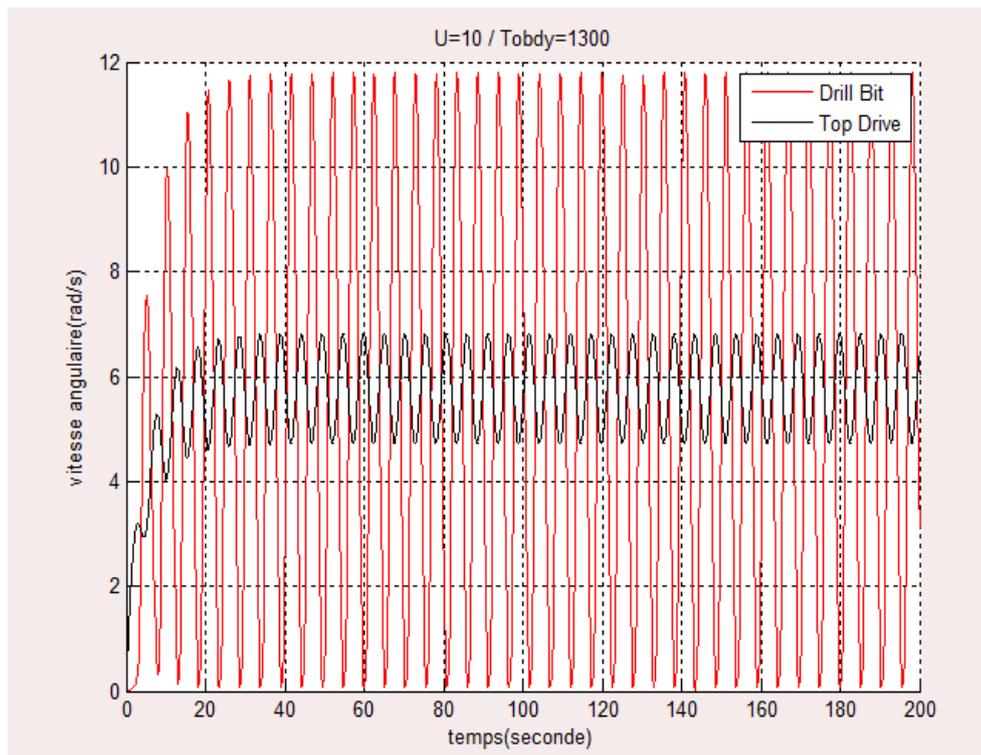


Figure IV. 8: les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $u=10$  rad /s et  $T_{obdy}=1300$ N.m.

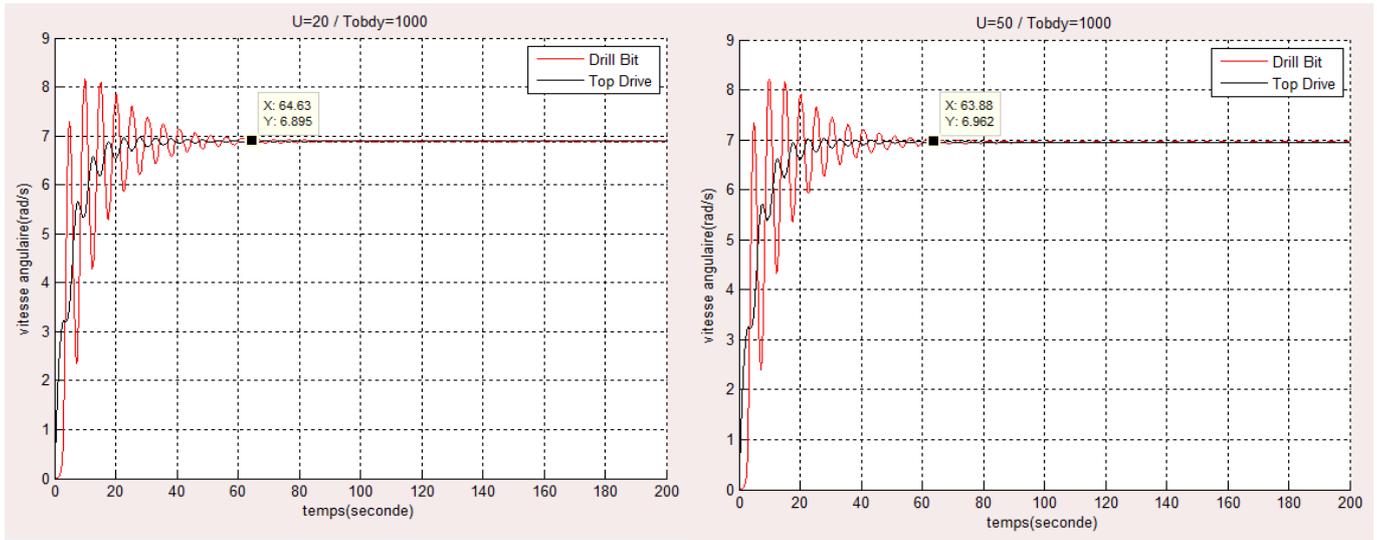
➤ **Interprétation de la figure IV.8 :**

Lorsque nous faisons varier  $T_{ob}$  à **1300N.m**, le phénomène de stick-slip devient très remarquable, et l'effet des vibrations persiste jusqu'à la fin de la plage de temps. On observe que la phase "stick" se manifeste lorsque la vitesse de l'outil est nulle, tandis que la phase "slip" apparaît à une vitesse maximale de **11.7rad/s**. Par ailleurs, la vitesse du top drive ne dépasse pas **6.8 rad/s**.

- ✓ **Dans cette partie, nous pouvons conclure que l'augmentation du paramètre WOB sert à exciter le phénomène de vibration.**

## Partie 02 :

La valeur de  $T_{obdy}$  fixe à 1000N.m, la valeur de l'entrée  $u$  varie :



(a)

(b)

Figure IV. 9: les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $T_{obdy}=1000N.m$ , (a)  $u=20$  rad /s (b)  $u=50rad/s$

### ➤ Interprétation de la figure IV.9 :

- ✓ L'évolution des vitesses de l'outil et du top drive lorsque  $u$  est égal à 20 rad/s. Les valeurs de ces vitesses deviennent stables à 8 rad/s (loin de l'entrée) à l'instant  $t = 50$  s.
- ✓ Lorsque  $u$  est augmenté à 40 rad/s, les graphiques des vitesses de l'outil et du top drive présentent une valeur maximale de 8 rad/s à  $t = 50$  s.
- ✓ Il est à noter que les graphiques ne montrent pas de signes évidents de vibrations de stick-slip.
- ✓ On conclut que l'augmentation de l'entrée n'influence pas vraiment sur les vibrations de torsion, et les deux vitesses sont loin de l'entrée.
- ✓ D'après la figure IV.8 représentées dans cette partie, nous pouvons conclure que le phénomène de stick-slip est clairement illustré lorsque l'on utilise le modèle Stribeck.

### 2.2.3 Les résultats de simulation de modèle exponentielle

✚ **Partie 01** : la valeur d'entrée  $u = 10$  rad/s et la valeur de  $W_{ob}$  varie.

