



HAL
open science

Vers la robotisation du forage sonore de pré-soutènement : contrôle frontière de vibration axiale

Khoulood Latrach

► **To cite this version:**

Khoulood Latrach. Vers la robotisation du forage sonore de pré-soutènement : contrôle frontière de vibration axiale. Automatique / Robotique. Université Paris-Saclay; Université d'Evry-Val-d'Essonne, 2018. Français. NNT : 2018SACLE046 . tel-02072738

HAL Id: tel-02072738

<https://hal.science/tel-02072738v1>

Submitted on 19 Mar 2019

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

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

Vers la robotisation du forage sonique de pré-soutènement : Contrôle frontière de vibration axiale

Thèse de doctorat de l'Université Paris-Saclay
préparée à l'Université d'Évry Val d'Essonne

École doctorale n°580 Sciences et Technologies de l'Information et de
la Communication (STIC)
Spécialité de doctorat : Automatique

Thèse présentée et soutenue à Evry, le 24 Septembre 2018, par

Khouloud Latrach

Composition du Jury :

M. Gabriel Abba Professeur, Université Lorraine	Président
M. Didier Georges Professeur, Institut Polytechnique de Grenoble	Rapporteur
M. Kais Ammari Professeur, Faculté des Sciences de Monastir	Rapporteur
M. Florian de-Vuyst Professeur, Université de Technologie de Compiègne	Examineur
M. Pascal Rodriguez Ingénieur R&D, Soletanche Bachy	Examineur
M. Lotfi BEJI MCF HDR, Université d'Évry / Paris Saclay	Directeur de thèse
M. Laredj Benchikh MCF, Université d'Évry / Paris Saclay	Encadrant

Remerciements

Je ne saurais commencer ce manuscrit autrement qu'en remerciant celles et ceux qui y ont contribué. Il me sera évidemment très difficile d'être exhaustive dans mes remerciements car c'est grâce à l'aide de nombreuses personnes que ces travaux ont pu voir le jour.

En premier lieu je tiens à remercier l'Ecole Doctorale STIC, en particulier M. Gilles DUC, Professeur à CentraleSupélec, pour sa gentillesse, sa disponibilité permanente et tout particulièrement la confiance qu'il m'a accordé et qui m'a permis de soutenir cette thèse. J'adresse également tous mes remerciements à Mme. Hanna KLAUDEL et M. Alain DENISE, respectivement Professeurs à l'université d'Evry et l'Université Paris-Sud pour leur soutien sans faille.

Je tiens également à adresser mes plus vifs remerciements à M. Didier GEORGES et M. Kais AMMARI, respectivement Professeurs à l'Institut Polytechnique de Grenoble et la Faculté des Sciences de Monastir pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'être rapporteurs de ce travail de thèse et pour leurs remarques pertinentes. Je leur suis très reconnaissante d'avoir bien voulu me consacrer leur temps et leur expertise.

Je remercie également M. Gabriel ABBA et M. Florian de-Vuyst, respectivement Professeurs à l'Université de Lorraine et l'Université de Technologie de Compiègne, ainsi que M. Pascal RODRIGUEZ, Ingénieur R&D représentant l'entreprise Soletanche Bachy qui m'ont fait l'honneur d'accepter de lire ce travail de thèse, y apporter leur jugement et en discuter lors de la soutenance de thèse.

Je remercie mon directeur de thèse, M. Lotfi BEJI et mon encadrant M. Laredj BEN-CHIKH, pour leur aide tout au long de ce processus de recherche.

J'exprime également ma gratitude à M. Azgal ABICHOU, Professeur à l'Ecole Supérieure de la Statistique et de l'Analyse de l'Information (ESSAI). Il a su me transmettre sa passion pour la recherche ainsi que la rigueur nécessaire. Pour avoir à la fois toujours su se rendre disponible, faire preuve d'un enthousiasme constant, d'une grande patience et de beaucoup de pertinence dans les réponses apportées à mes questions, je lui adresse toute ma reconnaissance. J'ai appris là bien des choses qui me serviront toute ma carrière.

Je n'oublierai pas de signaler ma gratitude envers M. Rhouma MLAYEH pour sa disponibilité et ses conseils scientifiques.

Je tiens à remercier l'ensemble de l'équipe dirigeante et du personnel administratif du laboratoire Informatique, Biologie Intégrative et Systèmes Complexes (IBISC), en particulier : Samia, Sabine et Gislin pour le très bon accueil au sein de cette structure.

Bien entendu, cette thèse doit beaucoup à mes chers amis, Ryma, Habib, Rahma, Amira, Imen, Elie, Pierre-Marie et Dalil. Merci pour nos nombreuses discussions, les moments de rire, mais aussi les moments de doutes où vous avez toujours été là pour me

soutenir et m'encourager.

Et enfin, je remercie ma famille, mes parents, mes sœurs et mon frère, sans qui rien de tout cela n'aurait été possible.

*Je dédie cette thèse
à mes parents.*

Sommaire

Table des figures	xi
-------------------	----

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

Chapitre 1

Projet Newtun et contexte de la thèse
--

1.1	Introduction	5
1.2	Contexte et présentation du projet Newtun	6
1.2.1	Pré-soutènement du front	9
1.2.1.1	Boulonnage au front de taille	9
1.2.1.2	Voûte parapluie	10
1.2.2	Projet Newtun	11
1.3	Intégration d'un robot de chargement des tiges de forage	12
1.4	Étude des machines existantes	14
1.5	Processus du forage	16
1.5.1	Forage "rotary" : caractéristiques et conséquences	17
1.5.2	Forage sonore : caractéristiques et conséquences	19
1.6	Objectifs de la thèse	21

Partie I Contrôle frontière et modèle d'observation pour le phénomène des vibrations axiales

Chapitre 2

Dynamique du train de tiges

2.1	Introduction	27
2.1.1	Modèle de vibrations axiales retenu dans le cas du forage sonique	28
2.1.2	Conditions aux limites	29
2.1.3	Interaction outil-sol : modèles de frottement	31
2.1.3.1	Modèle de frottement de Coulomb et statique	31
2.1.3.2	Modèle équivalent de frottement	31
2.2	Modèle de référence de vibrations	32
2.3	Conclusion	35

Chapitre 3

Contrôle de vibrations axiales lors d'un forage sonique

3.1	Introduction	39
3.2	Contrôle frontières et EDP	41
3.2.1	Problème bien posé	41
3.2.2	Commande par dissipation de l'énergie	46
3.2.2.1	Résultats de simulation	49
3.2.3	Commande par platitude	50
3.2.3.1	Platitude du système présenté	52
3.2.3.2	Commande en boucle ouverte	52
3.2.3.3	Commande en boucle fermée	53
3.2.3.4	Résultats de simulation	56
3.3	Conclusion	57

Chapitre 4

Observateurs en dimension infinie : estimations des déplacements de l'outil au fond du forage

4.1	Notions des observateurs en dimension infinie	59
4.2	Construction d'un observateur des déplacements de l'outil	60
4.2.1	Problème bien posé	61
4.2.2	Stabilité du système d'erreur	66
4.2.3	Analyse fréquentielle et simulations	68
4.3	Conclusion	71

Partie II Stabilité du système couplé : fluide injecté et avance de la glissière

Chapitre 5

Système couplé : fluide injecté et avance de la glissière

5.1	Introduction	75
5.2	Modélisation du phénomène d'injection fluide	76
5.2.1	Viscosité	76
5.2.2	Densité	78
5.2.3	Principe de conservation de la masse	78
5.2.4	Loi de conservation des moments	81
5.3	Dynamique de l'avance de la glissière	83
5.4	Un modèle global du système couplé	84
5.5	Conclusion	85

Chapitre 6

contrôle de l'ensemble fluide injecté et de la glissière

6.1	Introduction	87
6.2	Modèle utilisé	88
6.3	Commande basée sur l'observateur	93
6.4	Simulations	94
6.5	Conclusion	98

Partie III Interfaçage des résultats sous LabVIEW et instrumentation de la machine vers une validation expérimentale

Chapitre 7

Vers une validation expérimentale

7.1	Introduction	103
7.2	Instrumentation de la machine	104
7.2.1	Capteurs : Types et fonctionnement	104
7.2.1.1	Capteurs analogiques	104
7.2.1.2	Capteurs logiques ou TOR	105
7.2.1.3	Capteurs numériques	105
7.2.2	Capteurs de test retenus	106
7.3	Le calculateur temps-réel Compact-RIO	108
7.3.1	Architecture du Compact-RIO	108
7.3.1.1	Le contrôleur embarqué	108
7.3.1.2	Le châssis	109
7.3.1.3	Carte FPGA reconfigurable	109
7.3.1.4	Les modules d'entrées/sorties	110
7.3.2	Matériel choisi	110
7.3.3	Environnement logiciel utilisé	112
7.4	Conclusion	112

Conclusion générale et perspectives 115

Annexes 117

**Annexe A Modèle de vibrations axiales retenu dans le cas d'un forage
sonique 117**

**Annexe B Dynamique de la tête de forage sonique (Resonant Sonic
Head Drill (RSHD)) 119**

Annexe C Schéma de simulation 123

C.1 Discrétisation en temps et en espace 123

C.2 Implémentation dans Matlab 124

**Annexe D Platitude du système en utilisant la formule de D'Alembert
127**

Table des figures

1.1	Tunnelier	6
1.2	Schéma explicatif du tunnelier	7
1.3	Méthode conventionnelle	8
1.4	(a) Tiges de forages , (b) Outil de forage de diamètre 114 <i>mm</i>	8
1.5	(a) Plan de tir séquentiel , (b) Théodolite	9
1.6	Pré-soutènement par boulonnage au front de taille ([1])	9
1.7	(a) Boulons au front en fibre de verre , (b) Boulons autoforeurs en acier . .	10
1.8	Pré-soutènement par voûte parapluie ([2])	10
1.9	Tâches attribuées à chaque partenaire	11
1.10	Des ouvriers lors de la manutention d'une tige de forage pour une opération de chargement sur la machine	12
1.11	Schéma de principe général	13
1.12	Faisabilité d'une opération de chargement/ déchargement de la tige sur la glissière	13
1.13	(a) Manutention de la tige , (b) Vissage de la tête sur la tige	14
1.14	Casagrande PG185-EGT (utilisée par SB)	15
1.15	Machine jumbo	15
1.16	Foreuse DCH114 (utilisée par SB)	16
1.17	Machine de forage de type MDT 140k (utilisée par SB)	16
1.18	Principe du forage rotary	17
1.19	Types de vibrations en forage rotary [3]	18
1.20	(a) Tête de forage sonique , (b) Outil de forage	20
1.21	Levier de commande manuelle d'une machine de forage	21
1.22	Schéma du système de forage	22
2.1	Modèle de forage sonique	30
2.2	Modèle simplifié de frottement [37]	32
2.3	Pression et fréquence de vibration sur une longueur de 15 <i>m</i> (chantier de Viroflay)	33
2.4	Trajectoires de référence au niveau de la tête du train de tiges et de l'outil	35
2.5	Trajectoires de référence au niveau de la tête et de l'outil pour $\delta = 0.07$. .	36
2.6	Trajectoires de référence au niveau de la tête et de l'outil pour $\delta = 0.01$. .	36
3.1	Les trajectoires réelle et de référence en $x = 0$ sous H	50
3.2	Les trajectoires réelle et de référence au niveau de l'outil sous H	51

3.3	Commande en boucle fermée sous H	57
4.1	L'amplitude du déplacement axial au niveau de la tête	69
4.2	La réponse fréquentielle de l'observateur pour $G = 84GN/m$	70
4.3	La réponse fréquentielle de l'observateur pour $G = 42GN/m$	70
5.1	Schéma du processus de forage	77
5.2	Volume de contrôle	78
5.3	Loi de conservation de la masse appliquée dans la tige et la couronne	79
5.4	Relation de Bernoulli	80
5.5	Schéma simplifié expliquant la loi de conservation des moments	82
5.6	Forces agissant sur la glissière	83
6.1	Pression de la pompe P_1 et \hat{P}_1	95
6.2	Pression dans la couronne P_3 et \hat{P}_3	96
6.3	Le débit de l'outil q_{bit} et \hat{q}_{bit}	96
6.4	le débit dans la couronne q_3 et \hat{q}_3	97
6.5	La pression au fond P_{dh} et \hat{P}_{dh}	97
6.6	le débit d'eau injecté $u_1 \triangleq q_1$ et la force de poussée u_2	98
7.1	Principe de fonctionnement des capteurs	105
7.2	Exemples de signaux numériques	106
7.3	Capteur de distance SENSOPART $UT20 - 150AIM4$	106
7.4	Capteur de proximité IFM $IF9924$	107
7.5	Codeur incrémental BAUMER $GI355$	107
7.6	Compact-RIO	108
7.7	Le contrôleur embarqué du Compact-RIO	108
7.8	Le châssis du Compact-RIO	109
7.9	Les différentes catégories de FPGA	110
7.10	Les modules E/S du Compact-RIO	110
A.1	Une tige de forage de longueur L et de section A	117
A.2	Le volume infinitésimal de longueur dx soumis à des forces longitudinales.	118
B.1	Schéma de l'oscillateur sonore (RSHD)	120

Introduction générale

L'augmentation de la population des villes devient de plus en plus remarquable par rapport à la population totale. Cependant, ce phénomène d'urbanisation en plein essor et relativement récent, pose de graves problèmes de circulation dus à l'accroissement du nombre de véhicules et de la pollution atmosphérique. A cet égard, il devient pertinent d'exploiter l'espace sous terrain pour contourner ces problèmes. En effet, dans le domaine des travaux publics, les deux méthodes les plus adoptées sont le tunnelier et la Méthode conventionnelle. A savoir que la deuxième méthode présente plus d'avantages par rapport à son adaptation avec différents types de configurations des projets et aussi différents types de sols. Sans compter qu'elle s'avère la seule alternative pour la rénovation de tunnels existants et l'élaboration d'accès de secours. Néanmoins, l'exécution de ce processus de forage conventionnel dans des zones fortement urbanisées, peut entraîner des tassements et des mouvements de terrain considérables. Pour y remédier, la mise en place d'un pré-soutènement se révèle être une alternative intéressante afin de contrôler les mouvements du sol en amont du front. Pourtant, cette technique nécessite l'exposition directe des ouvriers à un danger énorme.

Dans ce contexte, nous nous proposons dans ce mémoire de thèse qui s'intègre dans le cadre du projet Newtun sélectionné au FUI 13 le 1^{er} mars 2012 sur une durée de 48 mois, d'améliorer le processus de pré-soutènement pour la méthode conventionnelle. Autrement dit, la robotisation de ce processus pour perfectionner la méthode conventionnelle en termes de coût, délais, la performance et essentiellement la sécurité du personnel.

Compte tenu de l'existence quasi-nulle de l'utilisation des robots dans le milieu des travaux publics, un dialogue et de nombreux échanges ont eu lieu entre les partenaires du projet et notre équipe du laboratoire IBISC afin de déterminer les développements envisageables alliant les machines de forage existantes et la robotique. Ces machines effectuent le processus de forage du pré-soutènement grâce à une tête embarquée sur une glissière de longueur variant entre 3 et 24 m. Par conséquent, durant la première année de ce travail, les réflexions collectives se sont orientées vers l'étude de la possibilité à terme de monter une tête de forage sur un robot afin de pouvoir s'affranchir de la glissière. Cette solution est dite glissière virtuelle et elle a fait l'objet d'un brevet d'invention [4]. Étant donné que ces machines nécessitent une alimentation semi-manuelle en tiges à partir d'un rack. On a commencé en premier temps à résoudre cette problématique d'ingénierie par l'intégration des robots dans cette tâche de manutention pour le chargement et le déchargement des tiges au cours du forage et ainsi prévenir les risques humains majeurs à lesquels sont

exposés les ouvriers et réduire le facteur temps.

Les visites sur les chantiers (Londres, Gare d'Austerlitz) et l'observation du processus de forage sonique nous ont permis d'appréhender les machines conventionnelles, les opérations du forage et le rôle d'un opérateur. Ainsi, on a pu se familiariser avec le monde de BTP. En effet, lors du forage, d'une part, des vibrations axiales sont générées par la tête sonique le long du train de tiges. Ces vibrations ont un effet majeur sur la performance du forage et elles peuvent affectées le taux de pénétration des tiges ainsi que la direction du forage. Contrairement au forage de type rotary où les vibrations détectées sont celles de torsion qui requièrent une neutralisation pour éviter le phénomène de stick-slip, en forage sonique les vibrations axiales sont à produire pour assurer la pénétration de l'outil dans le sol.

Le premier objectif de cette thèse consiste à identifier le phénomène de vibration de point de vue paramétrique et aboutir à un modèle, en plus de contrôler les vibrations axiales bénéfiques au forage dans le but de les faire suivre un modèle de référence qui répond au cahier des charges du projet. Le contrôle de ces vibrations axiales permet non seulement l'optimisation du forage par la canalisation de l'énergie le long du train de tiges mais encore de maîtriser ces vibrations pour pouvoir ultimement embrayer la tête de forage par un robot manipulateur sans craindre son dysfonctionnement.

D'autre part, pour évacuer les déblais et éviter le bouchage au fond, la réalisation du pré-soutènement nécessite la variation de la position de la glissière et l'injection d'un fluide pendant le forage. A l'état actuel, ces manipulations sont effectuées manuellement par un opérateur en s'assurant de la bonne pression au fond à travers un manomètre (contrôle visuel). Par conséquent, pour éviter l'accroissement de l'énergie mécanique du système conduisant à sa détérioration, l'opérateur va devoir remonter la glissière pour échapper à la destruction du système. Vu qu'on envisage l'automatisation du pré-soutènement, notre deuxième problématique, qui sera traitée sous une vibration maîtrisée du train de tiges, s'intéresse au contrôle de la pression du fluide au fond du trou. Comme solution, on peut avoir recours au forage sous pression contrôlée, un forage qui consiste à maintenir la pression du fluide injecté pendant le forage à un niveau légèrement supérieur à celui de la pression des fluides présents dans la formation géologique. Cette approche est utilisée dans le domaine pétrolier, par contre elle n'a pas été suffisamment étudiée pour la construction des tunnels étant donné que dans le premier domaine on peut déduire la pression au fond par la pression en haut qui est mesurable par des capteurs. Dans le cas du forage des tunnels, la pression à la sortie de la couronne n'est pas mesurable puisque cet espace annulaire devrait rester ouvert.

Le travail de la thèse est scindé en trois parties :

La première partie traite la modélisation, le contrôle et l'observation des vibrations axiales. Les solutions proposées dans cette partie sont présentées dans trois chapitre. Pour pouvoir se rapprocher de la nature distribuée d'un système de forage sonique, on choisit de modéliser les vibrations axiales produites le long du train de tiges par des équations aux dérivées partielles de type hyperbolique avec des conditions aux limites dynamiques.

En effet, le train de tiges est considéré comme une poutre qui subit des efforts axiaux sur ses deux extrémités. Une première force axiale qui résulte de la rotation générée de deux masses excentrées moyennant un circuit hydraulique (pression de vibration) est appliquée par la tête sonique sur l'extrémité haute de la tige ($x=0$) et elle est considérée comme une entrée de commande. Au niveau de l'autre extrémité ($x=L$) liée à l'outil de forage (trépan), on tient compte de la présence d'une force extérieure de frottement qui est due à l'interaction de l'outil avec le sol. Dans le but d'assurer un forage qui répond au cahier des charges du projet, on génère un modèle de référence sous une force de percussion dont l'amplitude dépend d'une fréquence de rotation. L'outil rentre en contact avec la roche à une fréquence particulière dite fréquence de résonance. Ainsi, l'amplitude de vibration de l'outil atteint sa valeur maximale à cette fréquence, et l'énergie mécanique se stabilise à une valeur suffisante pour la nécessité de l'opération de forage.

Une fois les modèles définis (modèles de vibration et de référence), on s'est intéressé au problème de contrôle des vibrations axiales. Deux commandes frontières en utilisant respectivement les déplacements axiaux du train de tiges au niveau de la tête et de l'outil sont proposées pour assurer la poursuite des trajectoires de référence. Également, moyennant la pseudo-énergie, on montre uniquement la stabilité du système.

Dans la mesure où on cherche à améliorer nos résultats de stabilité, après avoir montré que le système présente une sortie plate en $x=L$, un deuxième contrôleur basé sur la platitude est proposé conduisant à la convergence exponentielle de l'état vers les références.