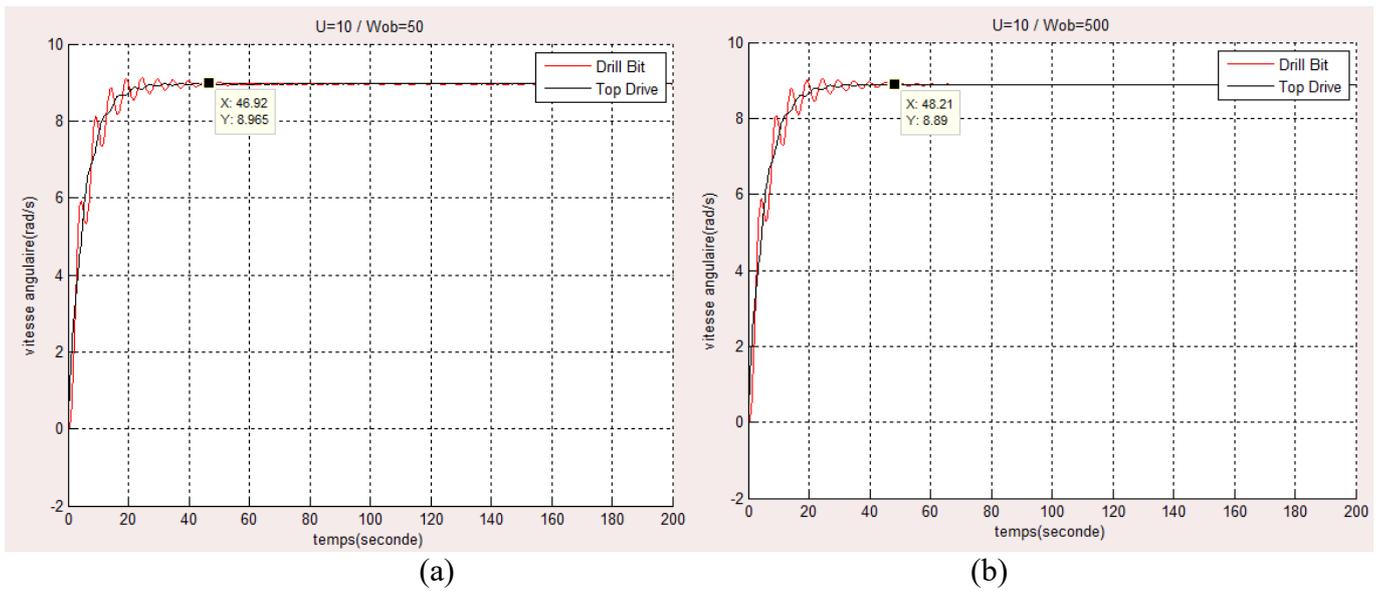


Figure IV. 10 : Les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $u=10$  rad /s, (a)  $W_{ob}=50N$  (b)  $W_{ob}=500N$ .

➤ **Interprétation de la figure IV.10** : Après avoir comparé les deux figures, on constate que la variation du paramètre  $W_{ob}$  n'a pas d'impact sur la réponse du système.

✚ **Partie 02** : la valeur de  $W_{ob}=500N$ , et la valeur de  $u$  varie.

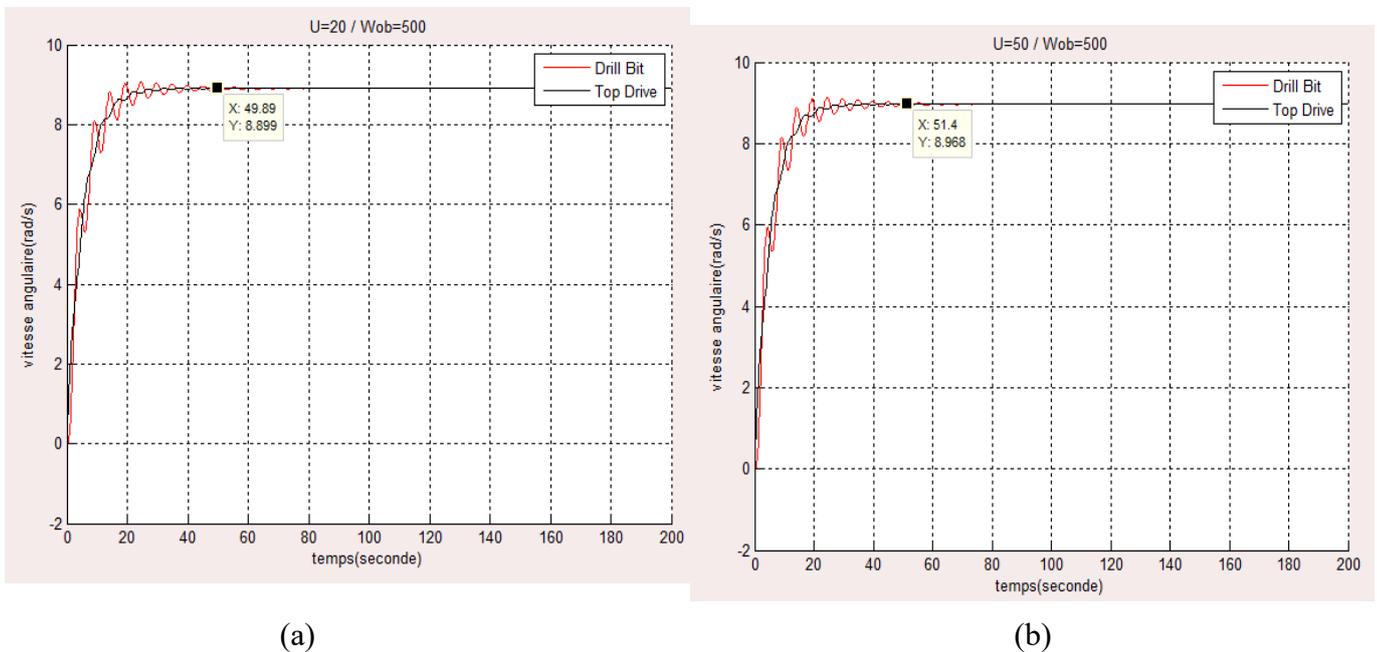


Figure IV. 11 : les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $W_{ob}=500$ , (a)  $u=20$  rad /s (b)  $u=50$  rad /s.

➤ **Interprétation de la figure IV.11** : après avoir comparé les deux figures on constate que la variation de l'entrée  $u$  n'a pas d'incidence sur la réponse du système.

- ✓ On conclut que le modèle exponentiel, qui représente la fonction non linéaire du système, ne permet pas de mettre en évidence le phénomène de Stick-Slip.

### 2.2.4 Les résultats de simulation de modèle simplifié

✚ **Partie 01** : on fixe l'entrée  $u=10\text{rad/s}$  et on varie la valeur de  $k$ .

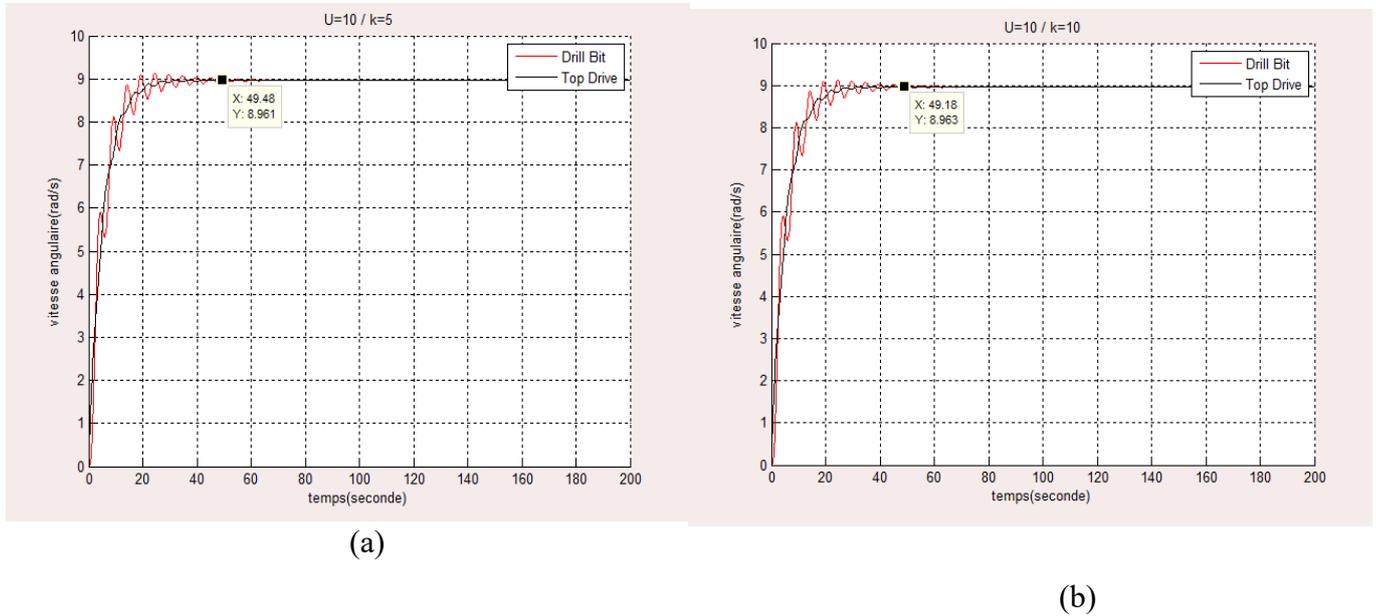


Figure IV. 12: les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $u=10\text{ rad /s}$ , (a)  $k=5$  (b)  $k=10$ .

- **Interprétation de la figure IV.12** : après avoir comparé les deux figures on constate que la variation de la constante  $k$  n'influe pas sur la réponse du système.

✚ **Partie 02** : on fixe la valeur de  $k=10$  et on varie la valeur de l'entrée  $u$ .

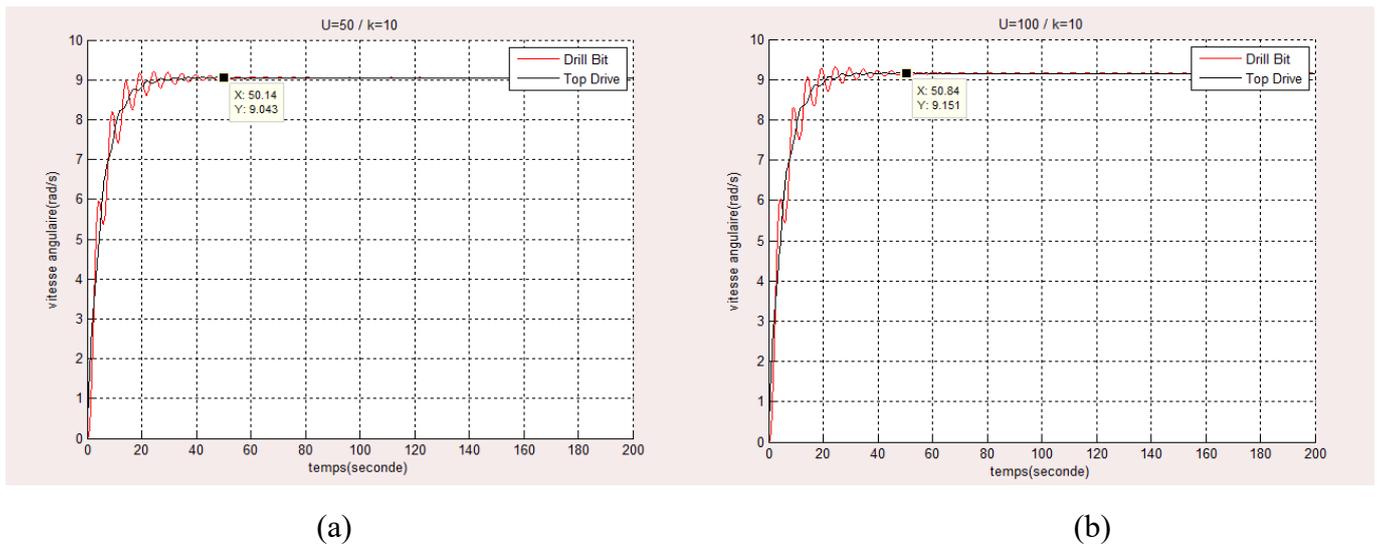


Figure IV. 13 : les réponses en boucle ouverte des vitesses angulaires pour  $K=10\text{ rad /s}$ , a)  $u=50$  b)  $u=100$ .

- **Interprétation de la figure IV.13** : après avoir comparé les deux figures on constate que la variation de l'entrée  $u$  n'influe pas sur la réponse du système.
- ✓ **On conclut que le modèle exponentiel, qui représente la fonction non linéaire du système, ne permet pas de mettre en évidence le phénomène de Stick-Slip.**

En conclusion, le modèle qui exprime le mieux le phénomène de stick-slip, en prenant en considération l'augmentation de l'entrée et du poids sur l'outil, est le modèle généralisé ([voir figure IV.4](#)), Donc, nous allons utiliser ce modèle et d'essayer de minimiser ces vibrations en utilisant la commande de back Stepping.

### 3. Résultats de la simulation en boucle ferme

Cette section est dédiée à l'interprétation des résultats obtenus en boucle fermée, en appliquant la méthode de commande par Back-Stepping au système. Nous avons choisi deux modèles pour la fonction non linéaire de ce système.

#### 3.1 Fonction générale

Nous réaliserons deux simulations de notre système en tenant compte des résultats obtenus lors de la simulation en boucle ouverte.

##### 3.1.1 Première simulation

Dans cette première simulation, nous utiliserons les mêmes paramètres  $W_{ob}=40N$  introduits lors de la simulation en boucle ouverte, afin de pouvoir comparer les résultats avant et après l'application de la commande par Back-Stepping.

La commande par Back-Stepping est appliquée avec les paramètres :  $\gamma=0.8$  ;  $y_{2d}=5.91$  ;  $y_{3d}=8$ .

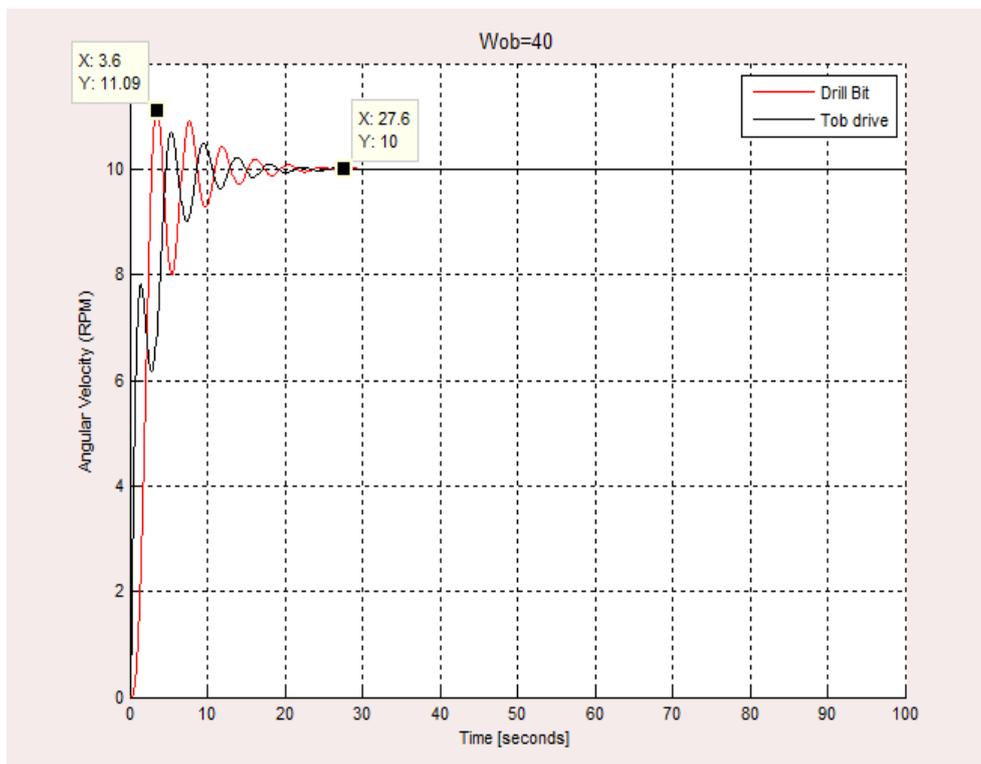


Figure IV. 14 : les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation de la commande Back-Stepping pour les paramètres :  $W_{ob}=40N$  ;  $\gamma=0.8$  ;  $y_{2d}=5.91$  ;  $y_{3d}=8$ .

- **Interprétation de la figure IV.14 :** Les vitesses du top drive et de l'outil augmentent avec de petites oscillations jusqu'à atteindre **11.09 rad/s**. Après **27.6** secondes, elles se stabilisent à la valeur de consigne ( $Q_{ref}$ ) de **10 rad/s**.
- ✓ Par comparaison avec les résultats en boucle ouverte «[Figure IV. 4](#)», qui illustrent le phénomène du stick-slip (les oscillations ne s'arrêtent pas), les vitesses de l'outil et du top ne répondent pas à la consigne fixée à **10 rad/s**. En revanche, les résultats de la simulation en boucle fermée montrent une amélioration des réponses du système. Les oscillations s'arrêtent après **27** secondes et les vitesses se stabilisent à une valeur de **10 rad/s**, égale à celle de la consigne.

### 3.1.2 Deuxième simulation

Dans cette deuxième simulation, nous choisissons  $W_{ob}=60N$ , et les paramètres appliqués à la commande par Back-Stepping sont :  $\gamma=0.8$  ;  $y_{2d}=7.458$  ;  $y_{3d}=8.1$ .