A noter que, les commandes proposées nécessitent les mesures des déplacements axiaux (position, vitesse et accélération) au niveau de l'outil de forage. Étant donné que ces variables sont non disponibles à la mesure, dans le but de pouvoir les estimer, un observateur à paramètres distribués a été proposé. L'étude de la convergence du système nécessite de montrer que le problème soit bien posé, c'est à dire prouver l'existence et l'unicité des solutions de l'observateur.

La deuxième partie de cette thèse traite le problème de stabilisation de la pression au fond du trou. Après avoir couplé les phénomènes liés à l'injection fluide, le débit issu de l'interaction de l'outil avec le sol, le système d'évacuation des déblais à travers l'espace annulaire et le mouvement lié à la glissière, un modèle en dimension finie est construit. On remarque la présence de deux entrées de commande qui sont liées au débit du fluide injecté et à la force d'avance de la glissière. En se référant aux données non mesurables au fond du trou et autour de l'espace annulaire, une commande basée observateur est construite pour stabiliser la pression au fond.

La dernière partie de la thèse est dédiée à la conception d'un système d'acquisition et de contrôle en temps réel permettant de réaliser des campagnes d'essais utilisant la machine de forage sur un sol connu. De ce fait, le logiciel de programmation LabView a été utilisé pour créer ce système en se basant sur un contrôleur en temps réel de type Compact-Rio fabriqué par National Instruments. Pour mener à bien l'acquisition des données, il a fallu bien choisir les capteurs analogiques et numériques nécessaires à l'implémentation des contrôleurs proposés dans ce travail. Ensuite, une interface homme machine a été créée pour l'affichage et le stockage des données afin de pouvoir les réutiliser dans les analyses post-traitement.

— Conférences internationales avec comité de lecture

1. **K. Latrach**, L. Beji, "Analysis and control of axial vibrations in tunnel drilling system". 2nd IFAC Workshop on Automatic Control in Offshore Oil and Gas Production, May 27-29, Brazil, 2015.
2. **K. Latrach**, L. Beji, "Axial vibrations tracking control in resonant sonic tunnel drilling system". 54th IEEE Conference on Decision and Control, December 15-18, Japan, 2015.
3. N. Zoghلامي, **K. Latrach**, L. Beji, Bottomhole pressure stabilizing observer-based controller in tunnel drilling system, 3rd International Conference on Control, Engineering & Information Technology, Algeria, 25-27 May, 2015.

Chapitre 1

Projet Newton et contexte de la thèse

1.1 Introduction

Bien que l'urbanisation représente une solution pour la croissance de la population dans différentes villes, ceci conduit à l'augmentation du trafic et aussi de la pollution. De là vient l'idée de l'exploitation de l'espace souterrain comme réponse à ces nombreux problèmes. Les méthodes les plus utilisées dans l'industrie de la construction de tunnels sont le tunnelier (Tunnel Boring Machine TBM) et la Méthode conventionnelle (Conventional Tunneling Method CTM) [5]. La deuxième méthode est la meilleure en termes d'adaptation avec toutes les configurations des projets et avec plusieurs variétés de types de sols. De plus, elle reste la seule alternative pour la rénovation de tunnels existants et la création de sorties de secours. En revanche, cette technique de forage peut entraîner des tassements et des mouvements de terrain importants lorsque le forage est effectué dans les zones fortement urbanisées. Ceci nécessite le contrôle des mouvements du sol en amont du front par la mise en place d'un pré-soutènement (voir figures 1.6 et 1.8). Cependant, ce procédé requiert l'exposition directe du personnel à des risques importants.

Dans ce contexte, mon travail de thèse, qui s'intègre dans le cadre du projet Newton sélectionné au FUI 13 le 1^{er} mars 2012 sur une durée de 48 mois, consiste à améliorer la méthode conventionnelle et plus précisément le pré-soutènement afin de rendre cette dernière plus efficace et surtout plus sûre. Les tâches principales qui nous ont été confiées sont d'une part l'intégration des robots dans le milieu des travaux publics pour le chargement et le déchargement des tiges de forage afin de prévenir les risques humains. Cette première tâche a été accomplie avec succès et les résultats ont été présentés dans le rapport d'avancement du 12^{ème} mois de la durée du projet [6]. D'autre part, la deuxième tâche consiste à la robotisation du pré-soutènement pour parfaire la méthode conventionnelle en termes de coût, délais, performance et essentiellement sécurité du personnel.

Dans ce chapitre, on se propose de présenter le contexte de la thèse ainsi que le projet Newton. Ensuite, on étudie les machines de forage existantes et leur fonctionnement afin de cerner les problématiques scientifique de ce travail. Une fois cette étude est faite, on constate que l'adoption d'un forage de type sonique permet de produire des vibrations

axiales essentielles mais aussi nécessitant un contrôle afin d'optimiser et automatiser le pré-soutènement. De même, comme en ce moment les commandes de l'injection de l'eau nécessaires pour faciliter le forage et le mouvement de translation de la glissière sont manuelles. Alors, l'étude du point de vue modélisation et commande du processus de lubrification de l'outil est primordiale. De là, à la fin de ce chapitre, on présente les objectifs de la thèse.

1.2 Contexte et présentation du projet Newton

Le monde connaît depuis le milieu du *XXe* siècle une très forte accélération de l'urbanisation, qui se traduit par l'accroissement de la population dans les villes. Cette croissance urbaine se traduit par la multiplication du nombre de très grandes villes. On en comptait en 1950 deux de plus de 10 millions d'habitants (New York et Londres), contre 17 aujourd'hui.

La forte densification des agglomérations urbaines pose de nombreux problèmes, ce qui conduit à la nécessité de l'exploitation du sous sol. Le développement d'ouvrages souterrains (parkings, tunnels routiers, ferroviaires etc...) permet de limiter les encombrements et de contribuer fortement à la distribution des flux. Ces ouvrages en site urbain rencontrent souvent des problèmes.

La construction de tunnels est une activité particulièrement difficile à envisager, toujours susceptible de provoquer des dommages sur les structures environnantes. Pour le maître d'ouvrage, cette menace rend les travaux souterrains difficiles à assurer et à intégrer dans les plans d'aménagement.

Le développement des tunneliers ou TBM (Tunnel Boring Machine) (Figure 1.1) a été la première réponse apportée par l'industrie de la construction au souci des maîtres d'ouvrage. En 1953, Robbins a construit le premier tunnelier véritablement abouti, à partir d'un bouclier cylindrique portant une tête rotative munie de pics et de molettes destinée à découper la roche (pour plus de détails voir [5]). Aujourd'hui, les tunneliers sont devenus des engins industriels sophistiqués et qui peuvent être considérés comme une usine souterraine.



FIGURE 1.1 – Tunnelier

En effet, ils intègrent de multiples fonctions comme le creusement du sous-sol, le soutè-

nement des terrains traversés, l'évacuation des déblais et la mise en place du revêtement définitif. Ils sont composés de deux grandes parties : la tête (roue de coupe et bouclier) et le train suiveur. Comme on peut le constater dans le schéma explicatif du tunnelier donné par la figure 1.2, cette machine est constituée d'une roue de coupe (1), une partie rotative qui attaque le sol grâce à des molettes et couteaux en acier durci pour permettre de creuser, le bouclier (2) où est provisoirement confiné puis évacué le déblai, le dispositif de poussée par vérins (3) pour la progression du tunnelier, le dispositif d'assemblage (4) qui met en place les voussoirs (éléments préfabriqués constituant le revêtement définitif), une articulation comportant un joint étanche (5) pour autoriser les courbes dans la géométrie du forage, une cuve et pompes de transfert du mortier (6), la Cabine de pilotage (7), un alimentateur à voussoirs (8) et finalement le convoyeur à bande (9) pour extraire les déblais.



FIGURE 1.2 – Schéma explicatif du tunnelier

Cette méthode de creusement offre un niveau très élevé de performance (jusqu'à 20ml de tunnel par jour) et de sécurité pour l'environnement. En contrepartie, elle demande un niveau élevé d'investissement, des travaux préparatoires très importants et en plus ils ne sont utilisables que pour des tunnels longs et de section constantes. En résumé, les tunneliers offrent une solution sûre et efficace, mais pas suffisamment flexible pour couvrir tous les besoins.

Lorsque l'utilisation d'un tunnelier ne satisfait pas les critères du cahier des charges, il faut avoir recours à la Méthode Conventionnelle (CTM) (Figure 1.3), aussi appelée méthode traditionnelle ou méthode autrichienne qui peut être définie par un processus cyclique en 3 étapes principales :

- Creusement : aux explosifs, ou bien à la pelle mécanique ou encore à l'aide d'un entaillage à attaque ponctuelle.
- Marinage : chargement et évacuation des déblais.
- Soutènement : un soutènement provisoire, mis en place au moment du creusement (cintres métalliques, boulons, béton projeté..., suivi par une membrane d'étanchéité, puis un soutènement définitif (béton projeté, béton préfabriqué ...)).

La méthode Conventionnelle se prête à toutes les configurations des projets et à une grande variété de types de sols ou de roches. Le soutènement et le déroulement des travaux peuvent être adaptés par étapes de creusement successives, et ajustés plus finement à la



FIGURE 1.3 – Méthode conventionnelle

demande en fonction des sols effectivement rencontrés. Cette méthode est donc un procédé agile et flexible et elle reste la seule alternative pour la rénovation de tunnels existants ou pour créer les accès de secours demandés par les nouvelles normes de sécurité.

Le creusement du tunnel est réalisé en perforant le sol ou la roche en commençant par le front de taille. Pour ceci, on utilise des tiges de forages emboîtables (Figure 1.4 (a)). Ces tiges peuvent être assemblées et reliées une à une au cours du forage afin de construire un train de tiges avec un outil de forage (Figure 1.4 (b)) attaché à son extrémité qui est en contact avec le sol. L'avance du creusement se fait par section de longueur fixe et définie au préalable par le maître d'ouvrage.



(a)



(b)

FIGURE 1.4 – (a) Tiges de forages , (b) Outil de forage de diamètre 114 *mm*

La disposition du forage à mettre en œuvre fait l'objet d'un plan de tir (Figure 1.5 (a)). La conception de ce plan de tir correspond à la définition de la géométrie de foration. C'est une liste de trous définis par des coordonnées cartésiennes x et y dans un repère correspondant à la galerie. Cette liste est faite par un géomètre topographe en utilisant un théodolite (Figure 1.5 (b)).

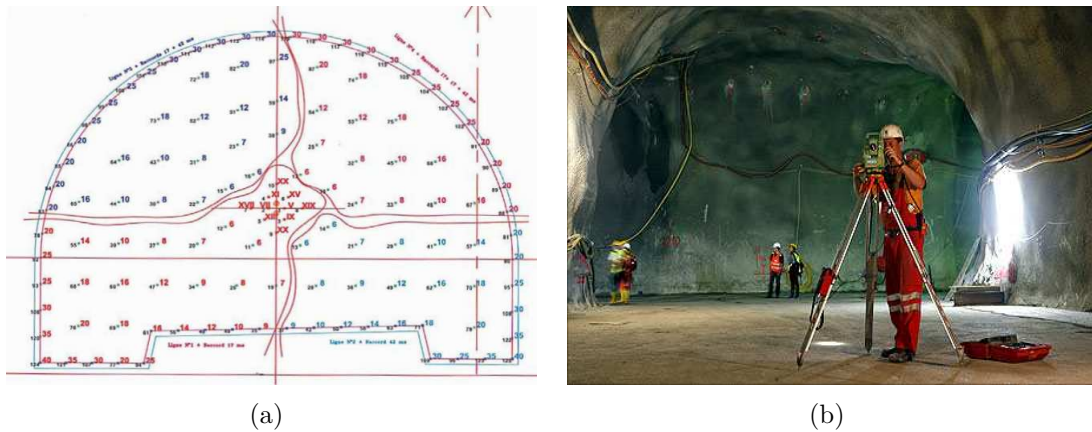


FIGURE 1.5 – (a) Plan de tir séquentiel , (b) Théodolite

1.2.1 Pré-soutènement du front

Dans les zones fortement urbanisées, l'utilisation de la méthode conventionnelle, peut en effet engendrer des tassements et des mouvements de terrain importants, avec des conséquences humaines et économiques non négligeables. Ainsi, le pré-soutènement à l'avant du front de taille présente une solution pour la réalisation d'un tunnel dans des terrains difficiles et imprévisibles où les tassements doivent être limités. L'importance de l'emploi de ce type de renforcement reste variable selon la nature du terrain, la dimension de l'excavation et la méthode utilisée. En effet, il existe différents types de pré-soutènement (boulonnage au front de taille, voûte parapluie, pré-voûte).

1.2.1.1 Boulonnage au front de taille

La technique du boulonnage au front consiste en la mise en place de boulons scellés en continu dans des forages sub-horizontaux de grande longueur (généralement supérieur au diamètre du tunnel) à l'avant du front de taille (figure 1.6).

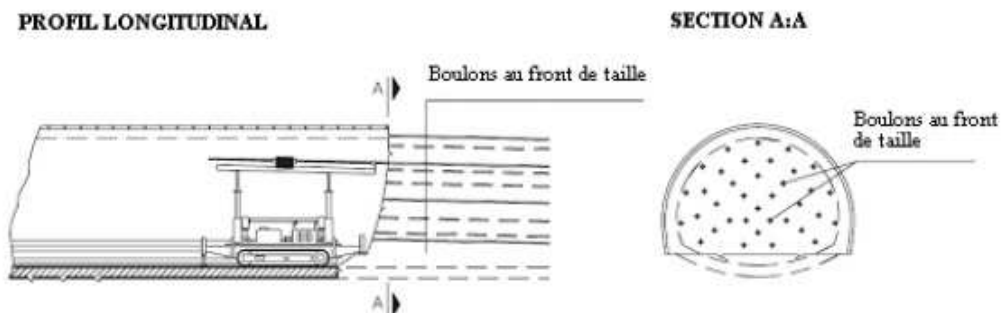


FIGURE 1.6 – Pré-soutènement par boulonnage au front de taille ([1])

Cette méthode augmente la résistance du massif à l'avant du front. Et ceci conduit à

une amélioration de la sécurité sur le chantier. Les boulons utilisés dans ce type de pré-soutènement sont généralement en fibre de verre, leur forte résistance en traction (200 à 1000 *MPa*) et au même moment leur faible résistance au cisaillement (180 *MPa*), permet leur destruction facile par les engins de terrassement (figure 1.7 (a)). En fait, le renforcement du front de taille des tunnels par boulonnage en fibre de verre a été introduit en Italie dans les années 70 et en France entre 1995 et 1998 sur le tunnel de Tartaiguille [7]. Cependant, dans le cas des essais d'arrachement in situ, il est nécessaire d'utiliser des boulons auto-foreurs tubulaires en acier (figure 1.7 (b)). Le scellement en continu des boulons se fait au coulis de ciment ou bien à la résine (pour plus de détaille voir [1]).



FIGURE 1.7 – (a) Boulons au front en fibre de verre , (b) Boulons autoforeurs en acier

1.2.1.2 Voûte parapluie

Cette technique consiste en la mise en place, préalablement au creusement de l'ouvrage, de boulons dans des forages inclinés de longueur de 8 à 18 *m* réalisés autour de l'excavation. Les inclusions sont scellées au coulis de ciment et elles sont renouvelées afin de garantir une zone de double recouvrement (figure 1.8).

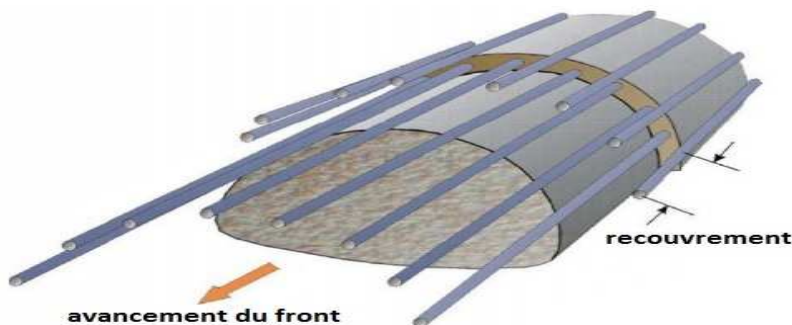


FIGURE 1.8 – Pré-soutènement par voûte parapluie ([2])

Cette méthode de pré-soutènement a pour objectifs essentiels d'assurer la stabilité de la travée en cours d'excavation, d'améliorer la stabilité du front en réduisant les contraintes

agissant en avant de celui-ci et de limiter les tassements. Les critères qui conduisent à l'utilisation de ce type de pré-soutènement sont donnés par des tunnels de grandes ouvertures, partiellement situés sous immeubles et en site urbain dense.

1.2.2 Projet *Newton*

Dans ce cadre, l'amélioration de la méthode conventionnelle, afin de la rendre plus sûre et plus fiable devient essentielle. Ceci a fait l'objet du projet *Newton*, Labellisé par le pôle ADVANCITY dans le cadre du Comité Stratégique Sols Sous-sols Infrastructures et Réseaux (3SIR) et sélectionné au FUI 13 (Fonds Unique Interministériel) le 1^{er} mars 2012, sur une durée de 48 mois et d'un montant total de 5.8 million d'euros. Ce projet est une collaboration d'industriels (Soletanche Bachy, Egis, RATP et Itech) et d'académiques (IBISC, ARMINES et IFSTTAR) qui ont pour objectif d'améliorer les conditions de sécurité dans un chantier et de réduire les délais de forage.

Les tâches du projet *Newton* sont réparties en cinq et elles ont été attribuées aux partenaires suivant leurs compétences de la manière suivante :(voir figure 1.9)

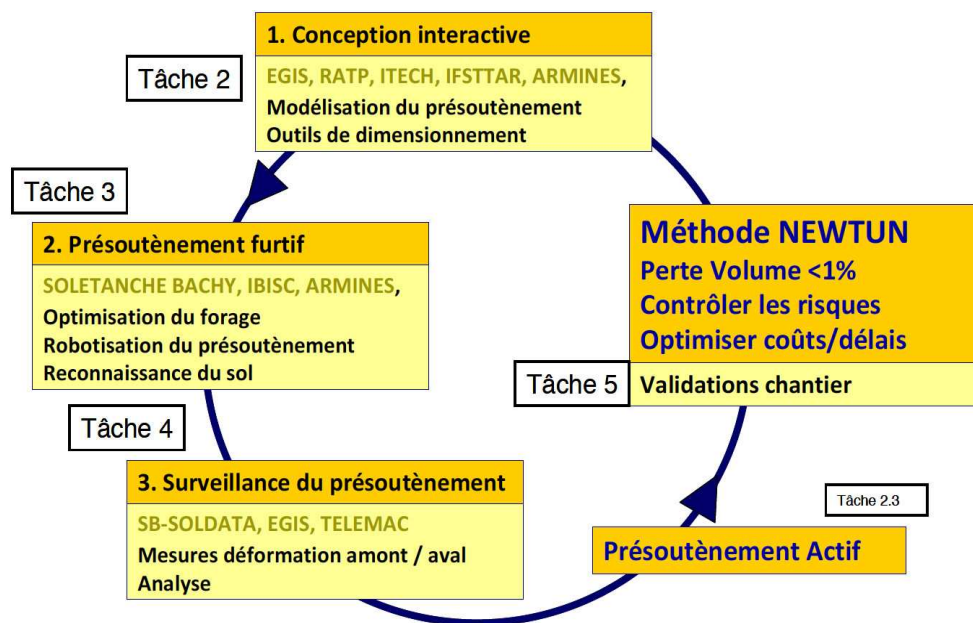


FIGURE 1.9 – Tâches attribuées à chaque partenaire

La tâche essentielle du laboratoire IBISC consiste à la robotisation du forage, plus précisément la robotisation des techniques de pré-soutènement dans le creusement des tunnels (boulonnage au front, voûte parapluie).

Compte tenu de l'écart colossal entre le milieu des travaux publics et celui de l'industrie là où il y a l'utilisation des robots, un dialogue et de nombreux échanges ont eu lieu entre Soletanche Bachy et notre équipe du laboratoire IBISC afin de déterminer les développements envisageables alliant les machines de forage existantes et la robotique. Ces machines effectuent le processus de forage grâce à une tête embarquée sur une glissière de longueur variant entre 3 et 24 m. Par conséquent, durant la première année de ce travail,

les réflexions collectives se sont orientées vers l'étude de la possibilité à terme de monter une tête de forage sur un robot afin de pouvoir s'affranchir de la glissière. Étant donné que ces machines nécessitent une alimentation semi-manuelle en tiges à partir d'un rack. On a commencé par envisager l'intégration des robots pour cette tâche de manutention pour le chargement et le déchargement des tiges au cours du forage et ainsi prévenir les risques humains majeurs à lesquels sont exposés les ouvriers (voir figure 1.10).



FIGURE 1.10 – Des ouvriers lors de la manutention d'une tige de forage pour une opération de chargement sur la machine

1.3 Intégration d'un robot de chargement des tiges de forage

Les robots industriels sont utilisés dans plusieurs domaines comme la manutention, le soudage, la peinture et l'assemblage. Cependant, leur utilisation dans les environnements de travaux publics très peu structurés reste un défi contrairement aux environnements de production industrielle classique. Si bien que, en intégrant un robot sur un chantier, on doit tenir compte de certains critères tel que son encombrement, son espace de travail et la sécurité du personnel autour de sa zone d'action (entourer l'ensemble robot et foreuse de barrières de protection). Malgré les obstacles de l'utilisation d'un robot comme serviteur de tiges de forage, son intérêt majeure se trouve dans ses 6 degrés de liberté permettant de positionner la tige à n'importe quelle position dans son champ d'action. Ceci est très avantageux pour travailler dans un espace réduit.

De ce fait, cette partie consiste à établir les spécifications techniques d'intégration d'un robot industriel dans le domaine du forage. Ce robot devra charger une glissière courte embarquée sur une machine de forage avec des tiges d'une longueur de 3 m (voir figure

1.11). Les tiges sont initialement disposées dans un bac défini en fonction de la longueur du forage, soit 6 tiges par exemple pour un forage de 18 m. Le robot sera disposé sur une plateforme séparée, le robot et la machine de forage peuvent ainsi être positionnés. Enfin, le robot doit être équipé d'un système de monte-et-baisse afin d'atteindre la glissière pour effectuer le chargement et le déchargement des tiges (voir figure 1.12).

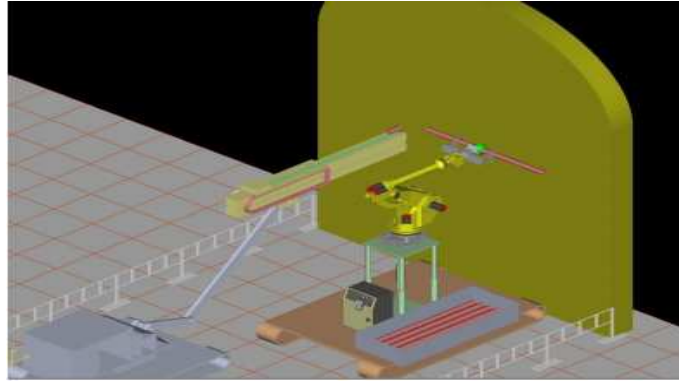


FIGURE 1.11 – Schéma de principe général

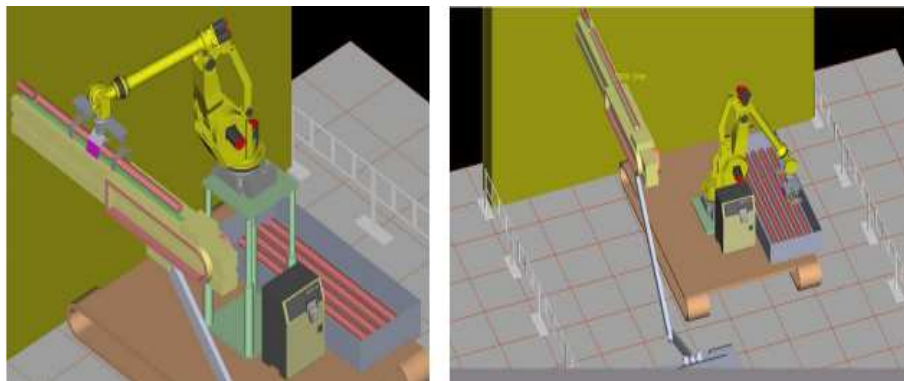


FIGURE 1.12 – Faisabilité d'une opération de chargement/ déchargement de la tige sur la glissière

Des tests ont été effectués sur une foreuse de type *DCH114* et avec l'emploi d'un robot *FANUC M900iA* sur le site de Montereau pour vérifier la possibilité de cette tâche de chargement et illustrer les capacités du robot à effectuer une très grande variété de trajectoires. La figure (1.13) montre les essais de chargement de tiges de forage manutentionnées par un robot. En plus de la préhension d'une tige par des pinces pneumatiques sur un rack de stockage qu'on peut voir sur la figure (1.13 (a)), le robot peut aussi maintenir la tige en position pour que la tête y puisse être vissée (1.13 (b)).

Les résultats donnés ci-dessus ont été présentés dans le rapport d'activité du douzième mois [6]. Dans la mesure où l'utilisation des robots dans l'univers des travaux publics est réalisable, la réflexion d'embarquer une tête de forage sur un robot pour effectuer le processus du pré-soutènement devient de plus en plus probable, il suffit de remplacer le préhenseur à pinces par la tête de forage qui va d'abord se fixer sur la tige et ensuite



FIGURE 1.13 – (a) Manutention de la tige , (b) Vissage de la tête sur la tige

exécuter la mise en place du boulonnage au front ou la voûte parapluie. Cette solution de robotisation où on va se passer de la glissière est dite **glissière virtuelle** et elle a fait l'objet d'un brevet d'invention [4]. De ce fait, une étude des machines de forage existantes s'impose pour pouvoir explorer toutes les possibilités de robotisation du pré-soutènement.

1.4 Étude des machines existantes

Dans cette partie, on se propose de présenter de manière succincte quelques machines de forage existantes. Le but n'est pas d'être exhaustif mais d'identifier les grandes catégories de solutions existantes pour étudier les différentes possibilités de robotisation. Parmi les machines utilisées dans la méthode conventionnelle pour le pré-soutènement au front de taille et la réalisation des voûtes parapluies, on peut citer la machine de forage du constructeur Casagrande de type *PG185 – EGT* (Figure 1.14), cette foreuse hydraulique permet de réaliser des voûtes. Elle présente une structure parallèle embarquant une glissière de 24 m et une tête de forage rotative. Les avantages de la *PG185 – EGT* sont la possibilité pour son outil de forage d'atteindre nombreuses positions sur le front de taille. En revanche, elle est lourde (43.5t), chère et difficile à mobiliser. Ainsi, leur utilisation n'est valable que pour des portions très longues de tunnel (plus de 1 km).

Ensuite, on peut évoquer la machine de forage de type jumbo (Figure 1.15) qui peut être électrique et/ou hydraulique et permet la mise en place du pré-soutènement en voûtes parapluie dans le domaine minier. Elle est en fait un robot manipulateur redondant avec 8 degrés de liberté, car il dispose de six liaisons pivots et deux joints prismatiques. Les atouts de cette machine sont vu par la facilité à la déplacer, sa glissière courte de 3m et le fait qu'elle peut balayer plusieurs points sur le front de taille. Par contre, elle présente des risques et difficultés lors de l'installation des tiges de forage. Certains modèles de cette foreuse sont automatisés par l'utilisation d'un contrôle PID (voir [8]).



FIGURE 1.14 – Casagrande PG185-EGT (utilisée par SB)



FIGURE 1.15 – Machine jumbo

Également, comme machine de forage, on peut trouver la *DCH114* (Figure 1.16), qui est une des machines compactes et non encombrantes, elle a comme dimensions ($L : 6500, l : 2450, H : 3300 \text{ mm}$), la longueur de sa glissière est de 8 m et son poids est de 19.5 t . Cette machine est facile à déplacer puisqu'elle est sur chenilles. Cependant, elle ne peut pas atteindre tous les points du front.

Enfin, on peut citer la foreuse *MDT 140k* (Figure 1.17), qui est utilisée pour des forages multi-directionnelles et pour la consolidation du sol. Elle a des excellentes qualités en termes de maniabilité, fiabilité et de productivité, même si elle est utilisée dans des conditions très difficile.

Suite à l'étude de ces quelques machines de forage existantes, on peut constater qu'elles sont essentiellement pilotées à l'aide de commandes manuelles. Seuls quelques exemples



FIGURE 1.16 – Foreuse DCH114 (utilisée par SB)



FIGURE 1.17 – Machine de forage de type MDT 140k (utilisée par SB)

fonctionnent de manière totalement autonome, néanmoins ces dernières ne sont pas adaptées pour toutes les configurations ainsi que certaines tâches de creusement et de la consolidation du sol. En conséquence, pour robotiser le pré-soutènement et pouvoir à terme le réaliser à l'aide d'un robot embarquant une tête, on a commencé par étudier l'automatisation d'une machine existante adéquate aux critères du projet. Pour pouvoir effectuer cette tâche, une analyse détaillée du système de forage s'impose.

1.5 Processus du forage

Dans la pratique, le forage est effectué à l'aide d'un outil relié à l'extrémité d'un train de tiges. Cet outil de forage est destiné à interagir avec le sol à l'aide d'une énergie qui lui est transmise par la tête de forage. Le train de tiges permet un approvisionnement continu en énergie à l'outil de telle sorte que ce dernier continue d'avancer progressivement en profondeur. Il subit également un mouvement de rotation pour faciliter la construction

des trous cylindriques. En outre, lorsque l'outil interagit avec le sol, des débris sont formés. Ces déblais sont évacués au moyen d'un fluide en circulation (boue ou air comprimé) qui est pompé vers l'outil à travers les tiges. Ce mélange de fluide injecté et déblais se déplace jusqu'à la surface à travers l'espace annulaire. Le processus de forage ne peut être appliqué correctement que lorsque quelques exigences techniques essentielles sont remplies. Premièrement, l'outil de forage doit être bien choisi et adéquat au type de sol pour éviter sa cassure. Ensuite, le forage devrait être en mesure de fournir suffisamment d'énergie pour l'outil à travers les composants du train de tiges pour assurer l'avance des tiges indépendamment que le sol soit dur ou mou. En fait, il existe de nombreux types de forage utilisant différentes formes d'énergie appliquées sur l'outil, on se restreint de citer les deux les plus utilisés, le forage rotary et le forage sonore. A signaler que dans ces deux types de forage le train de tiges est mis en rotation.

1.5.1 Forage "rotary" : caractéristiques et conséquences

La première méthode de forage qu'on va évoquer dite rotary consiste à mettre en rotation l'outil appelé tri-lame ou tri-cône par l'intermédiaire d'un train de tiges. La progression de l'outil s'effectue par abrasion du terrain, sans choc, uniquement par rotation et poussée (voir figure 1.18).

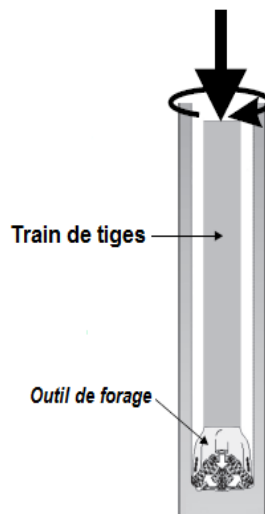


FIGURE 1.18 – Principe du forage rotary

C'est une des méthodes les plus efficaces et communes de forage. Elle est utilisée dans la construction, l'exploitation minière et dans le domaine pétrolier pour sa capacité à forer à travers tous types de formations même les plus complexes et les plus difficiles. Le forage rotatif a été utilisé dès 3000 av. J.-C. en Chine, et plus tard en Égypte. Ce concept de forage a évolué au fil du temps. En effet, au début des années 1500, Leonardo da Vinci a présenté le principe d'un forage rotatif qui ressemblait beaucoup à la méthode utilisée aujourd'hui. Malgré que ce forage a eu un début précoce, son utilisation n'a pas gagné

en popularité jusqu'à la fin des années 1800 et au début des années 1900. En plus, bien qu'il y ait beaucoup de brevets pour les machines de forage rotatives dès les années 1830, la première a été inventée par l'Anglais Robert Beart en 1845 [9].

En forage "rotary", Le train de tiges subit trois modes de déformation caractéristiques de la mécanique des poutres de Bernoulli : en torsion, en flexion et en traction-compression. A chacun de ces modes sont associées les modes vibratoires correspondant : vibrations de torsion, vibrations latérales et vibrations axiales (voir figure 1.19).

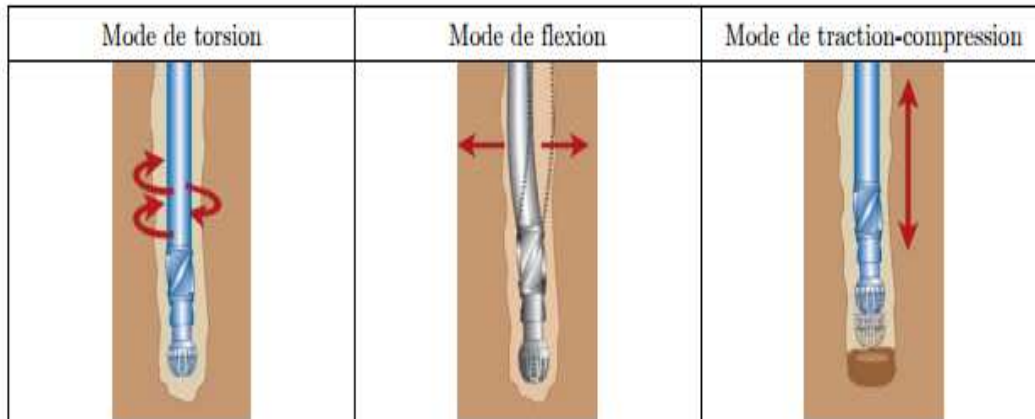


FIGURE 1.19 – Types de vibrations en forage rotary [3]

Le premier type de vibrations du train de tiges est les vibrations de torsion ou de rotation. En effet, lors du forage, l'outil (ou trépan) s'arrête tandis que le haut de la tige tourne avec une vitesse de rotation constante, augmentant ainsi le couple dans le train de tiges jusqu'à ce que le trépan se détache à nouveau soudainement. Ces vibrations sont interprétées comme une occurrence du phénomène de "stick-slip". Elles sont aussi causées par une relation non linéaire entre le couple et la vitesse de rotation de l'outil (et des stabilisateurs), en d'autres termes ceci est dû au fait que le couple nécessaire pour faire tourner le trépan (et les stabilisateurs) est inférieur au couple requis pour le libérer de l'arrêt.

Un deuxième type de vibrations est donné par les vibrations axiales ou longitudinales. Ce mode de vibration se compose de mouvements irréguliers du train de tiges le long de son axe longitudinal provoquant un mouvement de rebonds successifs de l'outil de forage appelé "bit-bounce" avec un déplacement périodique au niveau de l'interface outil-roche. En effet, ce mouvement de rebond peut être détecté à la surface et il est susceptible de se développer lors du forage avec un trépan de type tri-cône qui provoque un déplacement périodique avec une fréquence de trois fois la vitesse de rotation au fond du trou.

Étant donné que le train de tige présente un diamètre plus petit que le trou de forage, des vibrations latérales ou de flexion peuvent survenir. Une cause majeure de ces vibrations est la friction entre le train de tiges en rotation et la paroi du trou. Ces oscillations de flexion sont particulièrement importantes dans la partie inférieure du train de tiges. Dans la partie supérieure, la haute tension le long du train de tiges provoque un contact continu avec la paroi du trou, parce que les forages sont souvent légèrement incurvée. En outre, l'amortissement provoqué par le contact avec la paroi du trou rend une détection de ces

vibrations latérales qui surviennent au fond très difficile. En conséquence, l'importance de l'étude de ce type d'oscillations a été négligé pendant longtemps dans le domaine du forage de type rotary.

Les vibrations de torsion, axiales et latérales sont néfastes pour l'outil de forage ainsi que le train de tiges. Elles causent différentes défaillances de l'équipement et elles affectent la performance de l'opération de forage. De ce fait, l'étude et la modélisation de ces trois vibrations ont donné lieu à de nombreuses contributions dans la littérature, ainsi qu'à des logiciels commerciaux afin de supprimer ces oscillations nuisibles. En fait, en forage rotary, la majorité de ses études a été concentrée sur les vibrations de torsion vu l'importance de ces oscillations par rapport aux autres.

1.5.2 Forage sonique : caractéristiques et conséquences

Depuis plusieurs années, les vibrations ont été utilisées pour forer. La pénétration est accomplie grâce à une force brutale, d'énormes machines créent des vibrations verticales cycliques à basse fréquence pour vaincre la résistance élastique de la terre (voir [10]).

La détermination de Albert G. Bodine Jr (voir [11], [12]), l'a amené à améliorer cette technique et découvrir une méthode pour générer non seulement des vibrations à haute fréquence avec une sortie de force très élevée, mais aussi à avoir une machine qui résiste à la destruction en transférant les vibrations à l'objet étant résonné. Au cours de ces trente dernières années qui ont suivi l'invention de Bodine, diverses entreprises ont essayé d'améliorer cette technologie, mais la méthodologie fondamentale reste un mystère pour la plupart et a reçu une présentation limitée à la fois dans la littérature et son application sur le terrain. Le forage sonique est utilisé davantage dans l'industrie minière, mais son utilisation est généralement limitée dans la création de puits peu profonds, souvent pour l'eau, ou pour faire du carottage qui permet de prendre des échantillons très efficaces des couches souterraines. La méthode sonique est plus rapide que celle conventionnelle. Cependant, elle est souvent plus chère que le forage traditionnel par heure de fonctionnement en raison de la nécessité d'avoir recours à des opérateurs hautement qualifiés. En fait, ils doivent contrôler le système résonant au-delà des différentes contraintes du forage. A l'heure actuelle, le forage sonique se fait principalement par "le senti" et par "l'ouïe" d'où le besoin d'opérateurs experts aillant une grande expérience et une bonne connaissance des propriétés de ce type de forage. En fait, il existe un certain nombre de facteurs défavorables au maintien de la résonance par l'opérateur. Quelques-uns des facteurs communément connus par l'industrie sont :

- L'augmentation de la longueur du train de tiges crée un frottement entre ces dernières qui à son tour augmente l'amortissement du système et diminue l'énergie délivrée à l'outil de forage.
- En avançant dans le forage, chaque type du sol agira sur le train de tiges différemment, créant ainsi un système dynamique très complexe. Dans ces circonstances, régler manuellement la fréquence du système pour obtenir l'efficacité maximale de puissance devient quasiment impossible.

Vu la complexité de cette méthode de forage, il est impératif de comprendre la fonction de chacun des principaux composants du système sonique afin d'évaluer le processus complet. Le système de forage sonique (voir figure 1.20) est constitué de trois composantes

principales interdépendantes et qui doivent travailler en harmonie pour permettre l'efficacité de la méthode. L'élément fondamental de ce système est la tête de forage sonore qui utilise une puissance hydraulique pour créer des forces linéaires. En développant des ondes de pression verticalement orientés et induite mécaniquement, la tête peut fournir des forces importantes et avec des fréquences approchant 150 Hz . La clé de l'efficacité de la méthode de forage sonore est un transfert efficace de l'énergie des ondes vibratoires engendrée dans le haut de la tige de forage vers l'outil, avec très peu de perte de puissance dans le processus. Au bout du compte, avoir un bon taux de pénétration repose non seulement sur la performance de l'outil, mais aussi sur la façon dont l'énergie est transférée le long du train de tiges pour effectuer le forage. Ensuite, on a le résonateur qui est dans notre cas, le tube de forage en acier ou la tige de forage. Finalement, le troisième constituant est la formation en cours de forage.

En effet, pour assurer un forage sonore efficace, il faut maintenir la fréquence de l'énergie induite par la tête en résonance.