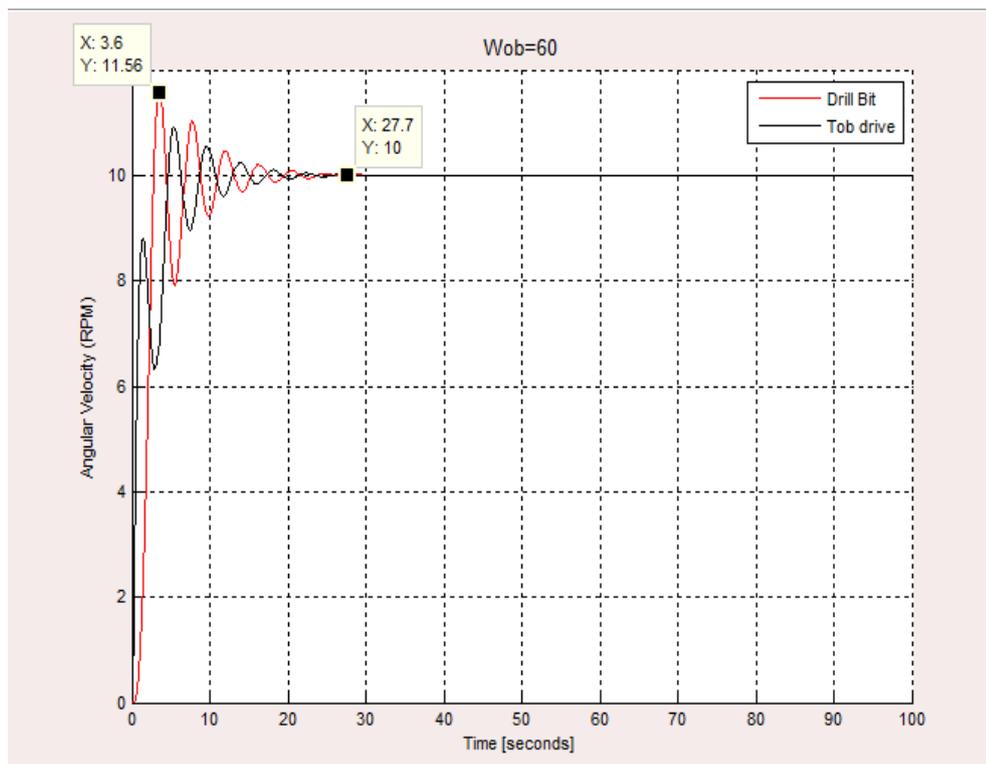


Figure IV.15 : les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation de la commande Back-Stepping pour les paramètres :  $W_{ob}=60N$  ;  $\gamma=0.8$  ;  $y_{2d}=7.458$  ;  $y_{3d}=8.1$ .

### ➤ Interprétation de la figure IV.15 :

Après 27 secondes, les vitesses angulaires se stabilisent et correspondent à la valeur de référence fixée à 10 rad/s. Un premier dépassement, s'élevant à 15 %, est remarqué à l'instant  $t=5$  secondes.

- ✓ Ces résultats sont bien plus satisfaisants par rapport à ceux de la simulation en boucle ouverte « Figure IV. 6 », où les vitesses se stabilisent à une valeur de 1,5 rad/s, très éloignée de la consigne  $Q_{ref}=10$ .

## 3.2 Fonction de Stribeck

Nous réaliserons deux simulations de notre système en tenant compte des résultats obtenus lors de la simulation en boucle ouverte.

### 3.2.1 Première simulation

Nous choisissons  $T_{ob}=1000$  N.m, et les paramètres appliqués à la commande Back-Stepping sont :  $\gamma=0.9$  ;  $y_{2d}=5.6$  ;  $y_{3d}=8$ .

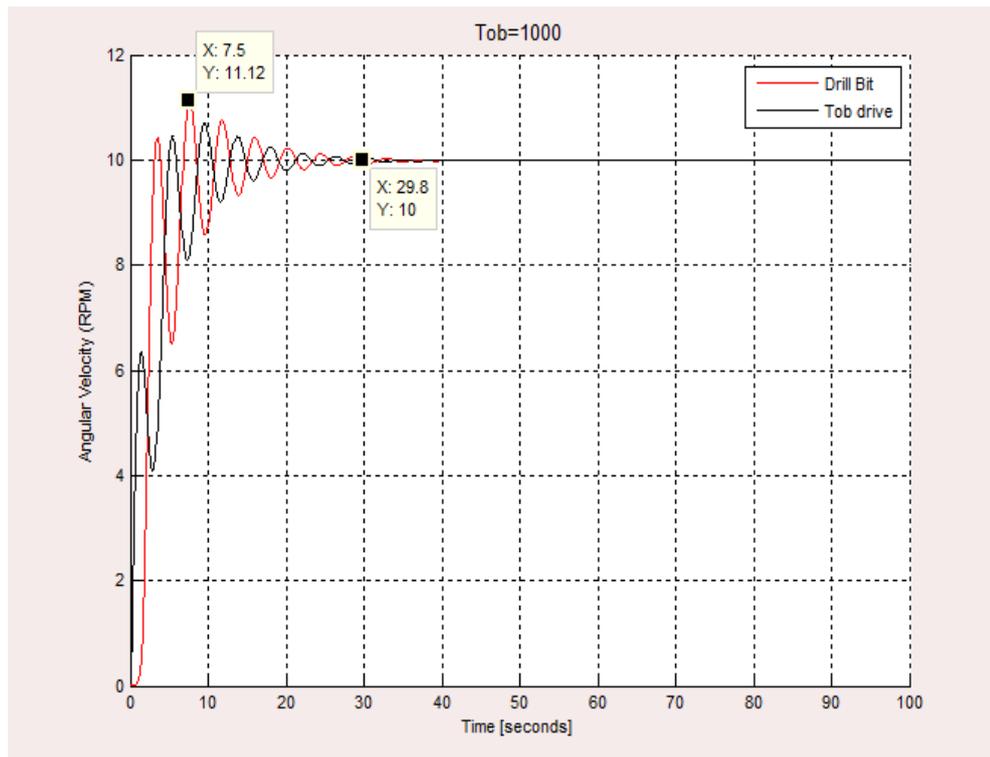


Figure IV.16 : les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation de la commande Back-Stepping pour les paramètres :  $T_{obdy}=1000$  N.m ;  $\gamma=0.9$  ;  $y_{2d}=5.6$  ;  $y_{3d}=8$ .

#### ➤ Interprétation de la figure IV.16 :

Les vitesses du top drive et de l'outil augmentent avec de petites oscillations jusqu'à atteindre 11.12 rad/s. Après 29.8 secondes, elles se stabilisent à la valeur de consigne  $Q_{ref}=10$  rad/s.

- ✓ On remarque qu'après l'application de la commande Back-Stepping la réponse du système devient plus rapide et répond exactement à la consigne.

### 3.2.2 Deuxième simulation

Nous choisissons  $T_{ob}=1300$  N.m, et les paramètres appliqués à la commande Back-Stepping sont :  $\gamma=0.6$  ;  $y_{2d}=3.82$  ;  $y_{3d}=8.9$ .

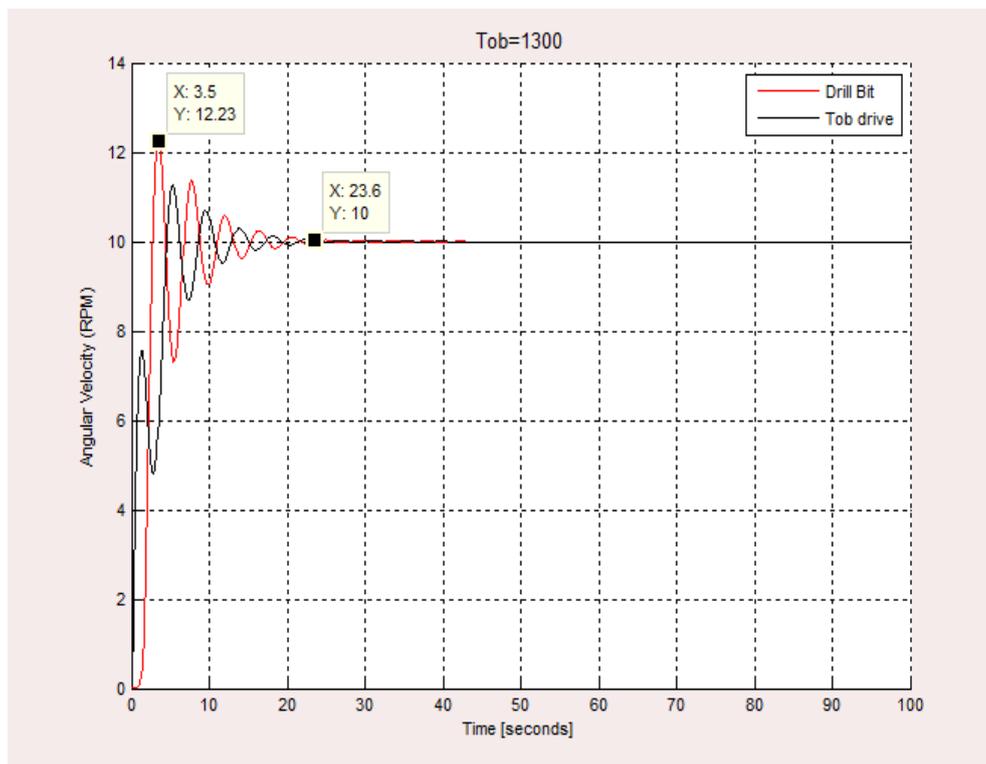


Figure IV.17 : les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation de la commande Back-Stepping pour les paramètres :  $T_{obdy}=1300$  N.m ;  $\gamma=0.6$  ;  $y_{2d}=3.82$  ;  $y_{3d}=8.9$ .