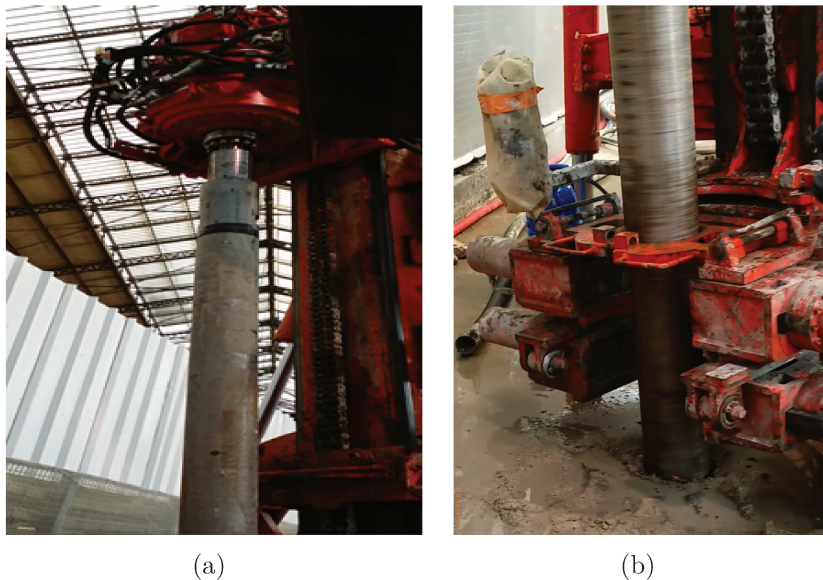


FIGURE 1.20 – (a) Tête de forage sonore , (b) Outil de forage

Le fonctionnement du forage sonore fait en sorte que la tête produit des vibrations de type axiales le long du train de tiges. Ces vibrations sont des alternances de compressions et sont dues au rebondissement de l'outil sur la formation pendant la rotation. Un autre type de vibrations qui apparaît pendant le forage sonore sont les vibrations latérales. Ces deux types de vibrations ont un effet majeur sur la performance du forage. Elles peuvent affectées le taux de pénétration des tiges ainsi que la direction de forage. Dans le cas du forage tunnelier, les vibrations latérales peuvent être négligées vu que les trous faits par les machines sont courts (entre 3 et 18 m). Ainsi, on se limite dans ce travail à l'étude des vibrations axiales. Le contrôle de ces vibrations permet non seulement l'optimisation du forage par la canalisation de l'énergie le long du train de tiges mais encore de maîtriser ces vibrations pour pouvoir ultimement embrasser la tête de forage par le robot sans craindre son dysfonctionnement.

En réalité, au cours du processus de forage, le foreur dispose de plusieurs manettes (voir figure 1.21) pour la régulation de la fréquence de vibration de la tête sonique, l'effort de poussé de la glissière, généré par un moteur hydraulique, sur l'ensemble tête et train de tiges et aussi une régulation de la pression de l'eau injecté dans le forage (voir figure 1.22).



FIGURE 1.21 – Levier de commande manuelle d'une machine de forage

En effet, l'accomplissement du processus du pré-soutènement exige l'injection d'un fluide (eau, boue ...) dans la tige de forage qui remontera ensuite en haut à travers l'espace annulaire. En plus du fluide injecté, un déplacement de la glissière pour éviter le bouchage au fond du trou et aussi évacuer les déblais est essentiel. Pour réaliser ces deux opérations, un opérateur qualifié doit manipuler les manettes tout en contrôlant "visuellement" la pression au fond à travers un manomètre. De plus, pour contourner l'augmentation de l'énergie mécanique du système, il est nécessaire de remonter la glissière pour échapper à la destruction du système. Ces manipulations affectent le temps d'exécution du forage et ainsi entraînent des pertes économiques colossales. Par conséquent, afin d'automatiser le forage, on doit s'attaquer au problème de stabilisation de la pression au fond du trou pour la maintenir dans certaines limites.

1.6 Objectifs de la thèse

Compte tenu de ce qui précède, il est nécessaire d'améliorer la méthode conventionnelle afin d'augmenter le niveau de sécurité dans les chantiers.

Dans ce contexte, on envisage dans cette thèse d'apporter des contributions à l'automatisation du pré-soutènement en forage conventionnel qui se résume en trois grandes parties :

1. La spécificité de l'exécution du pré-soutènement des tunnels en utilisant des machines avec une tête de forage sonique s'illustre dans la présence de vibrations axiales. Malgré que ces vibrations soient nécessaires pour assurer la pénétration de l'outil dans le sol, elles ont un effet négatif sur la performance du forage. De ce fait, il est primordial de contrôler ces vibrations dans le but de les faire suivre un modèle de référence vérifiant les critères du cahier des charges du projet Newtun.

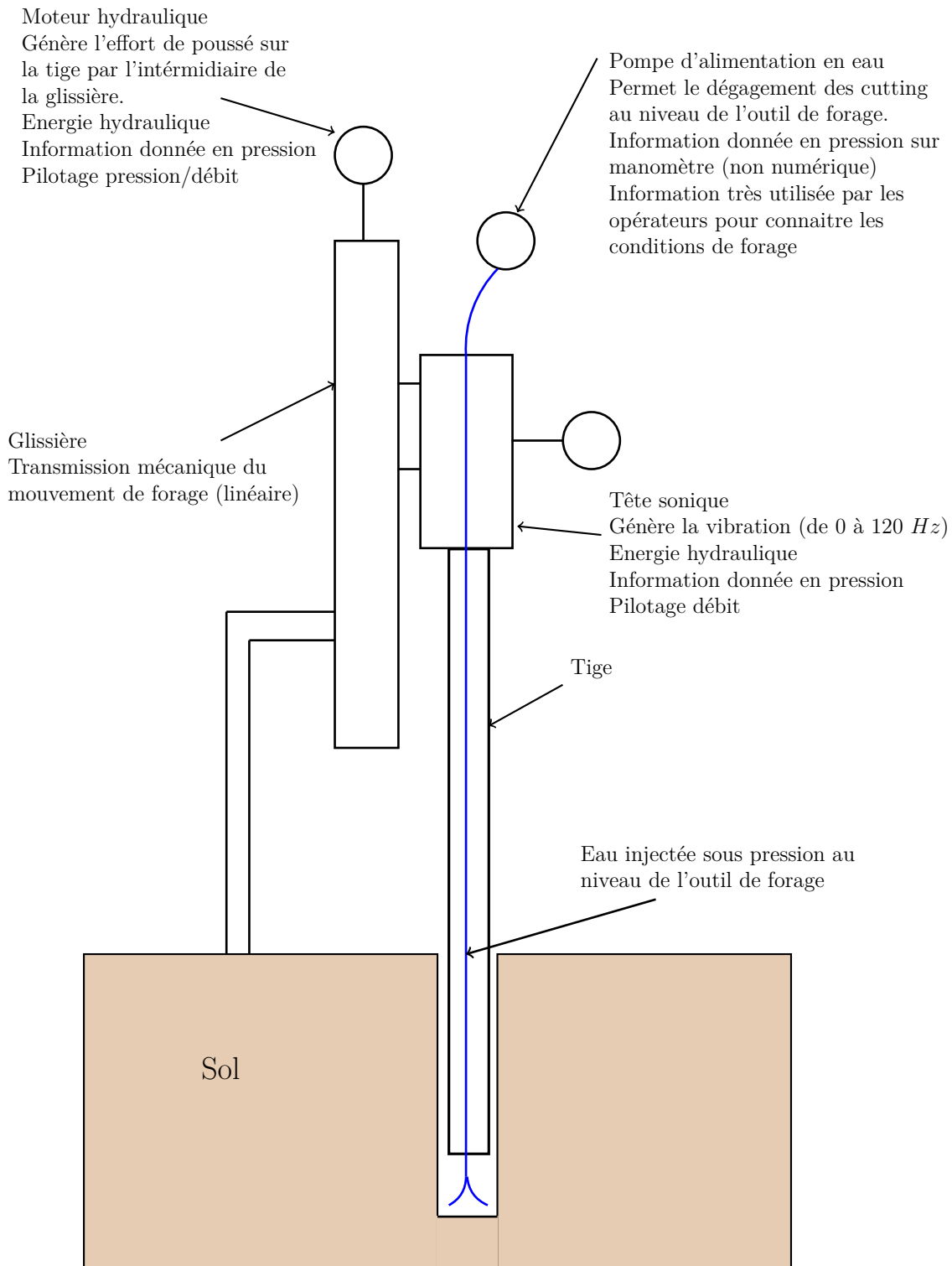


FIGURE 1.22 – Schéma du système de forage

Ceci, permettra non seulement d'améliorer la performance du forage en canalisant l'énergie le long du train de tiges mais aussi à maîtriser les vibrations afin de pouvoir

à terme embarquer la tête de forage par un robot manipulateur sans redouter son dysfonctionnement. En conséquence, dans la première partie, on se propose d'étudier la dynamique du train de tiges et ainsi définir un modèle du phénomène des vibrations axiales dans le cadre d'un forage sonique. Ensuite, on s'intéresse au contrôle et à la définition d'un modèle d'observation pour ce type de vibrations. Les solutions proposées pour contourner ces problèmes sont présentées comme suit :

- Le choix d'un modèle de vibrations axiales fidèle à la réalité présente un facteur majeur pour pouvoir attaquer le problème de contrôle. Par conséquent, dans le premier chapitre de cette première partie, on étudie les différents modèles de vibrations axiales afin de retenir un modèle adéquat et respectant la nature distribuée du système de forage. Ce modèle est présenté par une équation aux dérivées partielles associée à des conditions aux limites dynamiques. Ceci est dû au fait d'assimiler le train de tiges à une poutre subissant des efforts axiaux sur les deux extrémités. La rotation des deux masses excentrées présentes au niveau de la tête sonique génère une force axiale qui s'applique sur l'extrémité haute de la tige de forage ($x = 0$) et elle est considérée comme une entrée de commande. La deuxième extrémité ($x = L$) liée au trépan subit une force extérieure de frottement due à l'interaction de l'outil avec le sol. Étant donné qu'on cherche à garantir un forage répondant au cahier des charges du projet, il est nécessaire de générer un modèle de référence sous une force de percussion dont l'amplitude dépend d'une fréquence de rotation. En effet, l'identification de cette fréquence qui est appelée fréquence de résonance est assurée pour une amplitude maximale de l'outil de forage.
 - Dans la mesure où on a défini les modèles nécessaires, on aborde le problème de contrôle des vibrations. Comme première méthode, on utilise la pseudo-énergie du système pour assurer la poursuite des trajectoires de référence. En effet, on propose deux commandes frontières en utilisant respectivement les déplacements axiaux du train de tiges au niveau de la tête et de l'outil. La construction des deux pseudo-énergies a permis de prouver la stabilité au sens de Lyapunov des deux contrôles en position proposés. Afin d'améliorer les résultats de stabilité, la méthode de platitude est adoptée. En montrant que le système est plat pour la sortie représentée par le déplacement axial de l'outil, un contrôleur est proposé assurant la convergence exponentielle de l'état vers les références.
 - L'implémentation de lois de commande proposées nécessite la connaissance des variables d'état au niveau de l'outil (position, vitesse et accélération). Du fait que ces variables sont non mesurables à cause de l'impossibilité de mettre des capteurs lors du processus de forage, on propose un observateur à paramètres distribués pour pouvoir les estimer. On démontre l'existence et l'unicité des solutions de cet observateur en utilisant la théorie de semi-groupe. Ensuite, on prouve sa stabilité au sens de Lyapunov. Finalement, les résultats théoriques seront illustrés par des simulations numériques.
2. Au cours du processus de forage, pour faciliter la pénétration du trépan dans le sol, il est nécessaire d'injecter un fluide (eau, boue ...) dans les tiges au fond du trou et qui sera renvoyé en haut à travers l'espace annulaire. Cependant, cette

opération demande un contrôle de la pression du fluide, qui cause un retard énorme du forage et par suite entraîne d'importantes pertes économiques. De là, maintenir la pression au fond du trou dans certaines limites a présenté un défi crucial. A cet effet, comme solution à ce problème, on va avoir recours à la méthode du forage sous pression contrôlée. Ainsi, la deuxième partie de la thèse vise à traiter le problème de stabilisation de la pression au fond du trou. En fait, la réalisation du pré-soutènement des tunnels exige, en plus de l'injection d'un fluide pendant le forage, le déplacement de la glissière pour évacuer les déblais et éviter le bouchage au fond. Par conséquent, un couplage des phénomènes liés à l'injection fluide, le débit issu de l'interaction de l'outil avec le sol, le système d'évacuation des déblais à travers l'espace annulaire et le mouvement de translation de la glissière, permet de définir un modèle en dimension finie. Ce modèle présente deux entrées de commande qui sont le débit du fluide injecté et la force d'avance de la glissière. En se reposant sur les données non mesurables au fond du trou et celles autour de l'espace annulaire, une commande basée observateur est élaborée pour stabiliser la pression au fond. Finalement, des simulations numériques vont être proposées pour illustrer les solutions théoriques.

3. Afin de pouvoir réaliser des campagnes d'essais disposant d'une machine de forage avec tête sonique sur un sol connu, la troisième et dernière partie de ce manuscrit est consacrée à l'élaboration d'un système d'acquisition et de contrôle en temps réel. A cet effet, on doit utiliser un ordinateur muni d'un processeur temps-réel, puissant et qui permet de stocker le maximum de données. De là, on a choisi le contrôleur Compact-Rio avec l'outil de programmation graphique LabVIEW. En plus, en vue d'accomplir l'acquisition des données, il a été nécessaire de choisir les capteurs analogiques et numériques adéquats à l'implémentation des lois de contrôle proposés dans cette thèse. En dernier lieu, la conception d'une interface homme machine a permis l'affichage et le stockage des données pour les exploiter dans les analyses post-traitement.

Première partie

Contrôle frontière et modèle d'observation pour le phénomène des vibrations axiales

Chapitre 2

Dynamique du train de tiges

2.1 Introduction

Dans le chapitre précédent, nous avons présenté l'importance de la robotisation du pré-soutènement dans le domaine des travaux publics. Nous nous sommes aussi étendus sur la nécessité d'automatiser une machine de forage existante. Dans ce but, nous nous proposons d'établir un modèle mathématique représentant le phénomène de vibrations axiales en forage sonique.

Le modèle décrivant le système de forage est très complexe. En effet, il fait intervenir différents paramètres et entrées ainsi qu'une difficulté de caractériser ses interactions avec l'extérieur. Partant de ce fait, cette étape de modélisation est très importante pour obtenir une représentation assez fidèle du comportement du train de tiges.

Dans cette optique et tout en suivant un bon cheminement des idées, ce chapitre commence avec une présentation des apports de la recherche sur la modélisation du phénomène de vibrations. D'abord, différents modèles de vibrations de type axiales et de torsion dans le domaine pétrolier sont exposés. Ensuite, en respectant la nature distribuée du train de tiges, un modèle de vibrations axiales est retenu.

Une étude de l'architecture de la tête de forage sonique (RSHD : Resonant Sonic Head Drill) ainsi qu'une analyse des données des tests expérimentaux nous permet de générer un modèle de vibrations de référence permettant l'optimisation et la robotisation du pré-soutènement. En effet, l'amplitude de la force de percussion exercée par la tête sonique sur le train de tiges dépend d'une fréquence de rotation. Les analyses faites sur les données des chantiers, permet de découvrir la fréquence associée à l'amplitude maximale de l'outil de forage. Cette fréquence est appelé fréquence de résonance.

En effet, la modélisation de la dynamique du train de tiges est primordiale pour l'analyse et le contrôle des vibrations. Au cours du dernier demi-siècle, une vaste recherche a été menée pour décrire mathématiquement les phénomènes physiques qui se produisent lors du processus de forage pétrolier. En fait, dans ce domaine le type de forage est généralement "rotary", notamment l'utilisation d'une tête de forage rotative produit essentiellement trois genres de vibrations : de torsions, axiales et latérales. Une littérature abondante a été destinée aux deux premiers types de ces trois vibrations.

Les systèmes vibratoires sont généralement décrit par deux groupes de modèles mathématiques : discrets (modèles à paramètres localisés) et continus (modèles à paramètres distribués et modèles à retard). A partir de là, différentes représentations ont été élaborées et proposées pour modéliser au mieux le phénomène de vibrations. On distingue :

Modèles à paramètres localisés : Le train de tiges est considéré comme un système masse-ressort-amortisseur qui peut être décrit par une équation différentielle ordinaire. Cette représentation en dimension finie du système fournit une description sommaire de la dynamique qui se déroule à différents niveaux de la tige, c'est à dire elle ne respecte pas sa structure continue (nombreux modes négligés). Ce modèle en dimension finie a été utilisé par Halsey et al [13], Jansen [14], Pavone [15], Serrarens [16], Vromen et al [17] [18] et Pereira [19].

Modèles à paramètres distribués : Le train de tiges est considéré comme une poutre qui subit des efforts axiaux et/ou de torsion. Un système d'équations aux dérivées partielles fournit une caractérisation des variables de forage dans une dimension infinie ce qui ajoute plus de précision au modèle. L'inconvénient de l'utilisation de ces modèles est la complexité de son analyse et sa simulation. Ce type de modèle a été utilisé par Tucker et Wang [20] [21], Challamel [22], Fridman et al [23], Saldivar et al [24] [25] [26], Sagert et al [27] et Zhao et al [28].

Modèles à retard de type neutre : Ces modèles sont directement dérivés de ceux à paramètres distribués. Les retards intervenant (qui dépendent de la longueur de la tige) sont liés à la vitesse des ondes oscillatoires qui se propage tout au long de la tige. Ce type de modèle offre un bon compromis entre la précision de la représentation du système et la complexité de sa description. La transformation du modèle des équations aux dérivées partielles en modèle à retard de type neutre a été présenté la première fois par Cooke et Krumme [29]. Ensuite, ce genre de modèle a été utilisé par Mounier et al [30], Balanov et al [31], Blakely et Corron [32], Barton et al [33] et Saldivar et al [24] [25].

L'utilisation d'un modèle discret spatialement permet de simplifier la résolution du problème de contrôle des vibrations. Cependant, ce type de modèle ne traduit pas réellement le comportement du train de tiges et ne respecte pas sa nature distribuée. Pour ces motifs, dans le cas de notre étude, on choisit d'utiliser un modèle à paramètres distribués décrit par des équations aux dérivées partielles (EDP) de type hyperbolique.

2.1.1 Modèle de vibrations axiales retenu dans le cas du forage sonique

Cette section est dédiée à la présentation du modèle de vibrations axiales retenu et qui sera utilisé ultérieurement pour le problème de contrôle. En utilisant les lois fondamentales de la dynamique sur le système composé du train de tiges et de la tête de forage sonique et une fois toutes les forces extérieures identifiées, ceci permet d'aboutir aux équations de notre modèle (voir [34], [35], [10]).

En effet, le système de forage sonore est très complexe, ainsi pour pouvoir dériver un modèle mathématique on doit définir quelques hypothèses. En premier lieu, le train de tiges est assimilé à une structure continue, c'est à dire un système à paramètres distribués. Ceci, nous permet de se rapprocher le mieux de la nature distribuée des tiges de forage. De plus, le modèle de vibrations sera présenté par des équations aux dérivées partielles qui impliquent des variables qui dépendent du temps, ainsi que des coordonnées spatiales. En deuxième lieu, pour réduire la complexité du système, on suppose que les tiges sont de sections transversales constantes et supposées être constituées d'un matériau élastique. Également, vu qu'on traite un forage sonore de percussion, on néglige l'effet des vibrations de torsion sur le train de tiges. Les conséquences de ces hypothèses est de se concentrer sur l'étude des vibrations axiales présentées par des équations aux dérivées partielles de type hyperbolique.

On considère une tige de forage d'une longueur L et de surface de section transversale A représentée sur la figure (2.1). Cette figure montre également les forces qui agissent sur un volume infinitésimal de longueur dx . La tige est supposée être constituée d'un matériau qui a un module d'élasticité E et une masse volumique ρ . Reste à préciser qu'un frottement de type visqueux est produit le long de la tige.

Soit la force P désignant la résultante de la déformation longitudinale σ_x agissant intérieurement sur la section A et où σ est supposée être uniforme sur toute la section transversale. P varie sur la longueur, et est également fonction du temps, à savoir $P = P(x, t)$. On désigne par $u(x, t)$, le déplacement longitudinal d'une tige de section A dans la direction x . Pour plus de détails voir l'annexe A.

L'application de la deuxième loi de Newton conduit à la condition suivante pour l'équilibre dynamique du volume infinitésimal :

$$\rho Au_{tt}(x, t)dx = \sigma_x A + \frac{d}{dx}(\sigma_x A)dx - \sigma A + \beta dx u_t(x, t) \quad (2.1)$$

avec β désignant le coefficient d'amortissement visqueux le long de la tige de forage. Ainsi,

$$\rho Au_{tt}(x, t)dx = \frac{d}{dx}(\sigma_x A)dx + \beta dx u_t(x, t) \quad (2.2)$$

A partir de la loi de Hooke, la déformation axiale σ est donnée par $\sigma_x = E u_x(x, t)$ et après une simplification par dx on obtient :

$$\rho Au_{tt}(x, t) = EA u_{xx}(x, t) + \beta u_t(x, t) \quad (2.3)$$

2.1.2 Conditions aux limites

Toutes les conditions aux limites sont situées sur les extrémités de la tige de forage. En effet, l'extrémité haute du train de tiges ($x = 0$) est liée à la tête sonore où cette dernière génère une force axiale de percussion $H(t)$. Cette force est due à la rotation des

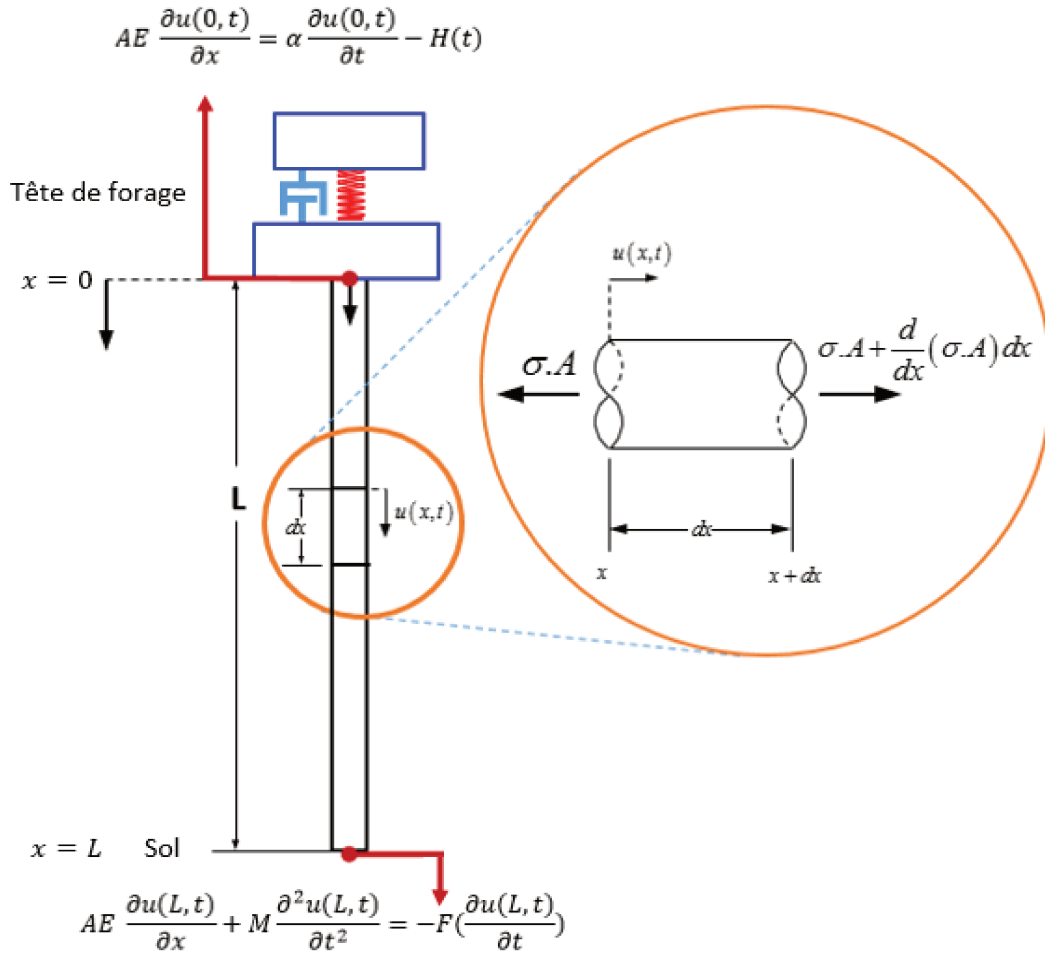


FIGURE 2.1 – Modèle de forageonique

deux masses excentrées présentes au niveau de la tête. En appliquant la deuxième loi de Newton en $x = 0$, on a la première condition aux limites suivante :

$$AEu_x(0, t) = \alpha u_t(0, t) - H(t) \quad (2.4)$$

où $\alpha u_t(0, t)$ représente une force de frottement visqueux et α désigne le coefficient de frottement visqueux. En fait, la force de percussion $H(t)$ est considérée aussi comme une entrée de commande.

La deuxième extrémité ($x = L$) liée au trépan de forage subit une force extérieure de frottement F due à l'interaction de l'outil avec le sol. Cette force est une fonction non linéaire en fonction de la vitesse axiale du trépan. De là, la deuxième condition aux frontières est donnée par :

$$AEu_x(L, t) + Mu_{tt}(L, t) = -F(u_t(L, t)) \quad (2.5)$$

avec M la masse de l'outil de forage.

Compte tenu de ce qui précède, les vibrations axiales le long d'un train de tiges de longueur L , décrites par le déplacement axial $u(x, t)$ sont modélisées par l'équation aux dérivées partielles (EDP) de type hyperbolique suivante :

$$AEu_{xx}(x, t) - \rho Au_{tt}(x, t) - \beta u_t(x, t) = 0 \quad (2.6)$$

sous les conditions aux limites :

$$\begin{aligned} AEu_x(0, t) &= \alpha u_t(0, t) - H(t) & , x = 0 \\ AEu_x(L, t) + Mu_{tt}(L, t) &= -F(u_t(L, t)) & , x = L \end{aligned} \quad (2.7)$$

2.1.3 Interaction outil-sol : modèles de frottement

La description de l'interaction entre l'outil de forage et le sol est un aspect crucial pour la modélisation des vibrations, car il est bien connu que le mécanisme d'oscillations résulte de la force de frottement produite à l'extrémité inférieure. Plusieurs approches de modélisation peuvent être trouvées dans la littérature spécialisée (voir [36], [37]). Un modèle approprié de frottement permet d'obtenir un aperçu des phénomènes vibratoires caractérisant ainsi le comportement dynamique au niveau de l'outil de forage et rendant possible le développement de stratégies de contrôle appropriées.

2.1.3.1 Modèle de frottement de Coulomb et statique

La force de frottement $F(u_t(L, t))$ introduite dans [38] est modélisée par l'expression non linéaire suivante

$$F(u_t(L, t)) = c_b u_t(L, t) + c_a \mu_{outil}(u_t(L, t)) \operatorname{sgn}(u_t(L, t)) \quad (2.8)$$

Le terme $c_b u_t(L, t)$ représente une force de frottement visqueux au niveau de l'outil et le terme $c_a \mu_{outil}(u_t(L, t)) \operatorname{sgn}(u_t(L, t))$ est une force de frottement sec avec

$$\mu_{outil}(u_t(L, t)) = \mu_{cb} + (\mu_{sb} - \mu_{cb}) e^{-\gamma_b |u_t(L, t)|} \quad (2.9)$$

avec $\mu_{sb}, \mu_{cb} \in (0, 1)$ sont respectivement les coefficients de frottement statique et de Coulomb et $0 < \gamma_b < 1$.

2.1.3.2 Modèle équivalent de frottement

Il est à noter que la manipulation du modèle de frottement (2.8)-(2.9) présenté ci-dessus en termes de simulations numériques et d'implémentation dans la pratique peut être complexe. Pour ces motifs, la construction d'un modèle simplifié qui respecte les propriétés dynamiques essentielles de l'interaction avec le sol est d'intérêt.

Dans [39], cette force de frottement a été approchée par :

$$F(u_t(L, t)) = \frac{2 \delta u_t(L, t)}{(u_t(L, t))^2 + \delta^2}, \quad \delta > 0 \quad (2.10)$$

En effet, cette fonction permet non seulement d'éviter la complexité du modèle de frottement donné par (2.8)-(2.9) mais aussi de reproduire efficacement le comportement du frottement au niveau de l'outil. Effectivement, le profil de la force de frottement en fonction de la vitesse du déplacement du trépan donnée par l'équation (2.10) est le même que celui d'un frottement de Coulomb et statique. (voir figure 2.2)

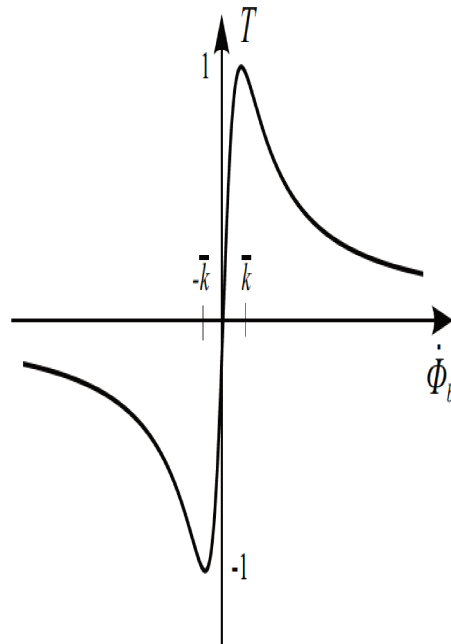


FIGURE 2.2 – Modèle simplifié de frottement [37]

2.2 Modèle de référence de vibrations

L'opération de forage sonore est manuelle et elle se fait principalement par "le senti" et par "l'ouïe" d'où le besoin d'opérateurs experts. Dans le but de se rapprocher le plus de cette performance manuelle et pouvoir l'automatiser, il est primordial d'étudier et analyser ce procédé sur le terrain.

A cet effet, une analyse des données de forage du Tramway $T6$ à Viroflay fournies par la société Soletanche Bachy a été effectuée. Ces données présentées par la figure 2.3, résultent d'un forage effectué à l'aide de la machine $DCH147$ et aussi en utilisant une tête de forage sonore de type $SD100$, sur une profondeur de $15.46m$.

Après l'étude de ces données, on constate que les fréquences de vibrations qui assurent un forage optimal sont entre 90 et $120 Hz$. A noter que ces fréquences dépendent de la longueur du train de tiges et sont considérées comme des fréquences de résonance, ce qui permet à la machine de générer le maximum d'amplitude du déplacement axial. On note aussi que sur cette plage de fréquence, la pression de vibrations varie entre 150 et $200 bar$.

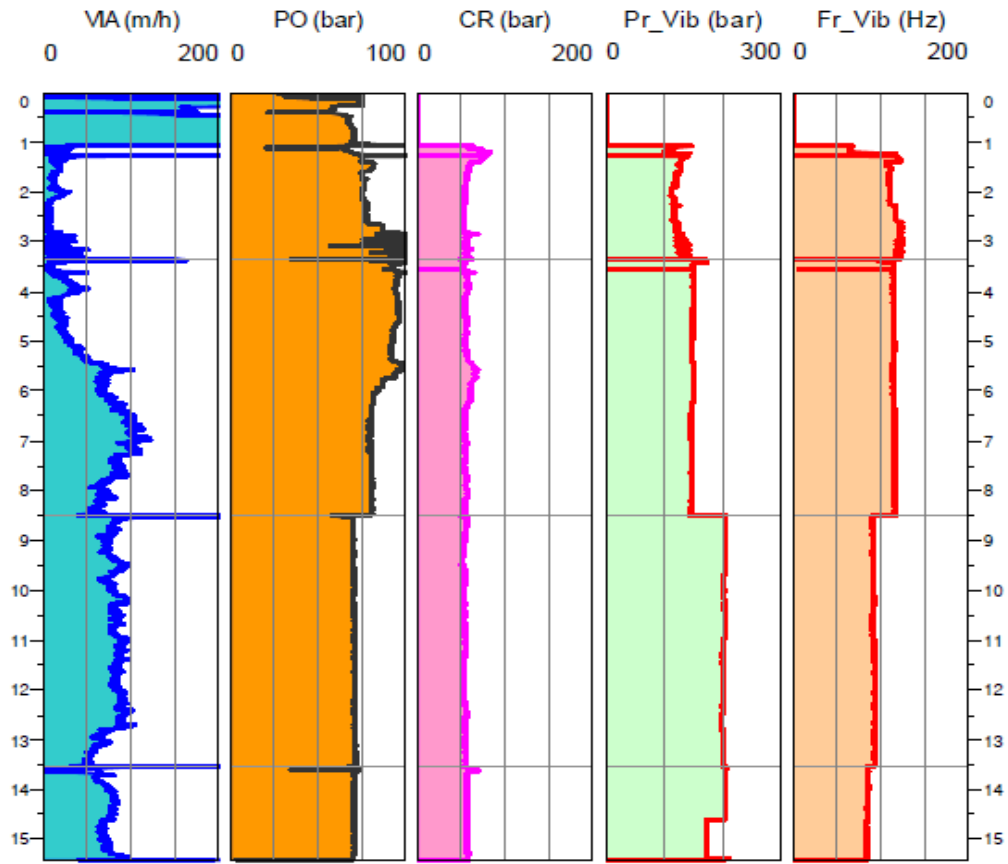


FIGURE 2.3 – Pression et fréquence de vibration sur une longueur de 15m (chantier de Viroflay)

Cette pression est développée par des vérins hydrauliques rotatifs.

Pour pouvoir résoudre le problème de contrôle des vibrations axiales, on commence par définir un modèle de référence de vibrations qui assure un forage performant. De là, on extrait des tests réalisés sur le chantier de Viroflay les données de forage (fréquence de résonance, force d'entrée de la tête sonore...) nécessaires pour garantir une amplitude maximale de déplacement axial. En effet, ce modèle de référence sera considéré comme étant un système cible qu'on voudrait atteindre.

Après une normalisation du système donné par (2.6)-(2.7), le modèle de référence est défini comme suit :

$$u_{tt}^r(\sigma, t) = au_{\sigma\sigma}^r(\sigma, t) - bu_t^r(\sigma, t), \quad t > 0, 0 < \sigma < 1 \quad (2.11)$$

sous les conditions aux limites :

$$\begin{aligned} u_{\sigma}^r(0, t) &= gu_t^r(0, t) - kH^r(t), \quad \sigma = 0 \\ u_{\sigma}^r(1, t) &= -hu_{tt}^r(1, t) - pF(u_t^r(1, t)), \sigma = 1 \end{aligned} \quad (2.12)$$

où $\sigma = \frac{x}{L}$, $a = \frac{E}{\rho L^2}$, $b = \frac{\beta}{\rho A}$, $g = \frac{\alpha L}{AE}$, $k = \frac{L}{AE}$, $h = \frac{ML}{AE}$ et $p = \frac{L}{AE}$

A partir de (B.3), la force sinusoïdale développée par la tête RSHD après amortissement (pour plus de détails voir l'annexe B) est donnée par :

$$H^r(t) = 2 m_e e \omega^2 \sin(\omega t) - k_s A(\omega) \sin(\omega t - \Phi(\omega)) - c \omega A(\omega) \cos(\omega t - \Phi(\omega))$$

Vu la complexité d'obtenir une solution analytique du modèle à cause des conditions aux limites du modèle de référence qui sont de type dynamique, on s'est orienté vers une résolution numérique du système cible (2.11)-(2.12) à l'aide du logiciel Matlab. Tout d'abord, l'utilisation des Toolbox de ce logiciel afin de simuler des équations aux dérivées partielles est limitée à certaines conditions aux frontières plus courantes. Par conséquent, on utilise la méthode des différences finies afin de discrétiser en temps et en espace le modèle de référence ainsi que celui de frottement donné par l'équation (2.10) (pour plus de détails voir l'annexe C). A préciser que le modèle a été approximé par un schéma centré et aussi en introduisant les nœuds "fantômes" pour pouvoir mieux prendre en compte les conditions aux limites. Finalement, une implémentation du schéma de simulation dans un programme Matlab, permet de calculer les trajectoires de référence aux deux extrémités de la tige ($x = 0$) liée à la tête de forage et ($x = 1$) au niveau de l'outil de forage.

Les valeurs numériques des paramètres physiques utilisées pour la résolution numérique sont données dans le tableau 2.1.

la Figure 2.4 présente les trajectoires de référence $u^r(0, t)$ et $u^r(1, t)$ avec une fréquence de vibration de résonance égale à 120 Hz.

Il est clair que l'allure de l'extrémité de la tige de forage reprend fidèlement le comportement de la tête.

Le modèle de frottement utilisé pour les simulations numériques qui est donné par :

$$F(u_t(L, t)) = \frac{2 \delta u_t(L, t)}{(u_t(L, t))^2 + \delta^2}, \quad \delta > 0$$

dépend du coefficient δ qui est lié aux caractéristiques du sol.

L'entrée $H^r(t)$ citée ci-dessus et utilisée pour générer les trajectoires de référence n'est construite ni en fonction de l'état du système ni la force F .

Les Figures 2.5 et 2.6 présentent les trajectoires de référence $u^r(0, t)$ et $u^r(1, t)$ pour les coefficients de frottement respectives $\delta = 0.07$ et $\delta = 0.01$.

D'après ces deux figures, on constate que même si la trajectoire de l'outil est produite fidèlement à celle de la tête, le changement des caractéristiques du sol c.à.d. la force F entraîne le changement de la trajectoire désirée.

Par conséquent, pour pouvoir effectuer un forage optimal et efficace, il est nécessaire de contrôler les vibrations indépendamment des coefficients de la force de frottement.

TABLE 2.1 – Paramètres physique

Variable	Valeur	Description
E	210GPa	Module de Young
A	0.0146 m ²	Section du train de tiges
ρ	7850 kg/m ³	Densité
L	3 m	Longueur du train de tiges
m	8 kg	Masse en bas du train de tiges
M	150 kg	Masse de la tige de forage
m_e	28 kg	Masse des balourds
α	10 kg.s ⁻¹	Coefficient du frottement visqueux
β	0,02 kg.m.s ⁻¹	Coefficient d'amortissement le long de la tige
ω	68 Hz	Fréquence de résonance
δ	0.03	Coefficient de la force de frottement F
c	1.96 * 10 ³	Coefficient d'amortissement visqueux
k_s	3.419 * 10 ⁴	Constante de raideur

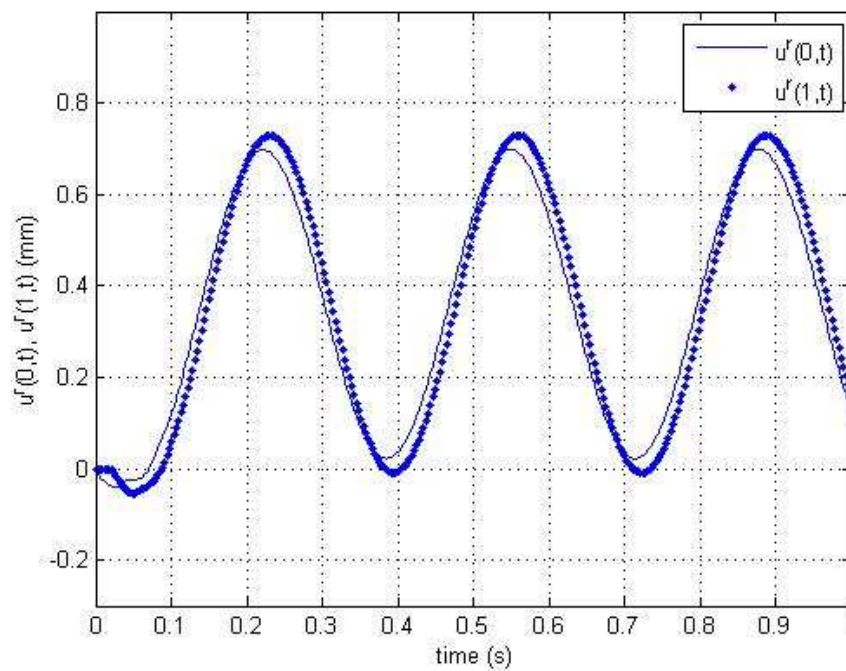


FIGURE 2.4 – Trajectoires de référence au niveau de la tête du train de tiges et de l'outil

2.3 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différents modèles de vibrations trouvés dans la littérature. Notre choix s'est porté sur l'utilisation d'un modèle à paramètres distribués

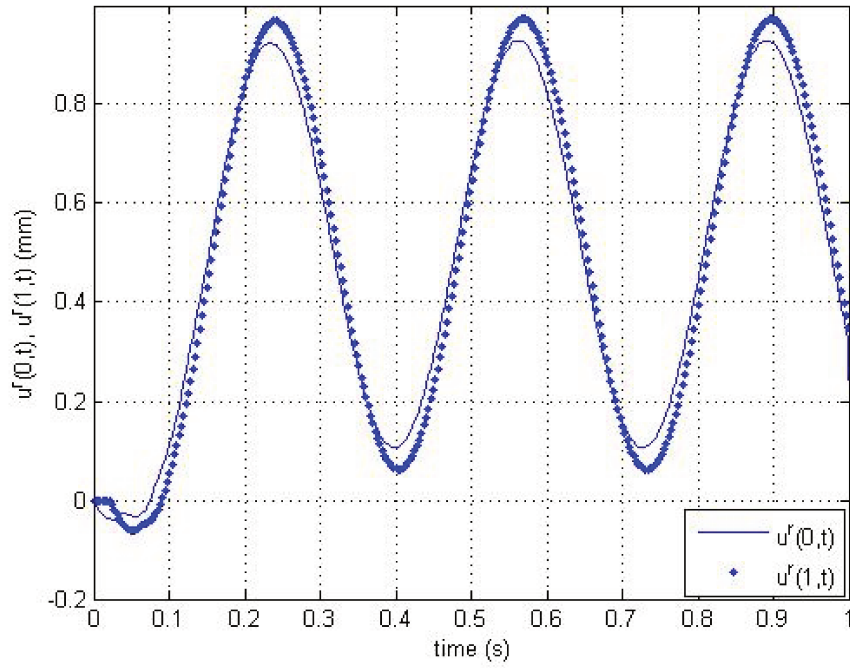


FIGURE 2.5 – Trajectoires de référence au niveau de la tête et de l’outil pour $\delta = 0.07$

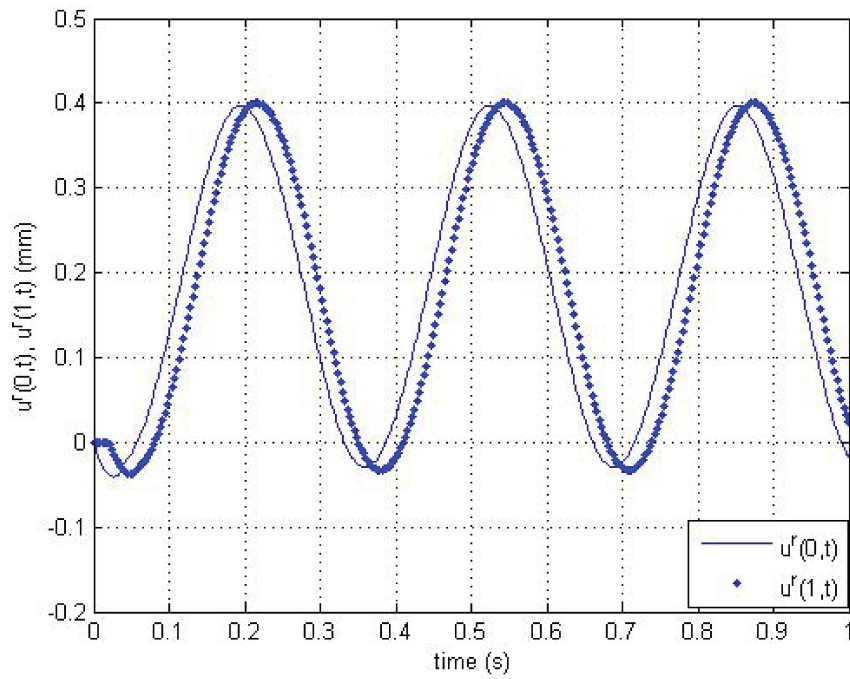


FIGURE 2.6 – Trajectoires de référence au niveau de la tête et de l’outil pour $\delta = 0.01$

décrit par une équation aux dérivées partielles de type hyperbolique pour se rapprocher le plus de la réalité et permettre à terme une implémentation réelles des solutions apportées.