#### ➤ Interprétation de la figure IV.17 :

A l'instant  $t=23$  secondes, le système entre dans le régime permanent à des vitesses angulaires correspondantes à la valeur de référence fixée à **10 rad/s**. Un premier dépassement de la vitesse de l'outil s'élevant à **22 %**, est remarqué à l'instant  $t=4$  secondes.

- ✓ Si on compare ce résultat à celui de la boucle ouverte « Figure IV.8 », on constate que le système devient plus stable, plus rapide et l'effet des vibrations (Stick-Slip) est éliminé après l'application de la commande par Back-Stepping.

## 4. Interprétation des résultats en boucle fermée par un contrôleur PI, PID et L'approche hybride

Nous avons analysé les réponses des systèmes en boucle fermée utilisant différents types de contrôleurs : PI, PID, et l'approche hybride. Voici les interprétations des résultats obtenus :

#### 4.1 Contrôleur PI et PID :

Dans cette section, nous débutons en utilisant un contrôleur PI pour régler les performances du système. En tenant compte des paramètres de la simulation en boucle ouverte de la fonction générale, nous fixons une valeur de  $W_{ob}$  à **60N**, avec les paramètres du contrôleur définis comme suit :  $K_p=20$  et  $K_i=50$ .

Par la suite, nous explorons l'utilisation d'un contrôleur PID pour optimiser davantage les performances du système. Pour cette simulation, nous conservons la valeur de  $W_{ob}$  à **60N**, et les paramètres du contrôleur PID sont définis comme suit :  $K_p=50$ ,  $K_i=65$ , et  $K_d=200$ . Ces paramètres ont été minutieusement sélectionnés dans le but d'améliorer à la fois la réponse transitoire et la stabilité du système.

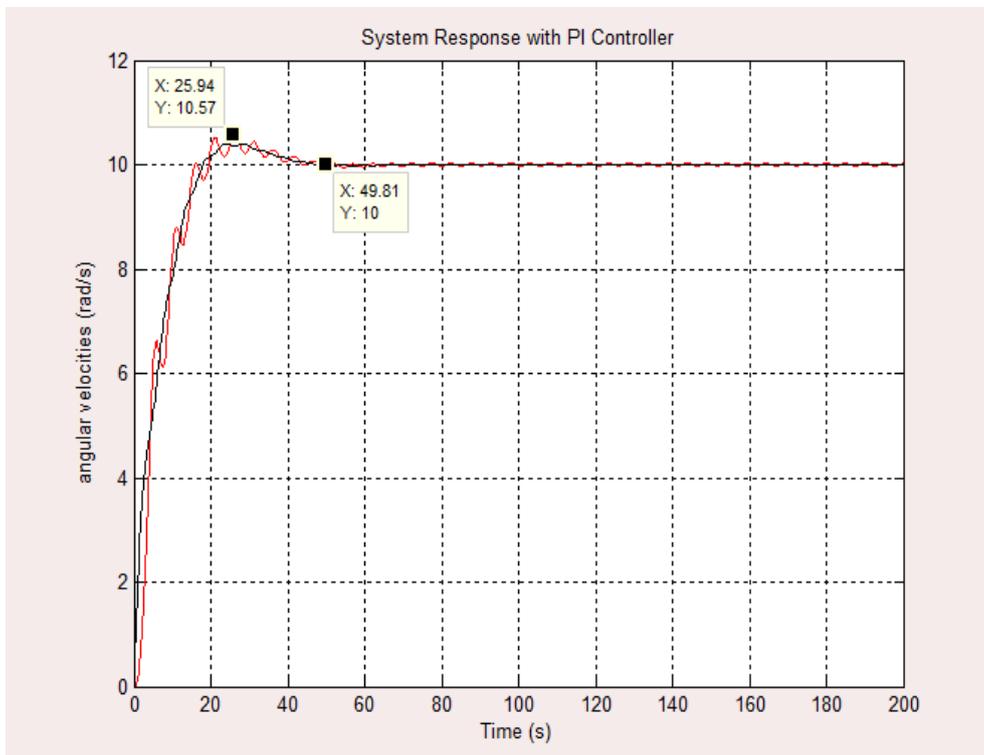


Figure IV. 18 : les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation d'un contrôleur PI pour les paramètres  $K_p=20$  et  $K_i=50$ .

##### ➤ Interprétation de la figure IV.18 :

L'utilisation d'un contrôleur PI (Proportionnel-Intégral) avec les paramètres  $W_{ob}=60N$ ,  $K_p=20$  et  $K_i=50$  a conduit à des réponses du système montrant un régime transitoire de **50** secondes avec un dépassement de **5%**. Les vitesses angulaires se stabilisent finalement à une valeur de **10 rad/s**.

Cependant, il est important de noter que le contrôleur PI présente des limitations lorsqu'il s'agit de gérer des variations rapides. Ces limitations peuvent se traduire par des dépassements plus importants et un temps de stabilisation plus long, ce qui pourrait limiter la performance optimale du système dans des conditions dynamiques changeantes.

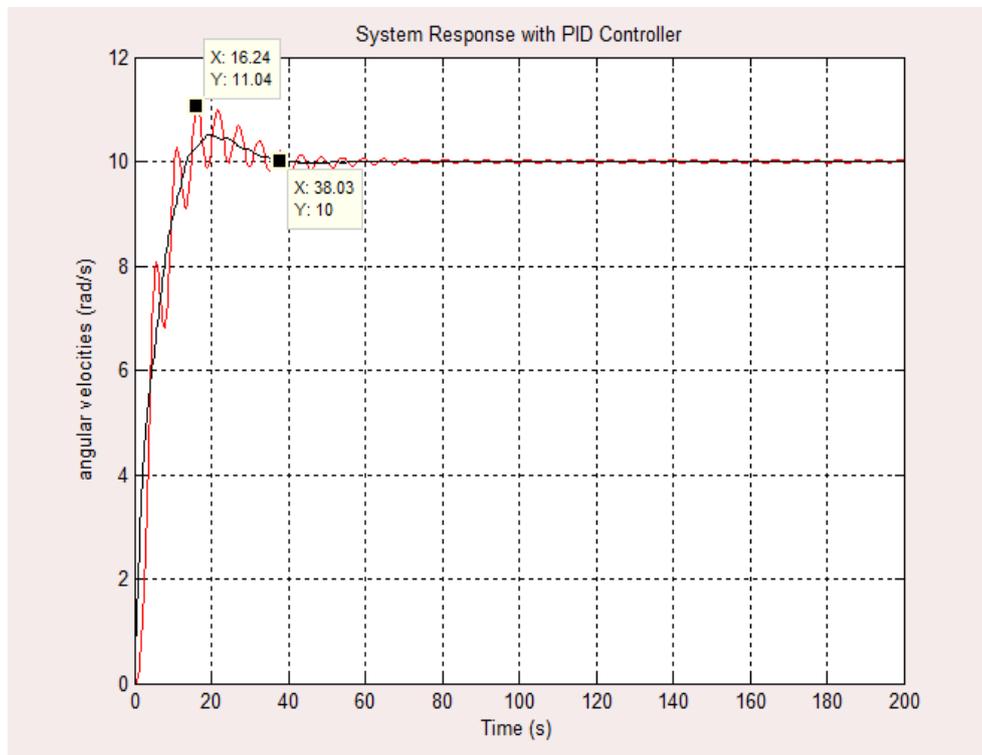


Figure IV. 19: les réponses de la vitesse angulaire par l'utilisation d'un contrôleur PID pour les paramètres  $K_p=50$ ,  $K_i=65$ , et  $K_d=200$ .

➤ **Interprétation de la figure IV.19 :**

Avec les paramètres PID sélectionnés, nous avons observé que le système atteint un régime transitoire en **38** secondes, ce qui représente une amélioration par rapport au contrôleur PI. Cependant, le dépassement de **10 %** est plus élevé que celui observé avec le contrôleur PI. Malgré cela, les vitesses angulaires se stabilisent finalement à une valeur de **10 rad/s**, ce qui indique une bonne stabilité du système à long terme. En comparant ces résultats avec ceux obtenus avec le contrôleur PI, nous pouvons conclure que le temps de réponse s'est amélioré avec le contrôleur PID, mais au détriment d'un dépassement plus élevé.