Ensuite, suite à une analyse des données provenant des tests effectués sur un chantier utilisant un forage sonique, un modèle de référence de vibrations a été défini pour assurer un forage optimal en terme de l'amplitude du déplacement axial de l'outil.

Une fois ces modèles obtenus, il aurait été possible dans le chapitre suivant de traiter le problème de contrôle de ces vibrations axiales.

Chapitre 3

Contrôle de vibrations axiales lors d'un forage sonique

3.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre consiste à construire des lois de commande assurant la poursuite des trajectoires de référence pour automatiser le forage conventionnel. La première partie de ce chapitre est consacrée à contrôler les vibrations axiales produites le long du train de tiges. Ainsi, on commence par rappeler les résultats de la littérature dans le cas du contrôle des vibrations. Ensuite, on utilise la dissipation de l'énergie pour construire deux lois de commande en vitesse et en position au niveau de l'outil et la tête de forage pour assurer la minimisation de l'erreur entre le déplacement axial au niveau de l'outil et de la tête et leurs références. Les propriétés de platitude du système tête de forage et train de tiges, permettent de construire un contrôle à retour d'état. Ce contrôle permet de garantir la stabilité exponentielle de l'erreur entre la trajectoire réelle et celle de référence définie dans le chapitre précédent.

Dans la littérature, plusieurs méthodes ont été proposées pour contrôler les vibrations produites le long du train de tiges lors du forage. Les techniques de contrôle les plus populaires sont énumérées ci-dessous :

Couple par rétro-action (Feedback torque) : Présenté par Halsey, Kyllingstad et Kylling en 1988 [13]. Cette méthode mesure le couple à la surface du train de tiges et l'utilise comme un retour d'état. Par conséquent, les ondes seront atténuées à la surface au lieu d'être renvoyées au train de tiges. Le principal inconvénient de cette stratégie est qu'elle nécessite une mesure précise du couple, qui reste difficile à obtenir dans la pratique car les mesures sont faites pendant le forage.

Soft torque rotary system (STRS) : Présentée par Sananikone en 1993 [40]. C'est une amélioration de la première méthode. Elle évite la tâche de mesure du couple à la surface du train de tiges en le calculant à travers le courant du moteur.

Un contrôle (PID) : introduite par Pavone et Desplans en 1994 [15]. C'est une stratégie simple pour éviter le phénomène de stick-slip. Les gains du contrôle PID sont obtenus par une analyse de stabilité appropriée. L'inconvénient de cette technique est que les vibrations du train de tiges ne sont pas suffisamment atténuées pour garantir une performance

optimale de forage.

Amortisseur de vibration : présentée par Jansen en 1995 [14]. C'est une autre amélioration de la première méthode mais pour réaliser le contrôle à retour d'état, ils utilisent les variables électriques (courant et tension) au lieu des paramètres mécaniques.

Contrôle H_∞ utilisée par Serrarens et al en 1998 [16]. L'utilisation de la commande H_∞ qui est linéaire et possède des qualités robustes a permis de garantir la stabilité en présence des erreurs de modélisation, contrairement au correcteur PID qui ne garantit pas toujours la stabilité vis à vis des incertitudes. Toutefois, afin d'obtenir une bonne performance de commande, un modèle très précis est nécessaire. Un autre inconvénient de cette méthode est que les contraintes de saturation ne sont pas bien manipulées.

Drilling Oscillation KILler(D-OSKIL) : Cette méthode est présentée par Canudas-de-wit et al en 2005 [41]. Elle utilise le poids sur l'outil W_{ob} en tant que variable de commande supplémentaire. Un compromis optimal entre le poids sur l'outil et le taux de pénétration doit être trouvé. Un inconvénient de cette méthode est que sa mise en œuvre peut nécessiter l'ajout répétitif et la suppression des sections des stabilisateurs afin d'ajuster correctement la loi de commande, ce qui peut être infaisable et pourrait induire des vibrations axiales.

Active Vibration Damper (AVD) : Introduite par Cobern et Wassell en 2005 [42]. Dans cette méthode. L'idée de base de cette méthode consiste à augmenter l'amortissement visqueux à l'extrémité inférieure (au fond du trou) afin d'éviter les vibrations du train de tiges. Le coefficient d'amortissement est modifié par l'intermédiaire d'un fluide magnéto-rhéologique qui permet de manipuler les propriétés de viscosité de la boue de forage. Cette stratégie permet d'atténuer les vibrations de stick-slip, mais un fonctionnement optimal de forage nécessite des variables de contrôle supplémentaires.

Modelling error compensation : Présentée par Puebla et Alvarez-Ramirez en 2008 [43]. Elle consiste à réaliser un contrôle à retour d'état au niveau de l'assemblage du fond (BHA). C'est une méthode robuste par rapport aux paramètres inconnus du train de tiges et les termes de frottement.

Malgré le développement de nombreuses méthodes pour contrôler les vibrations, de nos jours, de tels phénomènes affectent encore la performance du forage. Ceci est principalement dû au manque de compréhension de la dynamique du système. En fait, la plupart des techniques proposées ont été basées sur des modèles simplifiés à paramètres localisés (EDO) qui ne respectent pas la nature distribuée du système.

De ce fait, des nouvelles méthodes ont été développées en utilisant des modèles à paramètres distribués (EDP). Les techniques de Lyapunov ont été utilisées par Challamel [22], Fridman et al [23], Saldivar et al [24] [25] et Alli et al [44] pour assurer la stabilité asymptotique, exponentielle et pratique. Dans [27], [26] et [45] les méthodes de platitude et de backstepping ont été exploitées pour pouvoir construire des lois de commande résolvant le problème de poursuite des trajectoires de référence.

Vu que les machines d'extraction du pétrole embraquent une tête de type rotatif, les vibrations de torsion sont les plus importantes et leurs diminution devient primordiale pour éviter la détérioration de l'outil. Ainsi, certaines méthodes mentionnées là dessus ont été utilisées principalement pour atténuer les vibrations de torsions dans le domaine

pétrolier. Ensuite, une analyse plus approfondie du processus de forage a montré l'intérêt de l'atténuation des vibrations couplées de torsion et axiales. Dans le cas du projet *Newton*, le forage est de type sonique. Par conséquent, les vibrations axiales sont les plus apparentes. Contrairement au forage pétrolier, on ne compte pas diminuer ces vibrations car elles sont indispensables pour forer, mais on doit les maîtriser pour optimiser le forage.

3.2 Contrôle frontières et EDP

3.2.1 Problème bien posé

Le modèle des vibrations axiales est donné par :

$$u_{tt}(x, t) = \frac{E}{\rho} u_{xx}(x, t) - \frac{\beta}{\rho A} u_t(x, t), \quad t > 0, 0 < x < L \quad (3.1)$$

sous les conditions aux limites

$$u_t(0, t) = \frac{AE}{\alpha} u_x(0, t) + \frac{1}{\alpha} H(t) \quad (3.2)$$

$$u_{tt}(L, t) = -\frac{AE}{M} u_x(L, t) - \frac{1}{M} F(u_t(L, t)) \quad (3.3)$$

$$u(x, 0) = u_0(x), \quad u_t(x, 0) = u_1(x) \quad (3.4)$$

Dans cette section, on utilise la théorie des semi-groupes (voir [46], [47], [48]) afin de prouver l'existence et l'unicité des solutions du modèle (3.1) et sous les conditions aux limites (3.2)-(3.3) et initiales (3.4).

Soit $u(x, t)$ une solution de ce modèle, on définit $\mathbf{Q}(t) = (u(., t), u_t(., t), u_t(L, t))^T$. Ainsi, le système (3.1)-(3.4) peut être écrit de la manière compacte suivante :

$$\dot{\mathbf{Q}} = \mathbf{P}\mathbf{Q} + \mathbf{F}(\mathbf{Q}), \quad \mathbf{Q}_0 \in X \quad (3.5)$$

où, l'espace X est défini comme suit :

$$X = K^1([0, L]) \times L^2([0, L]) \times \mathbb{R}$$

Tel que $K^1([0, L]) = \{u \in H^1([0, L])\}$.

L'espace vectoriel K^1 est muni du produit scalaire suivant

$$\langle \mathbf{u}, \mathbf{v} \rangle_{K^1} = \int_0^L u_x v_x dx$$

Avec

$$\mathbf{P} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2}{\partial x^2} & -\beta & 0 \\ \frac{AE}{M} \langle \delta'_L(x), \cdot \rangle & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

où $\langle \delta'_L(x), u(x, t) \rangle = -u_x(L, t)$.

δ et \mathbf{Q}_0 désignent respectivement la fonction de Dirac et les conditions initiales du problème de Cauchy présenté par l'équation (3.5).

Alors,

$$\mathbf{PQ} = \begin{pmatrix} u_t(x, t) \\ \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} - \frac{\beta}{\rho A} u_t(x, t) \\ -\frac{AE}{M} u_x(L, t) \end{pmatrix}$$

et

$$\mathbf{F}(\mathbf{Q}) = (0, 0, -\frac{1}{M} F(u_t(L, t)))^T, \quad \mathbf{Q} \in X$$

Soit $P : D(\mathbf{P}) \subset X \rightarrow X$ un opérateur linéaire et son domaine $D(\mathbf{P})$ défini par :

$$D(\mathbf{P}) = \{H^2([0, L]) \times K^1([0, L]) \times \mathbb{R} / u_x(0, t) = 0\}$$

Rappelons que,

$$L^2([0, L]) = \{f / \int_0^L |f(x)|^2 dx < \infty\}$$

et

$$H^k([0, L]) = \{f / f, f', \dots, f^{(k)} \in L^2([0, L])\}$$

Par la suite, on définit le produit scalaire dans X .

Pour tout $\mathbf{Q} = (Q_1, \dots, Q_3)$, $\mathbf{V} = (v_1, \dots, v_3)$

$$\langle \mathbf{Q}, \mathbf{V} \rangle_X = \frac{E}{\rho} \int_0^L Q_{1x} v_{1x} + \int_0^L Q_2 v_2 + \frac{M}{\rho A} Q_3 v_3$$

Il est clair que $(X, \langle \cdot, \cdot \rangle_X)$ est un espace de Hilbert.

Premièrement, considérons le problème (3.5) avec $\mathbf{F}(\mathbf{Q}) = 0$, on a le résultat suivant.

Théorème 1. *L'opérateur \mathbf{P} génère un C_0 -semi-groupe $\{e^{Pt}\}_{t>0}$ de contractions dans X .*

Preuve 1. *Appliquons le théorème de Lumer-Phillips (voir [46], [47]), pour montrer que \mathbf{P} génère un C_0 -semi-groupe $\{e^{Pt}\}_{t>0}$ de contractions dans X , il est équivalent de prouver que \mathbf{P} est un opérateur dissipatif et $(\lambda I - \mathbf{P})$ est surjective pour un $\lambda > 0$ donné.*

Pour tout $\mathbf{Q} \in D(\mathbf{P})$,

$$\begin{aligned} \langle \mathbf{PQ}, \mathbf{Q} \rangle_X &= \frac{E}{\rho} \int_0^L u_{tx} u_x dx + \frac{E}{\rho} \int_0^L u_{xx} u_t dx \\ &\quad - \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L u_t^2(x, t) dx - \frac{E}{\rho} u_t(L, t) u_x(L, t) \end{aligned}$$

Après une intégration par parties, on obtient

$$\begin{aligned} \langle \mathbf{PQ}, \mathbf{Q} \rangle_X &= \frac{E}{\rho} \int_0^L u_{tx} u_x dx + \frac{E}{\rho} u_t(L, t) u_x(L, t) \\ &\quad - \frac{E}{\rho} u_t(0, t) u_x(0, t) - \frac{E}{\rho} \int_0^L u_{tx} u_x dx \\ &\quad - \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L u_t^2(x, t) dx - \frac{E}{\rho} u_t(L, t) u_x(L, t) \end{aligned}$$

En tenant compte que $\mathbf{Q} \in D(\mathbf{P})$ c'est à dire $u_x(0, t) = 0$, on a :

$$\langle \mathbf{PQ}, \mathbf{Q} \rangle_X = -\frac{\beta}{\rho A} \int_0^L u_t^2(x, t) dx$$

Il en résulte que $\langle \mathbf{PQ}, \mathbf{Q} \rangle_X \leq 0, \forall \mathbf{Q} \in D(\mathbf{P})$. De ce fait, \mathbf{P} est dissipatif.

Maintenant, à l'aide de l'approche variationnelle, on procède à la démonstration de la surjectivité de $(\lambda I - \mathbf{P})$.

Ainsi, pour tout $z = (z_1, z_2, z_3)^T \in X$, existe-t-il $y \in D(\mathbf{P})$ tel que $y - \mathbf{P}y = z$.

$$y - \mathbf{P}y = z \Leftrightarrow \begin{cases} y_t = z_1 \\ y - \frac{E}{\rho} y_{xx} + \frac{\beta}{\rho A} y_t = z_2 \\ y(L, t) + \frac{AE}{M} y_x(L, t) = z_3 \end{cases}$$

D'où

$$\begin{cases} y_t = y - z_1 \\ y(1 + \frac{\beta}{\rho A}) - \frac{E}{\rho} y_{xx} = \frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2 \\ y(L, t) + \frac{AE}{M} y_x(L, t) = z_3 \end{cases} \quad (3.6)$$

En utilisant le théorème de Lax-Milgram (voir [49]), on montre que $y - \mathbf{P}y = z$ possède une solution unique $y \in D(\mathbf{P})$ pour tout $z \in X$.

En multipliant la deuxième équation du système (3.6) par une fonction test $f \in K^1$, on obtient :

$$-\frac{E}{\rho} \int_0^L y_{xx} f dx + (1 + \frac{\beta}{\rho A}) \int_0^L y f dx = \int_0^L (\frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2) f dx$$

Après une intégration par parties, on a :

$$\begin{aligned} -\frac{E}{\rho} y_x(L, t) f(L, t) + \frac{E}{\rho} y_x(0, t) f(0, t) + \frac{E}{\rho} \int_0^L y_x f_x dx \\ + (1 + \frac{\beta}{\rho A}) \int_0^L y f dx = \int_0^L (\frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2) f dx \end{aligned}$$

Par conséquent, on a

$$\frac{E}{\rho} \int_0^L y_x f_x dx + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right) \int_0^L y f dx = \int_0^L \left(\frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2\right) f dx$$

Le problème variationnel associé consiste alors à déterminer $y \in K^1$ tel que :

$$B(u, v) = \frac{E}{\rho} \int_0^L u_x v_x dx + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right) \int_0^L u v dx \text{ et } L(v) = \int_0^L \left(\frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2\right) v dx$$

Il est clair que B est continue.

$$\begin{aligned} B(u, u) &= \frac{E}{\rho} \int_0^L u_x^2 dx + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right) \int_0^L u^2 dx \\ &\geq \|u\|_{K^1}^2 \end{aligned}$$

Ainsi, B est coercive sur K^1 .

En plus, soit $L(v) = \int_0^L \left(\frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2\right) v dx$ qui est une forme linéaire continue sur K^1 .

On a $B(u, v) = L(v) \quad \forall v \in K^1$ et comme $K^1 \supset D([0, 1]) = \{C^\infty \text{ à support compact}\}$, alors on obtient :

$$B(u, \varphi) = L(\varphi) \quad \forall \varphi \in D([0, 1])$$

D'où

$$\frac{E}{\rho} \int_0^L u_x \varphi_x dx + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right) \int_0^L u \varphi dx = \int_0^L \left(\frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2\right) \varphi dx$$

Ainsi,

$$\left\langle -\frac{E}{\rho} u_{xx} + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right) u, \varphi \right\rangle = \left\langle \frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2, \varphi \right\rangle \quad \forall \varphi \in D([0, 1])$$

Par conséquent,

$$\left\langle -\frac{E}{\rho} u_{xx} + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right) u - \left[\frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2\right], \varphi \right\rangle = 0 \quad \forall \varphi \in D([0, 1])$$

Soit $\Theta = \frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2$, alors on a :

$$-\frac{E}{\rho} u_{xx} + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right) u = \Theta \text{ au sens de } D'([0, 1])$$

Comme $\Theta \in L^2$ alors $-u_{xx} + u = \Theta$ au sens de $L^2([0, 1])$

De ce fait,

$$-\frac{E}{\rho} u_{xx} + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right) u = \Theta \text{ presque partout}$$

D'autre part, soit $f \in K^1$

$$\frac{E}{\rho} \int_0^L y_x f_x dx + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right) \int_0^L y f dx = \int_0^L \left(\frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2\right) f dx$$

Après une intégration par parties, on obtient :

$$\frac{E}{\rho}[y_x(L, t)f(L, t) - y_x(0, t)f(0, t)] - \frac{E}{\rho} \int_0^L y_{xx} f dx + (1 + \frac{\beta}{\rho A}) \int_0^L y f dx = \int_0^L (\frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2) f dx$$

Alors,

$$\frac{E}{\rho}[y_x(L, t)f(L, t) - y_x(0, t)f(0, t)] + \langle -\frac{E}{\rho} y_{xx} + (1 + \frac{\beta}{\rho A}) y, f \rangle = \langle \frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2, f \rangle$$

D'après ce qui précède, on a

$$\begin{cases} -\frac{E}{\rho} u_{xx} + (1 + \frac{\beta}{\rho A}) u = \Theta \text{ presque partout} \\ y_x(L, t)f(L, t) - y_x(0, t)f(0, t) = 0, \text{ pour tout } f \end{cases} \quad (3.7)$$

Ainsi, $D(\mathbf{P})$ est dense dans X et P est fermé.

De ce fait, d'après le Théorème du Lumer-Phillips, comme \mathbf{A} est dissipatif et $(\lambda I - \mathbf{P})$ est surjective, alors \mathbf{P} génère un C_0 -semi-groupe $\{e^{Pt}\}_{t>0}$ de contractions dans X . Dans ce cas, pour tout $\mathbf{Q}_0 \in D(\mathbf{P})$, le problème de Cauchy

$$\dot{\mathbf{Q}} = \mathbf{P}\mathbf{Q}, \quad \mathbf{Q}_0 \in D(\mathbf{P})$$

possède une solution unique $\mathbf{Q} \in C([0, +\infty], D(\mathbf{P})) \cap C^1([0, +\infty], X)$.

Dans la partie restante de cette section, on considère le problème (3.5) avec $\mathbf{F}(\mathbf{Q}) \neq 0$.

Théorème 2. Pour tout $\mathbf{Q}_0 \in X$, le problème $\dot{\mathbf{Q}} = \mathbf{P}\mathbf{Q} + \mathbf{F}(\mathbf{Q})$ possède une solution faible $\mathbf{Q}(t)$ donnée par :

$$\mathbf{Q}(t) = e^{Pt} \mathbf{Q}_0 + \int_0^t e^{P(t-s)} \mathbf{F}(Z(\xi) \mathbf{Q}_0) d\xi$$

avec $\{e^{Pt}\}$ est le C_0 -semi-groupe de contractions généré par \mathbf{P} et $\{Z\}_{t \geq 0}$ le semi-groupe généré par l'opérateur $(\mathbf{P} + \mathbf{F})$.

Preuve 2. Pour montrer l'existence et l'unicité des solutions du problème (3.5), on a besoin du lemme suivant :

Lemme 1. L'opérateur non linéaire $\mathbf{F}(\mathbf{Q})$ est dissipatif et localement lipschitz.

Preuve 3.

$$\langle \mathbf{F}(\mathbf{Q}), \mathbf{Q} \rangle_X = -\frac{1}{\rho A} u_t(L, t) \cdot F(u_t(L, t))$$

Comme la force de frottement F est donnée par l'équation suivante :

$$F(u_t(L, t)) = \frac{2 \delta u_t(L, t)}{(u_t(L, t))^2 + \delta^2}, \quad \delta > 0 \quad (3.8)$$

Alors,

$$\langle \mathbf{F}(\mathbf{Q}), \mathbf{Q} \rangle_X = -\frac{1}{\rho A} \frac{2\delta (u_t(L, t))^2}{(u_t(L, t))^2 + \delta^2}$$

Ainsi, $\langle \mathbf{F}(\mathbf{Q}), \mathbf{Q} \rangle_X \leq 0$. De ce fait, l'opérateur $\mathbf{F}(\mathbf{Q})$ est dissipatif.

Il est évident que la force de frottement F est localement lipschitzienne sur l'intervalle $[0, L]$. Par conséquent, l'opérateur $\mathbf{F}(\mathbf{Q})$ est localement lipschitz.

Comme on l'a déjà montré là dessus, dès lors que $\mathbf{F}(\mathbf{Q})$ est dissipatif et localement lipschitz, il suit des résultats donnés dans ([50]) que le problème (3.5) possède une solution unique faible $\mathbf{Q}(t)$ pour tout $\mathbf{Q}_0 \in X$. De plus, si $\mathbf{Q}_0 \in D(\mathbf{A})$, cette solution faible devient forte.

3.2.2 Commande par dissipation de l'énergie

Une première tentative est de s'assurer de la stabilité du système de tiges. Pour cela, le calcul de l'énergie accumulée pendant cette tâche et l'étude de sa variation par rapport au temps nous guiderons sur la conception de la loi de contrôle au frontière. En effet, l'utilisation de l'énergie a été largement traitée dans le problème de stabilisation, commandabilité et observabilité des équations aux dérivées partielles [51], [52]. Cette méthode a pour but de contrôler les vibrations par rétro-action ; elle consiste donc à garantir la décroissance de l'énergie des solutions du système d'erreur vers zéro de façon plus ou moins rapide par un mécanisme de dissipation.

On considère le modèle de vibrations axiales suivant :

$$u_{tt}(x, t) = \frac{E}{\rho} u_{xx}(x, t) - \frac{\beta}{\rho A} u_t(x, t), \quad t > 0, 0 < x < L \quad (3.9)$$

sous les conditions aux limites

$$u_t(0, t) = \frac{AE}{\alpha} u_x(0, t) + \frac{1}{\alpha} H(t) \quad (3.10)$$

$$u_{tt}(L, t) = -\frac{AE}{M} u_x(L, t) - \frac{1}{M} F(u_t(L, t)) \quad (3.11)$$

Soit le modèle de référence suivant :

$$u_{tt}^r(x, t) = \frac{E}{\rho} u_{xx}^r(x, t) - \frac{\beta}{\rho A} u_t^r(x, t), \quad t > 0, 0 < x < L \quad (3.12)$$

sous les conditions aux limites

$$u_t^r(0, t) = \frac{AE}{\alpha} u_x^r(0, t) + \frac{1}{\alpha} H^r(t) \quad (3.13)$$

$$u_{tt}^r(L, t) = -\frac{AE}{M} u_x^r(L, t) - \frac{1}{M} F(u_t^r(L, t))$$

Ainsi le modèle d'erreur est donné par :

$$e_{tt}(x, t) = \frac{E}{\rho} e_{xx}(x, t) - \frac{\beta}{\rho A} e_t(x, t), \quad t > 0, 0 < x < L \quad (3.14)$$

sous les conditions aux limites

$$\begin{aligned} e_t(0, t) &= \frac{AE}{\alpha} e_x(0, t) + \frac{1}{\alpha} H_e(t) \\ e_{tt}(L, t) &= -\frac{AE}{M} e_x(L, t) - \frac{1}{M} F_e \end{aligned} \quad (3.15)$$

avec $e = u(x, t) - u^r(x, t)$, $H_e = H - H^r$ et soit $F_e = F(u_t(L, t)) - F(u_t^r(L, t))$.

On propose dans cette partie d'élaborer une commande qui assure la stabilité du système d'erreur permettant ainsi la poursuite d'un déplacement axial désiré.

Proposition 1. *La loi de commande*

$$H(t) = \left(\frac{\alpha E}{\rho} - AE \right) e_x(0, t) - \alpha e(0, t) + H^r(t)$$

assure la convergence locale au sens de Lyapunov du déplacement axial le long du train de tiges vers la trajectoire de référence.

Preuve 4. *On considère la fonction d'énergie suivante :*

$$E(t) = \frac{1}{2} \int_0^L \frac{E}{\rho} e_x^2(x, t) dx + \frac{1}{2} \int_0^L e_t^2(x, t) dx + \frac{1}{2} e^2(0, t) + \frac{M}{2\rho A} e_t^2(L, t) \quad (3.16)$$

La dérivée de $E(t)$ par rapport au temps donne

$$\begin{aligned} \frac{dE(t)}{dt} &= \frac{E}{\rho} \int_0^L e_x(x, t) e_{xt}(x, t) dx + \int_0^L e_t(x, t) e_{tt}(x, t) dx \\ &+ e(0, t) e_t(0, t) + \frac{M}{\rho A} e_t(L, t) e_{tt}(L, t) \end{aligned} \quad (3.17)$$

D'après (3.14), on a :

$$\begin{aligned} \frac{dE(t)}{dt} &= \frac{E}{\rho} \int_0^L e_x(x, t) e_{xt}(x, t) dx + \frac{E}{\rho} \int_0^L e_t(x, t) e_{xx}(x, t) dx \\ &- \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L e_t^2(x, t) dx + e(0, t) e_t(0, t) + \frac{M}{\rho A} e_t(L, t) e_{tt}(L, t) \end{aligned} \quad (3.18)$$

Après une intégration par parties, on obtient :

$$\begin{aligned} \frac{dE(t)}{dt} &= \frac{E}{\rho} \int_0^L e_x(x, t) e_{xt}(x, t) dx + \frac{E}{\rho} e_t(L, t) e_x(L, t) \\ &- \frac{E}{\rho} e_t(0, t) e_x(0, t) - \frac{E}{\rho} \int_0^L e_x(x, t) e_{xt}(x, t) dx \\ &- \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L e_t^2(x, t) dx + e(0, t) e_t(0, t) + \frac{M}{\rho A} e_t(L, t) e_{tt}(L, t) \end{aligned}$$

En utilisant la deuxième condition aux limites de (3.15), on a :

$$\begin{aligned} \frac{dE(t)}{dt} &= \frac{E}{\rho} e_t(L, t) \left[-\frac{M}{AE} e_{tt}(L, t) - \frac{1}{AE} F_e \right] + e_t(0, t) \left[-\frac{E}{\rho} e_x(0, t) + e(0, t) \right] \\ &\quad - \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L e_t^2(x, t) dx + \frac{M}{\rho A} e_t(L, t) e_{tt}(L, t) \end{aligned}$$

Ainsi

$$\begin{aligned} \frac{dE(t)}{dt} &= -\frac{1}{\rho A} e_t(L, t) F_e + e_t(0, t) \left[-\frac{E}{\rho} e_x(0, t) + e(0, t) \right] \\ &\quad - \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L e_t^2(x, t) dx \end{aligned}$$

La force de frottement F est représentée par :

$$F(u_t(L, t)) = \frac{2 \delta u_t(L, t)}{(u_t(L, t))^2 + \delta^2}, \quad \delta > 0 \quad (3.19)$$

En fait, pour $u_t(L, t)$ proche de $u_t^r(L, t)$, c'est à dire $e_t(L, t)$ est proche de 0, on a :

$$\begin{aligned} F(u_t(L, t)) - F(u_t^r(L, t)) &= F'(u_t^r(L, t)) e_t(L, t) + \frac{1}{2} F''(u_t^r(L, t)) e_t^2(L, t) \\ &\quad + \dots + 0(u_t^{rn}(L, t)) \\ &\geq F'(u_t^r(L, t)) e_t(L, t) \end{aligned}$$

Avec

$$F'(u_t^r(L, t)) = \frac{2\delta(\delta^2 - u_t^{r2}(L, t))}{(u_t^r(L, t) + \delta^2)^2}$$

Comme $F'(u_t^r(L, t)) \geq 0 \forall u_t^r(L, t) \in [-\delta, \delta]$ et pour un choix de la condition initiale $u^r(x, 0)$ suffisamment petit, alors,

$$\begin{aligned} -\frac{1}{\rho A} e_t(L, t) \cdot F_e &= -\frac{1}{\rho A} F'(u_t^r(L, t)) e_t^2(L, t) \\ &\leq 0 \quad \forall u_t(L, t) \text{ proche de } u_t^r(L, t) \end{aligned}$$

Une fois qu'on a montré que le terme $-\frac{1}{\rho A} e_t(L, t) \cdot F_e$ est négatif, on considère une nouvelle loi de commande $V(t)$ donnée par :

$$V(t) = e_t(0, t) = \frac{AE}{\alpha} e_x(0, t) + \frac{1}{\alpha} H_e(t) \quad (3.20)$$

Ainsi la dérivée de l'énergie E par rapport au temps devient :

$$\frac{dE(t)}{dt} = -\frac{1}{\rho A} e_t(L, t) F_e + V(t) \left[-\frac{E}{\rho} e_x(0, t) + e(0, t) \right] - \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L e_t^2(x, t) dx \quad (3.21)$$

Par conséquent, pour assurer la dissipation de l'énergie du système d'erreur (3.14)-(3.15), le contrôle $V(t)$ doit assurer la négativité de (3.21).

Alors, cette commande est donnée par :

$$V(t) = -\left(-\frac{E}{\rho}e_x(0,t) + e(0,t)\right)$$

Pour le nouveau contrôle $V(t)$ qui est donné par (3.20), la commande $H_e(t)$ qui assure la stabilité du système d'erreur est comme suit :

$$H_e(t) = \left(\frac{\alpha E}{\rho} - AE\right)e_x(0,t) - \alpha e(0,t)$$

En tenant compte que, $H_e = H - H^r$ où H^r désigne la force de percussion de référence assurant un maximum d'amplitude de déplacement axial du trépan.

$$H(t) = \left(\frac{\alpha E}{\rho} - AE\right)e_x(0,t) - \alpha e(0,t) + H^r(t) \quad (3.22)$$

En fait, avec le contrôle (3.22), on obtient :

$$\begin{aligned} \frac{dE(t)}{dt} &= -\left[-\frac{E}{\rho}e_x(0,t) + e(0,t)\right]^2 - \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L e_t^2(x,t)dx - \frac{1}{\rho A} e_t(L,t)F_e \\ &\leq 0 \end{aligned} \quad (3.23)$$

De ce fait, on prouve que le système d'erreur (3.14)-(3.15) est localement stable au sens de Lyapunov.

3.2.2.1 Résultats de simulation

Dans cette partie, l'efficacité de la loi de commande proposée sera mise en évidence par les résultats de simulation sur le modèle de vibration axiale (3.9)-(3.10) ainsi que celui de référence (3.12)-(3.13) et aussi avec l'intégration du modèle de frottement (2.10). Ces tests de simulations sont faits à l'aide du logiciel *Matlab*.

Comme trajectoires de référence, on utilise celles calculées numériquement à partir du système cible (2.11)-(2.12), proposé dans la section 2.4.

Les simulations sont effectuées pour une fréquence de vibration de résonance de 120 Hz. De plus, les valeurs numériques des paramètres physiques sont données dans le tableau 3.1

Les résultats de simulation de la réponse en boucle fermée du système (tête de forage et tige) sous la commande H sont données dans les figures 3.1 et 3.2.

Ces deux figures montrent la poursuite des trajectoires de référence $u^r(1,t)$ et $u^r(0,t)$ assurant un forage optimal et efficace.

La loi de commande H assure bien la convergence au sens de Lyapunov des erreurs $e_d = (u(1,t) - u^r(1,t))$ et $e_h = (u(0,t) - u^r(0,t))$.

TABLE 3.1 – Paramètres physiques

E	210 GPa	A	0.0146 m ²
ρ	7850 kg/m ³	L	3 m
M	150 kg	m_e	1.5 kg
α	0,02 kg.s ⁻¹	w	19.1 rd.s ⁻¹
δ	0.03	c_1/c_2	4 / 0.4 10 ⁶
k_s	3.419 * 10 ⁴	c	1.96 * 10 ³

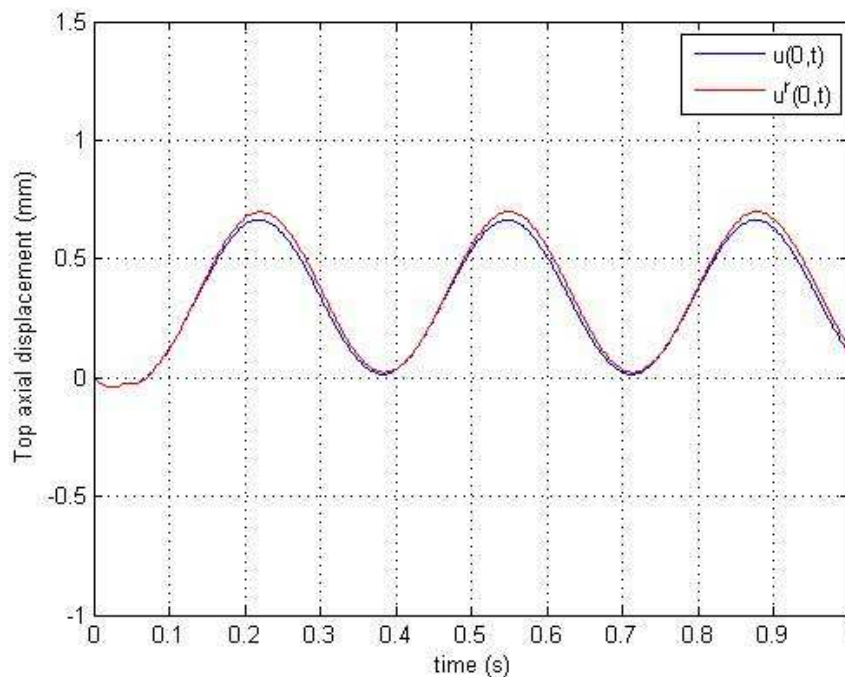


FIGURE 3.1 – Les trajectoires réelle et de référence en $x = 0$ sous H

3.2.3 Commande par platitude

La notion de platitude a été introduite et développée en 1992 par M. Fliess, J. Lévine, P. Martin et P. Rouchon (voir [53], [54], [55] et [56]). Cette notion, largement étudiée pour les systèmes dynamiques de dimension finie, permet la paramétrisation des trajectoires (état et commande) par un ensemble de variables du système : ses sorties plates et leurs dérivées. Ceci résout un problème important en contrôle des systèmes dynamiques : la planification de trajectoires. Cette notion a été étendue aux systèmes de dimension infinie (équations aux dérivées partielles (EDP), systèmes à retards...) ([57], [58] et [59]). La principale différence entre les deux cas de dimension finie et infinie réside dans la forme de la relation entre les variables du système et la sortie plate, dans le cas de dimension finie cette relation implique uniquement la sortie plate et un ordre finie de ses dérivées. Par contre dans l'autre cas, elle peut contenir des retards et des prédictions.

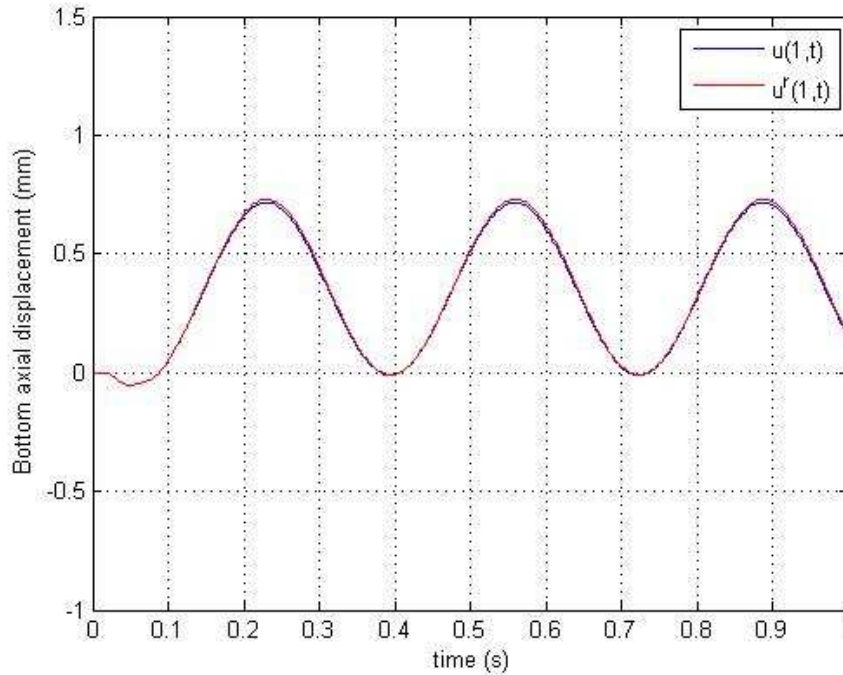


FIGURE 3.2 – Les trajectoires réelle et de référence au niveau de l’outil sous H

Cette technique de platitude trouve des applications dans de nombreux problèmes de contrôle (voir par exemple [60], [61], [62]). En effet, on s’intéresse à étudier cette méthode dans le domaine du forage. A savoir que la platitude a été utilisée dans le domaine pétrolier dans le but de supprimer les vibrations de torsion (stick-slip) qui nuisent au processus de forage. Dans [27], Sagert et al ont proposé une commande sous la forme d’un contrôle PI non linéaire avec des retards distribués. A préciser qu’ils ont négligé l’amortissement visqueux le long du train de tiges ainsi que l’inertie du trépan afin de simplifier le système de forage et prouver la platitude du nouveau modèle. En vue d’améliorer ces derniers résultats, Saldivar et al dans [26], ont appliqué la platitude sur un système relativement complet et ceci en réintégrant l’inertie de l’outil de forage. En fait, ils ont traité un système couplant les vibrations de torsion et axiales présentes au cours du forage pétrolier. L’élimination de ces vibrations exige que les vitesses angulaires et axiales du système de forage suivent un chemin de référence constant.

Dans cette optique, on vise à construire une stratégie de contrôle pour maîtriser les vibrations axiales le long du train de tiges en forage tunnelier. L’idée est de piloter les trajectoires du système vers des trajectoires prescrites. Comme on l’a déjà mentionné, l’approche de la platitude nous permet de résoudre le problème de poursuite de trajectoire d’une manière directe.

De ce fait dans la suite, on néglige le terme d’amortissement β dans (3.9)-(3.10) et on utilise les propriétés de la platitude en dimension infinie pour traiter le problème de

poursuite d'une trajectoire de référence définie en respectant les données de forageonique fournies par les tests effectués au chantier de Viroflay. Pour construire une loi de commande basée sur la platitude, on commence par montrer que le système sans amortissement est plat est ceci par le biais de la formule de D'Alembert.