## 4.2 L'hybridation d'un contrôleur PI (PID) :

Dans cette section, nous adoptons une approche hybride en combinant un contrôleur PI (PID) avec une commande Back-Stepping dans le but d'optimiser les performances du système.

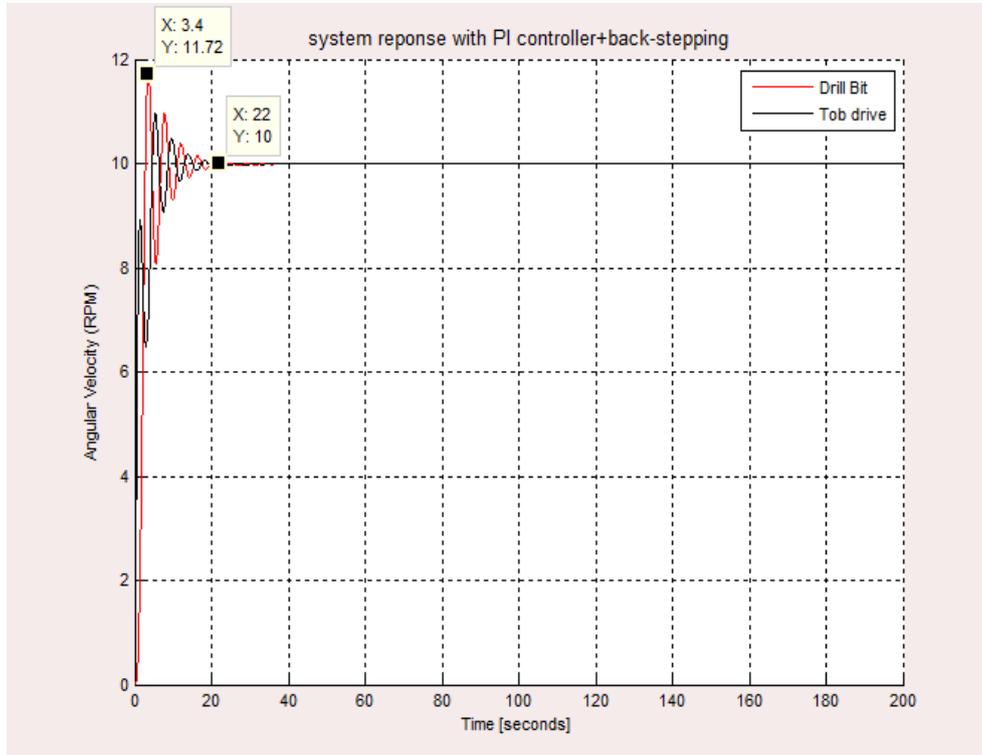


Figure IV. 20: les réponses de la vitesse angulaire par l'hybridation d'un contrôleur PI.

### ➤ Interprétation de la figure IV.20 :

L'hybridation d'un contrôleur PI montre une réponse dynamique remarquable. D'après la figure IV.20, les vitesses angulaires du Top Drive et de l'outil se stabilisent précisément à la valeur de consigne en 22 secondes. Cependant, pendant la phase transitoire, nous observons un dépassement de 17 %, indiquant une réponse rapide mais accompagnée d'une légère oscillation avant d'atteindre la stabilité. Cette performance démontre que le système parvient à atteindre la consigne de manière efficace, tout en maintenant une stabilité satisfaisante après le dépassement initial. Cette approche hybride offre ainsi un compromis entre la rapidité de réponse et la stabilité du système, assurant des performances optimales dans des conditions opérationnelles variées.

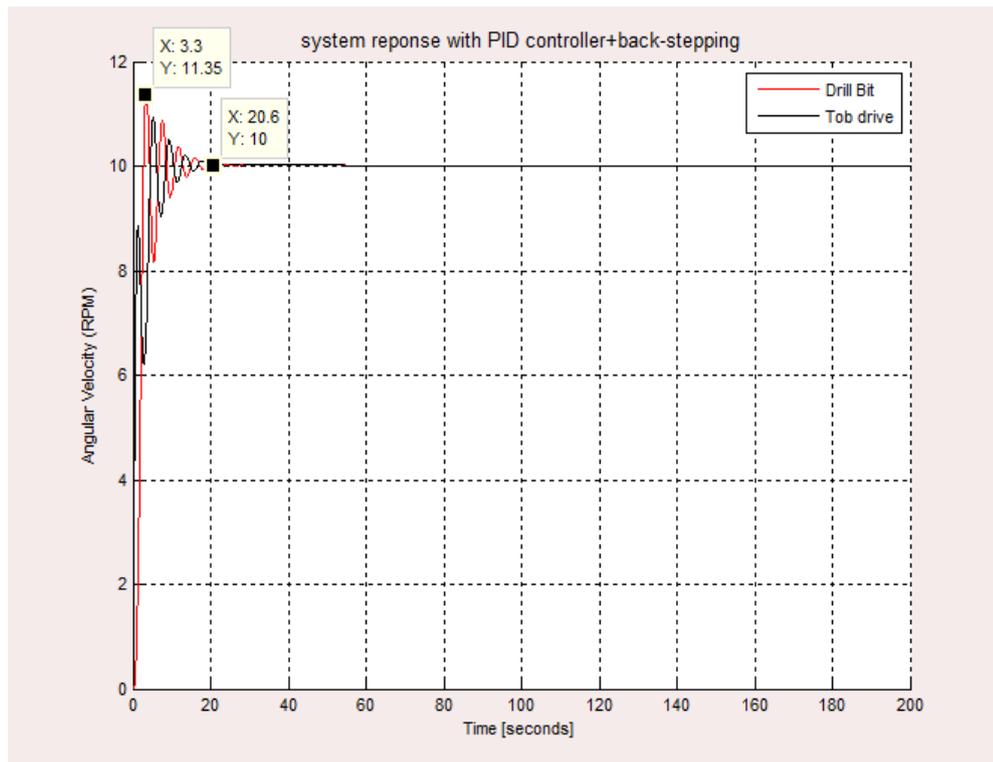


Figure IV. 21: les réponses de la vitesse angulaire par l'hybridation d'un contrôleur PID.

➤ **Interprétation de la figure IV.21 :**

Comparativement à l'hybridation d'un contrôleur PI, l'hybridation d'un contrôleur PID a amélioré les performances du système. Bien que les vitesses angulaires se stabilisent également à **10 rad/s** après **20** secondes, le dépassement est légèrement réduit, atteignant **13%**. Cette observation suggère une réactivité accrue du système avec l'hybridation du contrôleur PID, mais le dépassement plus important nécessitera probablement un ajustement pour assurer une stabilité optimale. Cependant, il est important de noter que cette conclusion dépend des critères spécifiques de performance et des exigences du système de forage, et peut varier en fonction du contexte d'application.

## 5. Etude comparative entre les performances des contrôleurs conçus

Dans cette section, nous allons comparer les résultats obtenus avec les différentes approches de contrôle utilisées : le contrôleur PI, le contrôleur PID et l'approche Back-Stepping, l'approche hybride (PI, PID). Nous examinerons les performances de chaque approche en termes de temps de réponse, de dépassement et de réponse transitoire. Cette analyse nous permettra de déterminer quelle méthode offre les meilleures performances pour le système de forage.

### 5.1 Comparaison entre PI et PID

Méthode	Performance		
	Temps de réponse	Dépassement	Écart statique
<b>PI</b>	49 s	5%	0
<b>PID</b>	38 s	10%	0

Tableau IV. 1 : les performances de système lors de l'utilisation d'un contrôleur PI et PID.

Il est important de noter que le contrôleur PID offre une réponse plus rapide que le contrôleur PI, mais au prix d'un dépassement plus élevé et d'oscillations plus importantes. En revanche, le contrôleur PI est plus stable, avec moins de dépassement et des oscillations plus légères. Cette analyse met en lumière les compromis entre la rapidité de réponse, la stabilité et les oscillations associées à chaque approche de contrôle, soulignant ainsi l'importance de choisir la méthode qui convient le mieux aux exigences spécifiques du système de forage.

### 5.2 Comparaison entre Back-Stepping et l'approche Hybride

Dans cette comparaison entre la méthode Back-Stepping seule et l'approche hybride avec les contrôleurs PI et PID, nous observons les résultats suivants :

Méthode	Performance	
	Temps de réponse	Dépassement
<b>Back-Stepping</b>	27s	15%
<b>L'hybridation d'un contrôleur PI</b>	22s	17%
<b>L'hybridation d'un contrôleur PID</b>	20s	13%

Tableau IV. 2 : Les performances de système lors de l'utilisation de la commande par Back-Stepping et l'approche Hybride.

- ✓ La méthode Back-Stepping seule présente un temps de réponse plus lent de 27 secondes et un dépassement modéré de 15 %.
- ✓ L'hybridation d'un contrôleur PI réduit le temps de réponse à **22** secondes, mais augmente légèrement le dépassement à **17%**.
- ✓ L'hybridation d'un contrôleur PID offre les meilleures performances globales, avec un temps de réponse rapide de **20** secondes et le dépassement le plus faible, à **13%**.
- En résumé, l'hybridation d'un contrôleur PID se distingue comme la méthode la plus performante en termes de rapidité et de précision. Cependant, il est important de noter que les autres méthodes ont également leurs avantages dans certains contextes. Ainsi, le choix de la méthode dépendra des priorités spécifiques du processus de forage et des conditions opérationnelles.

## 6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons analysé réponses du système en boucle ouverte puis en boucle fermée, en utilisant la commande par Back-Stepping, ainsi que l'hybridation d'un contrôleur PI (PID) avec la commande Back-Stepping

Nos analyses démontrent de manière concluante que l'application de la commande Back-Stepping minimise efficacement les oscillations, améliore considérablement la rapidité de réponse et permet au système d'atteindre précisément la consigne fixée. Cette approche ne se limite pas à une simple amélioration de la stabilité, mais assure également une précision accrue du système, offrant ainsi des performances globales nettement supérieures à celles obtenues en boucle ouverte.

Les avantages de la commande Back-Stepping sont nombreux : une meilleure robustesse face aux perturbations extérieures et aux incertitudes du modèle, une flexibilité accrue pour ajuster les paramètres de contrôle et une capacité à traiter les systèmes non linéaires complexes.

En outre, les résultats de simulation de l'hybridation d'un contrôleur PID démontrent que cette méthode se distingue comme la plus efficace pour améliorer les performances du système. Elle parvient à réduire significativement le temps de réponse tout en minimisant le dépassement, offrant ainsi une réactivité accrue et une meilleure stabilité.

***Conclusion générale.***

## ***Conclusion générale***

En conclusion, notre étude approfondie des différentes approches de contrôle pour le système de forage a révélé des résultats prometteurs et des implications importantes. Voici une analyse détaillée de nos conclusions :

La commande par Back-Stepping s'est avérée être une méthode efficace pour améliorer les performances du système de forage. En atténuant les oscillations, cette approche a permis d'atteindre une meilleure stabilité et une réponse plus précise aux commandes. De plus, la flexibilité de la commande par Back-Stepping permet d'ajuster les paramètres de contrôle pour s'adapter à différentes conditions opérationnelles et pour traiter des systèmes non linéaires complexes. Cependant, il convient de noter que le temps de réponse avec cette méthode peut être légèrement plus lent par rapport à d'autres approches.

En comparant les contrôleurs PI et PID, nous avons constaté que le contrôleur PID offre une réactivité accrue avec un temps de réponse plus court. Cependant, cela s'accompagne généralement d'un dépassement plus élevé et d'oscillations plus importantes, ce qui peut compromettre la stabilité du système dans certaines situations. Le contrôleur PI, en revanche, offre une stabilité supérieure avec moins de dépassement et des oscillations plus légères, bien qu'à un rythme de réponse légèrement plus lent.

L'hybridation d'un contrôleur PID avec la commande Back-Stepping s'est avérée être la méthode la plus performante dans notre étude. Cette approche combine les avantages du contrôleur PID en termes de réactivité avec la stabilité et la précision de la commande par Back-Stepping. Les résultats de simulation ont montré une réduction significative du temps de réponse tout en minimisant le dépassement, offrant ainsi une meilleure réactivité et une stabilité accrue du système de forage.

Le choix de la méthode de contrôle dépendra des priorités spécifiques du processus de forage, telles que la réactivité requise, la stabilité du système et les compromis acceptables en termes de dépassement et d'oscillations. Chaque approche présente des avantages et des inconvénients, et il est important d'évaluer soigneusement les besoins du système avant de prendre une décision.

En conclusion, notre étude souligne l'importance critique du contrôle des vibrations de torsion dans le forage et met en évidence le potentiel des approches de contrôle intelligent pour relever ces défis. Nous sommes convaincus que nos résultats inspireront de nouvelles recherches et stimuleront l'innovation dans ce domaine crucial de l'industrie pétrolière et gazière. En collaborant étroitement, chercheurs, ingénieurs peuvent façonner l'avenir du forage en développant des solutions innovantes et durables pour relever les défis technologiques et environnementaux à venir.

# Références

## *Références*

1. Vermilion France, “Les différents types de forage en France,” [vermilionenergy.com](http://vermilionenergy.com).
2. Bouchelig and R. Mekhalfia, “Étude sur la maintenance des systèmes mécaniques d'une machine de forage,” mémoire pour l'obtention du diplôme de master en génie mécanique, Université Mohamed Boudiaf - M'Sila, 2017.
3. Belaid, “Modélisation tridimensionnelle du comportement mécanique de la garniture de forage dans les puits à trajectoires complexes : application à la prédiction des frottements garniture-puit,” thèse pour obtenir le grade de docteur de l'École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2005.
4. F. Larbi and N.E.H. Ben Abdelaziz, “Étude et commande par mode glissant des vibrations de torsion de forage pétrolier,” mémoire pour l'obtention du diplôme de master en commande automatique, Université M'Hamed Bougara-Boumerdes, 2021.
5. J.P. Nguyen, “Techniques d'exploitation pétrolière : le forage,” 1993.
6. “Le forage d'aujourd'hui ; 2ème partie,” Publications de l'Institut Français du Pétrole.
7. Slimani and M. Dadou, “Module M1,” SONATRACH-Division Forage, 2004.
8. Soussa, “Étude des instabilités dans une tige de forage pétrolier : influence du frottement visqueux,” mémoire de magister, Université El-Hadj-Lakhdar – Batna, 2012.
9. M. Zenati and M.N. Elaglia, “Étude et choix des outils de forage dans le champ Tidikelt (In Salah),” mémoire pour l'obtention du diplôme de master en forage et maintenance des puits, Université Kasdi Merbah Ouargla, 2012.
10. E. Dhaketr, “Modélisation du comportement dynamique d'un train de tiges de forage pétrolier : application aux vibrations latérales,” thèse pour obtenir le grade de docteur, L'École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2017.
11. Glinik, “Produits,” [glinik.com](http://glinik.com).
12. Crystal Sleeve, “Puits de forage et forage,” [crystal-sleeve.com/puits-de-forage-et-forage-p294160.html](http://crystal-sleeve.com/puits-de-forage-et-forage-p294160.html).

13. O. Safsaf, “Modélisation des vibrations de torsion dans les garnitures de forage,” mémoire de projet de fin d’études pour l’obtention du diplôme d’ingénieur d’état en génie mécanique, École Nationale Polytechnique, 2018.
14. T. Nettari and Z. Gheribi, “Conception d’un contrôleur avancé pour l’atténuation des vibrations stick-slip dans le système de forage rotatif algérien,” mémoire pour l’obtention de diplôme de master professionnalisant en électronique, Université Kasdi Merbah Ouargla, 2023.
15. M.A.E. Miloudi, N. Ibrahim, and E. Elkhalil, “Analyse vibratoire du phénomène stick-slip lors de forage pétrolier,” mémoire pour l’obtention de diplôme de master professionnel en hydrocarbure, Université Kasdi Merbah Ouargla, 2023.
16. H.D. Ngoc, “Modélisation de la fatigue des systèmes de forage de puits à trajectoire complexe,” thèse pour obtenir le grade de docteur délivré en technique et économie de l’exploitation du sous-sol, L’École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2016.
17. I.C. Medaguine, “Commande non linéaire tolérante au défaut d’un bras manipulateur,” mémoire présenté pour l’obtention du diplôme de master académique en automatique, Université Mohamed Boudiaf - M’Sila, 2023.
18. S. Belegueliel and M. Smaili, “Commande par backstepping d’un moteur à commutation électronique,” mémoire de fin d’étude en vue de l’obtention du diplôme de master en électrotechnique, Université Mohamed Boudiaf - M’Sila, 2020.
19. M. Ben Bessis and M.S. Berbia, “Commande par backstepping d’un moteur asynchrone,” mémoire de fin d’étude en vue de l’obtention du diplôme de master en électrotechnique, Université Kasdi Merbah Ouargla, 2022.
20. M.B. Belahbib and M.L. Benharoune, “Commande de vitesse par backstepping d’un moteur synchrone à aimants permanents,” mémoire de fin d’étude en vue de l’obtention du diplôme de master en électrotechnique, Université Kasdi Merbah Ouargla, 2023.
21. Tadjine, “Commande d’une classe système non linéaire par correcteur PID adaptatif,” mémoire de fin d’étude en vue de l’obtention du diplôme de master en automatique et systèmes, Université Kasdi Merbah Ouargla, 2020.
22. Jutten, “Cours de troisième année du département automatique,” Université Joseph Fourier - Polytech’ Grenoble, 2006.

# *Annexe*

## ***A. Etude d'un cas réel***

La surveillance du processus de forage pendant la réalisation d'un puits est nécessaire pour assurer le bon déroulement d'un chantier, cela se fait à l'aide d'un outil appelé RTOM qui fournit un système approuvé pour la surveillance à distance.

### **❖ Projet RTOM en exploration :**

**SONATRACH** et **SCHLUMBERGER** ont signé le 19 juillet 2009 le contrat portant la réalisation d'un système de monitoring et de management à temps réel des opérations de forage pétroliers. En novembre 2018 **SONATRACH** a renouvelé son contrat avec une nouvelle société appelé **SMARTEST**.

### **❖ Présentation de projet RTOM :**

Le projet RTOM (Real-Time Operations Management) est une initiative complexe visant à améliorer l'efficacité, la sécurité et la prise de décision dans les opérations d'exploitation d'huile et de gaz grâce à une surveillance et une analyse continue qui permet de recevoir les paramètres de forage à temps réel.

L'objectif de RTOM est de fournir un système approuvé pour la surveillance à distance et le contrôle des opérations de forage pour des fins d'optimisation, de sécurité et de réduction de risques et de coûts. A cet effet, nous proposons une solution plus adéquate dans le but de minimiser le temps et d'améliorer la qualité de service. L'autre mot clé de notre affirmation concerne l'amélioration de la qualité, dans le domaine pétrolier cela veut dire être attentif aux événements (vibrations).

### **❖ Interprétation :**

La figure représente les courbes de différents paramètres qui influent le système de forage lors de phénomène de vibration stick-slip. Ce résultat est obtenu par une visualisation en temps réel. Pendant le forage d'une section de trou de 16" de 2 328 m (profondeur mesurée) avec un embout BHA et PDC emballé.

Formation : Dogger Argileux, Top @ 2210m.

Lithologie: Argile/Anhydrite/Dolomite OBM.

Paramètre	Abréviation	Valeur
WOB	Weight On Bit	20t
RPM	Révolutions Per Minute	170 tr/min
TRQ	Rotary Torque (surf,avg)	5-16 Klbf.ft (kilo pound force.feet)
ROP	Rate Of Penetration	1,7-2 m/h
Q	Débit de la boue de forage	2 800 l/min
SPP	Static pressure at the perforation	2 600 psi (pounds per square inch)
MW	Mud weight (masse volumique)	1,25 SG (specific gravity)

*Avec paramètres de forage suivant :*

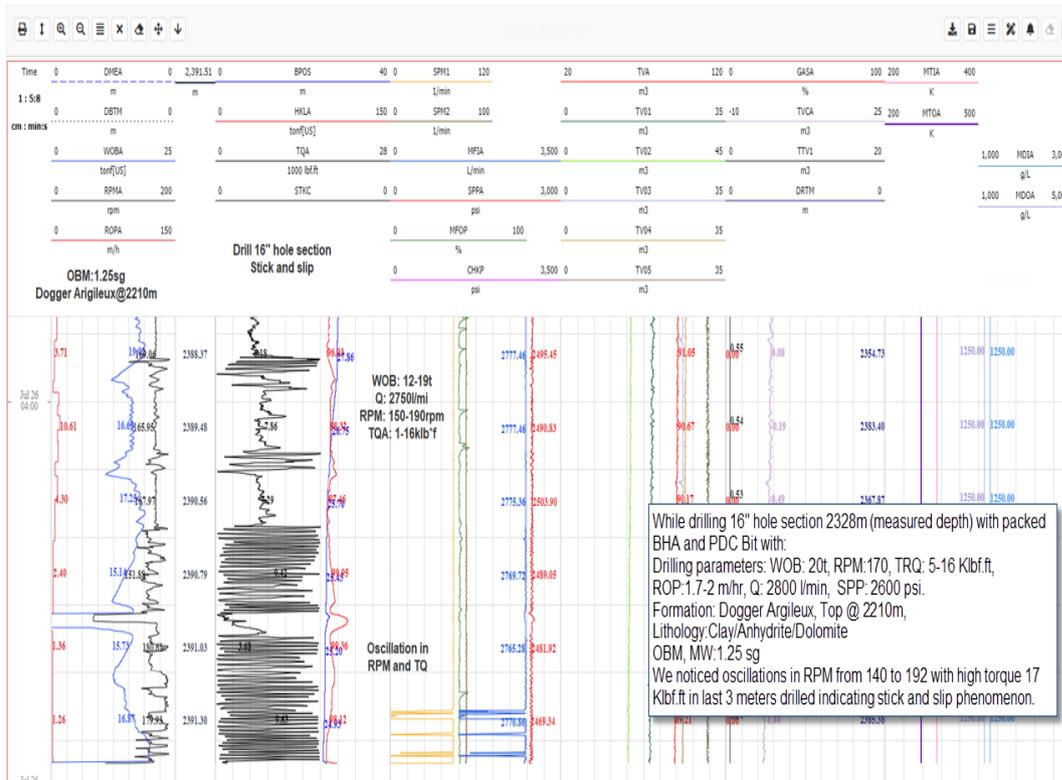


Tableau 1 : Paramètres observées lors de phénomène stick slip.

Figure 1 : les courbes des vitesses angulaires et des différents paramètres de forage.

### ❖ Interprétation :

Nous avons remarqué des oscillations de RPM de 140 à 192tr/min (représenté dans la figure par la courbe noir côté gauche) ce qui indique la vitesse de rotation de trépan lors de l'opération de forage.

Avec un couple élevé de  $T_{ob}=17$  Klbf.ft qui exprime la force rotative appliquée au trépan (représenté par la courbe noire à droite), cette valeur dépend de  $W_{ob}$  qui varie entre 12 t et 19 t (représenté dans la figure par la courbe bleu côté gauche).

Ces paramètres permettent aux opérateurs de détecter le phénomène de vibrations stick-slip dans les 3 derniers mètres forés.

## B. Script de calcul des paramètres de modèle la garniture de forage

```

Rh=0.1;           %----- rayon de puits
Rb=0.1;           %----- rayon de l'outil
nu=50e-3;         %----- la viscosité de la boue de forage
n=10.589;         %----- rapport transmission de réducteur
G=81e+9;          %----- module de cisaillement des tiges de forage
ru=7850;          %----- densité de l'acier
Rp=(0.127/2);     %----- rayon externe des tiges de forage
rp=(0.1086/2);    %----- rayon interne des tiges de forage
I=(pi/2)*((Rp^4)-(rp^4)); %----- moment d'inertie quadratique des tiges de forage
Lp=2035;          %----- longueur de tiges de forage
jm=18.078;        %----- inertie du moteur
Lc=428.8523 ;     %----- longueur de masse tiges de forage
Rc=0.171/2;       %----- rayon externe de masses tiges de forage
rc=0.051/2;       %----- rayon interne des masses tiges de forage
Cm=389.7879;      %----- coefficient de frottement visqueux du moteur
R=0.0604809;      %----- résistance statorique du moteur

%----- le moment d'inertie-----
%----- le moment d'inertie de top drive-----
jtd=n^2*jm;
jp=I*ru*Lp;
jr=jtd+1/2*(jp);

%----- le moment d'inertie de la BHA-----

jc=(1/2)*ru*pi*Lc*((Rc^4)-(rc^4));
jb=jc+(1/2)*jp;
%-- la constante de raideur K:
K=G*I/Lp;

%----- l'amortissement visqueux-----
%----- coefficient d'amortissement-----

Cc=120*nu*Lc*(Rh^2)*(R^2)/((Rh^2)-(Rc^2))
Cp=120*nu*Lp*(Rh^2)*(R^2)/((Rh^2)-(Rp^2))

%----- l'amortissement visqueux de la BHA-----
C1=Cc+(1/2)*Cp

%----- l'amortissement visqueux de Top Drive-----
C2=Cm+(1/2)*Cp

```