3.2.3.1 Platitude du système présenté

En négligeant le terme d'amortissement et par une normalisation du modèle, (3.9)-(3.10) donne l'équation d'onde suivante :

$$u_{\sigma\sigma}(\sigma, t) = \tau^2 u_{tt}(\sigma, t), \quad \tau^2 = \frac{\rho L^2}{E}, \quad \sigma \in (0, 1) \quad (3.24)$$

$$u_{\sigma}(0, t) = \frac{\alpha L}{AE} u_t(0, t) - \frac{L}{AE} H(t) \quad (3.25)$$

$$u_{\sigma}(1, t) = -\frac{ML}{AE} u_{tt}(1, t) - \frac{L}{AE} F(u_t(1, t)) \quad (3.26)$$

Soit le déplacement axial au niveau de l'outil $u(1, t)$ qu'on considère comme sortie du système. On montre que c'est une sortie plate du modèle (3.24)-(3.26). (Pour plus de détails voir l'annexe D).

D'après la formule de D'Alembert, la paramétrisation du déplacement axial tout au long du train de tiges $u(\sigma, t)$ est donnée par :

$$\begin{aligned} 2u(\sigma, t) &= u(1, t + \tau(1 - \sigma)) + u(1, t - \tau(1 - \sigma)) \\ &\quad + \frac{1}{\tau} \int_{t-\tau(1-\sigma)}^{t+\tau(1-\sigma)} u_{\sigma}(1, \xi) d\xi \end{aligned} \quad (3.27)$$

On remplace (3.27) dans la condition aux limites (3.25), on obtient la paramétrisation de la commande $H(t)$:

$$\begin{aligned} 2H(t) &= \alpha u_t(1, t + \tau) + \left(\frac{\alpha}{\tau} + (\tau + 1)\frac{AE}{L}\right) u_{\sigma}(1, t + \tau) \\ &\quad + \alpha u_t(1, t - \tau) - \left(\frac{\alpha}{\tau} + (\tau - 1)\frac{AE}{L}\right) u_{\sigma}(1, t - \tau) \end{aligned} \quad (3.28)$$

A partir de la condition aux limites (3.26), on établit la relation entre u_{σ} et la sortie $u(1, t)$:

$$u_{\sigma}(1, t) = -\frac{ML}{AE} u_{tt}(1, t) - \frac{L}{AE} pF(u_t(1, t)) \quad (3.29)$$

Ainsi, on conclut que le système est explicitement plat, c'est à dire ses solutions et sa commande peuvent être paramétrés en fonction de la sortie plate $y(t) = u(1, t)$ et ses dérivées.

3.2.3.2 Commande en boucle ouverte

Pour construire un contrôle en boucle ouverte, on peut utiliser la paramétrisation obtenue à partir des propriétés de la platitude. Il suffit de définir une sortie de référence y^{ref}

qui n'est autre que le déplacement axial de référence de l'outil et on calcule la commande de référence à partir de cette sortie. Utilisons (3.28) et (3.29), on obtient :

$$\begin{aligned}
 2H^{ref}(t) &= \alpha \dot{y}^{ref}(t + \tau) \\
 &+ \left(\frac{\alpha}{\tau} + (\tau + 1) \frac{AE}{L} \right) \left[-\frac{ML}{AE} \dot{y}^{ref}(t + \tau) \right. \\
 &- \left. \frac{L}{AE} pF(\dot{y}^{ref}(t + \tau)) \right] + \alpha \dot{y}^{ref}(t - \tau) \\
 &- \left(\frac{\alpha}{\tau} + (\tau - 1) \frac{AE}{L} \right) \left[-\frac{ML}{AE} \dot{y}^{ref}(t - \tau) \right. \\
 &- \left. \frac{L}{AE} pF(\dot{y}^{ref}(t - \tau)) \right]
 \end{aligned} \tag{3.30}$$

3.2.3.3 Commande en boucle fermée

Le contrôle (3.30) est construit en supposant que le modèle est parfait, ce qui n'est pas le cas. Pour remédier à ce problème, on doit construire une loi de commande en boucle fermée qui assure la stabilisation du système autour d'une trajectoire de référence. L'idée principale de la construction de cette commande est de garantir la stabilité exponentielle de l'erreur entre la trajectoire réelle et celle de référence

$$\varepsilon = \begin{pmatrix} y - y^r \\ \dot{y} - \dot{y}^r \end{pmatrix}$$

c'est à dire $\dot{\varepsilon} = A\varepsilon$. Le résultat est donné comme suit :

Proposition 2. *Le contrôle*

$$\begin{aligned}
 H(t) &= \alpha u_t(0, t) - \frac{M}{2}(\tau + 1)\nu(t) + \frac{M}{2}(\tau - 1)\ddot{y}(t - \tau) \\
 &- \frac{1}{2}(\tau + 1)F(\dot{y}(t - \tau) + \gamma(t)) + \frac{1}{2}(\tau - 1)F(\dot{y}(t - \tau))
 \end{aligned}$$

Avec

$$\begin{aligned}
 \nu(t) &= \frac{\tau AE}{\tau AE - \lambda_2 ML} \ddot{y}^r(t + \tau) - \frac{\lambda_2 ML}{\tau AE - \lambda_2 ML} \ddot{y}(t - \tau) \\
 &+ \frac{\lambda_1 \tau AE}{\tau AE - \lambda_2 ML} J_1 + \frac{\lambda_2 \tau AE}{\tau AE - \lambda_2 ML} J_2 \\
 &+ \frac{\lambda_2 L}{\tau AE - \lambda_2 ML} [F(\dot{y}(t - \tau) + \gamma(t)) - F(\dot{y}(t - \tau))] \\
 &+ \frac{\lambda_1 AE}{\tau AE - \lambda_2 ML} \int_{t-\tau}^{t+\tau} \left(\frac{ML}{AE} \ddot{y}(\xi) + \frac{L}{AE} F(\dot{y}(\xi)) \right) d\xi
 \end{aligned}$$

où

$$\begin{aligned}
 J_1 &= 2u(0, t) - y(t - \tau) - y^r(t + \tau) \\
 J_2 &= 2u_t(0, t) - \dot{y}(t - \tau) - \dot{y}^r(t + \tau) \\
 \text{et} \\
 \gamma(t) &= \int_{t-2\tau}^t \nu(\zeta) d\zeta
 \end{aligned}$$

assure une convergence exponentielle du déplacement axial et de la vitesse ($y(t), \dot{y}(t)$) aux références respectives ($y^r(t), \dot{y}^r(t)$).

Preuve 5. A partir de (3.27) et (3.29), on a :

$$\begin{aligned}
 2u(\sigma, t) &= u(1, t + \tau(1 - \sigma)) + u(1, t - \tau(1 - \sigma)) \\
 &+ \frac{1}{\tau} \int_{t-\tau(1-\sigma)}^{t+\tau(1-\sigma)} \left(-\frac{ML}{AE} u_{tt}(1, \xi) \right. \\
 &\quad \left. - \frac{L}{AE} pF(u_t(1, \xi)) \right) d\xi
 \end{aligned} \tag{3.31}$$

Dérivons (3.31) et évaluons en $\sigma = 0$ donne :

$$\begin{aligned}
 2u_t(0, t) &= u_t(1, t + \tau) + u_t(1, t - \tau) \\
 &- \frac{1}{\tau} \frac{ML}{AE} u_{tt}(1, t + \tau) \\
 &- \frac{1}{\tau} \frac{L}{AE} pF(u_t(1, t + \tau)) \\
 &+ \frac{1}{\tau} \frac{ML}{AE} u_{tt}(1, t - \tau) \\
 &+ \frac{1}{\tau} \frac{L}{AE} pF(u_t(1, t - \tau))
 \end{aligned} \tag{3.32}$$

En utilisant (3.28) et (3.32), on peut avoir :

$$\begin{aligned}
 2\alpha u_t(0, t) - 2H(t) &= M(\tau + 1)\ddot{y}(t + \tau) \\
 &\quad - M(\tau - 1)\ddot{y}(t - \tau) \\
 &\quad + (\tau + 1)pF(\dot{y}(t + \tau)) \\
 &\quad - (\tau - 1)pF(\dot{y}(t - \tau))
 \end{aligned} \tag{3.33}$$

Soit une nouvelle variable $\nu(t)$, considérée comme un contrôle virtuel, défini par $\nu(t) = \ddot{y}(t + \tau)$, Ainsi,

$$\dot{y}(t + \tau) = \dot{y}(t - \tau) + \int_{t-2\tau}^t \nu(\zeta) d\zeta \tag{3.34}$$

A partir de (3.33) et (3.34), le contrôle $H(t)$ peut être écrit comme suit :

$$\begin{aligned}
 H(t) &= \alpha u_t(0, t) - \frac{M}{2}(\tau + 1)\nu(t) \\
 &+ \frac{M}{2}(\tau - 1)\ddot{y}(t - \tau) \\
 &- \frac{1}{2}(\tau + 1)pF(\dot{y}(t - \tau) + \gamma(t)) \\
 &+ \frac{1}{2}(\tau - 1)pF(\dot{y}(t - \tau))
 \end{aligned} \tag{3.35}$$

où $\gamma(t) = \int_{t-2\tau}^t \nu(\zeta) d\zeta$.

Tenant en compte le problème de poursuite de trajectoire en position et en vitesse, on définit l'erreur de la manière suivante :

$$\varepsilon = \begin{cases} y(t + \tau) - y^{ref}(t + \tau) \\ \dot{y}(t + \tau) - \dot{y}^{ref}(t + \tau) \end{cases} \quad (3.36)$$

La commande doit assurer la stabilité exponentielle de l'erreur en boucle fermée $\dot{\varepsilon} = A\varepsilon$, où

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ \lambda_1 & \lambda_2 \end{pmatrix}$$

et tel que λ_1 et λ_2 seront choisies de telle sorte que la matrice A soit de Hurwitz. Alors, soit

$$\begin{aligned} \nu(t) &= \ddot{y}^r(t + \tau) + \lambda_1[y(t + \tau) - y^r(t + \tau)] \\ &\quad + \lambda_2[\dot{y}(t + \tau) - \dot{y}^r(t + \tau)] \end{aligned}$$

Remplaçons (3.34) dans (3.32), donne :

$$\begin{aligned} 2u_t(0, t) &= \dot{y}(t + \tau) + \dot{y}(t - \tau) - \frac{1}{\tau} \frac{ML}{AE} (\nu(t) - \ddot{y}(t - \tau)) \\ &\quad - \frac{1}{\tau} \frac{L}{AE} (F(\dot{y}(t - \tau) + \gamma(t)) - F(\dot{y}(t - \tau))) \end{aligned} \quad (3.37)$$

Ainsi, le terme de prédiction $\dot{y}(t + \tau)$ s'exprime comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{y}(t + \tau) &= 2u_t(0, t) - \dot{y}(t - \tau) + \frac{1}{\tau} \frac{ML}{AE} (\nu(t) - \ddot{y}(t - \tau)) \\ &\quad + \frac{1}{\tau} \frac{L}{AE} (F(\dot{y}(t - \tau) + \gamma(t)) - F(\dot{y}(t - \tau))) \end{aligned} \quad (3.38)$$

Evaluons (3.31) en $\sigma = 0$ nous donne :

$$\begin{aligned} 2u(0, t) &= y(t + \tau) + y(t - \tau) \\ &\quad + \frac{1}{\tau} \int_{t-\tau}^{t+\tau} \left(-\frac{ML}{AE} \ddot{y}(\xi) - \frac{L}{AE} F(\dot{y}(\xi)) \right) d\xi \end{aligned} \quad (3.39)$$

Alors, $y(t + \tau)$ est :

$$\begin{aligned} y(t + \tau) &= 2u(0, t) - y(t - \tau) \\ &\quad + \frac{1}{\tau} \int_{t-\tau}^{t+\tau} \left(\frac{ML}{AE} \ddot{y}(\xi) + \frac{L}{AE} F(\dot{y}(\xi)) \right) d\xi \end{aligned} \quad (3.40)$$

A partir de (3.37), (3.38), (3.37) et (3.40), on obtient :

$$\begin{aligned}
 \nu(t) &= \frac{\tau AE}{\tau AE - \lambda_2 ML} \ddot{y}^r(t + \tau) \\
 &- \frac{\lambda_2 ML}{\tau AE - \lambda_2 ML} \ddot{y}(t - \tau) \\
 &+ \frac{\lambda_1 \tau AE}{\tau AE - \lambda_2 ML} J_1 \\
 &+ \frac{\lambda_2 \tau AE}{\tau AE - \lambda_2 ML} J_2 \\
 &+ \frac{\lambda_2 L}{\tau AE - \lambda_2 ML} [F(\dot{y}(t - \tau) + \gamma(t)) - F(\dot{y}(t - \tau))] \\
 &+ \frac{\lambda_1 AE}{\tau AE - \lambda_2 ML} \int_{t-\tau}^{t+\tau} \left(\frac{ML}{AE} \ddot{y}(\xi) + \frac{L}{AE} F(\dot{y}(\xi)) \right) d\xi
 \end{aligned}$$

avec

$$J_1 = 2u(0, t) - y(t - \tau) - y^r(t + \tau)$$

$$J_2 = 2u_t(0, t) - \dot{y}(t - \tau) - \dot{y}^r(t + \tau)$$

3.2.3.4 Résultats de simulation

Dans cette section, afin de valider les résultats théoriques présentés ci-dessus, des tests de simulations numériques sont effectués à l'aide du logiciel *Matlab*.

En effet, l'efficacité de la loi de commande basée sur la platitude proposée sera simulée avec l'utilisation du modèle de vibrations axiales (3.24)-(3.26) et aussi le modèle de frottement (2.10).

Les trajectoires de référence utilisées sont celles calculées numériquement à partir du modèle cible (2.11)-(2.12), proposé précédemment.

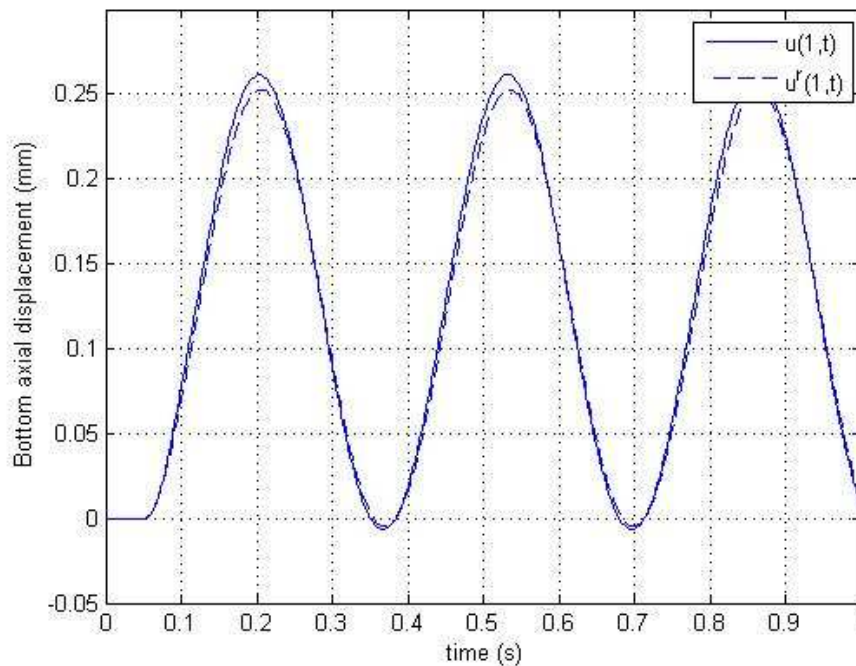
Les valeurs numériques des paramètres physiques sont données dans le tableau 3.1

La Figure 3.3 présente la trajectoire réelle et celle de référence au niveau de l'outil de forage, il est important de noter que la trajectoire de référence générée est bien suivie.

Ces résultats confirment l'efficacité du contrôle basé sur la platitude pour les vibrations axiales le long du train de tiges en mode sonique.

Fondamentalement, dans le processus du pré-soutènement du tunnel, les résultats obtenus doivent réduire le temps de forage qui est un facteur industriel important. Un autre facteur consiste à éviter le bouchage au fond du trou et qui est dû au fluide injecté. Cela provoque une augmentation de pression.

En fait, il n'y a aucune interaction entre le comportement de commande de fluide et la vibration de l'outil de forage. Cette question implique un contrôle couplé des modèles de vibrations et du fluide qui sera un couplage de EDP et EDO.

FIGURE 3.3 – Commande en boucle fermée sous H

3.3 Conclusion

L'opération de pré-soutènement des tunnels s'effectue manuellement à l'aide de machine de forage. En fait, l'utilisation d'une tête de forage sonore génère des vibrations axiales le long du train de tiges.

Ce chapitre a permis de contrôler ces vibrations axiales à travers deux méthodes différentes. La première a été déduite à partir de la pseudo-énergie du système formé par la tête et le train de tiges. Une fonction de Lyapunov a été construite en utilisant les variables d'états au niveau de l'extrémité haute de la tige ($x = 0$). Une deuxième commande basée énergie a été développée à l'aide des variables au niveau de l'outil de forage. Une convergence au sens de Lyapunov vers la trajectoire de référence a été assurée par ces deux commandes.

Afin d'améliorer le type de convergence on a eu recours à la méthode de platitude. Avant de construire la loi de commande, il a été nécessaire de prouver que le système à paramètres distribués utilisé est plat pour le déplacement axial de l'outil qui n'est autre que la sortie plate. Ce contrôleur basé platitude a permis la convergence exponentielle des états du système vers les références.

Des simulations numériques ont été effectuées pour valider et confirmer les résultats théoriques. Et par suite, les commandes présentées dans ce chapitre ont bien permis la poursuite de la trajectoire de référence assurant un forage avec une amplitude maximale.

En fait, les lois de commande proposées dépendent de variables non mesurables au niveau de l'outil de forage. Pour cela, la conception d'un observateur aux frontières pour les estimer sera essentiel.

A cet égard, dans le chapitre suivant, on se propose d'étudier les observateurs en dimension infinie pour ensuite construire des estimateurs afin de pouvoir implémenter les lois de commandes sur une machine réelle.

Chapitre 4

Observateurs en dimension infinie : estimations des déplacements de l'outil au fond du forage

4.1 Notions des observateurs en dimension infinie

L'objectif de ce chapitre consiste à construire, en préservant à dimension infinie le modèle de vibrations, un observateur co-localisé à paramètres distribués. Cet observateur a pour but d'estimer techniquement les déplacements de l'outil de forage qui ne sont pas physiquement mesurables. Les variables d'état estimés servent à rendre possible l'implémentation des lois de commande stabilisantes par retour d'état obtenues dans le chapitre précédent.

Dans la première partie de ce chapitre on se propose de rappeler quelques notions essentielles sur les observateurs en dimension infinie. Ensuite, une fois le modèle de l'observateur définit à l'aide des mesures disponibles au niveau de la tête de forage, on se propose de prouver l'existence et l'unicité de ses solutions à l'aide de la théorie des semi-groupes. Cette étude nous permet de montrer la stabilité au sens de Lyapunov de l'observateur proposé.

La dernière partie de ce chapitre consiste en l'étude fréquentielle du modèle étudié afin d'analyser le comportement du système en présence de l'observateur. Également, ceci va nous simplifier les tests de simulation numérique complexe à cause des conditions aux limites.

Lors des étapes d'identification et de commande, il est primordial de disposer des variables d'état d'un système. Néanmoins, ces informations ne sont pas souvent accessibles à la mesure à cause de plusieurs contraintes économiques ou techniques. A cet effet, une autre alternative est envisagée qui n'est autre que l'utilisation d'observateurs appelés aussi "capteurs logiciels".

Étant donné un système à paramètres distribués, il existe deux approches différentes pour la conception d'un observateur. En effet, la première consiste à commencer par discrétiser le système d'observation en dimension infinie pour obtenir un système en dimension

finie, et pouvoir ainsi construire un observateur basé sur le système en dimension finie obtenu. En outre, la deuxième technique repose sur le fait de construire un observateur à partir du système à paramètres distribués avant la discrétisation du système.

La conception des observateurs à paramètres distribués dépend de l'emplacement des actionneurs et des capteurs. En effet, il existe deux configurations. D'une part, on a la colocalisation où l'actionneur et le capteur sont placés dans une même position (voir [63], [64] et [65]), d'autre part le cas où l'actionneur et le capteur sont placés dans des positions opposées et cette configuration est dite la non-colocalisation (voir [66]).

La convergence des observateurs en dimension infinie a été prouvée par deux approches principales. La première est la technique de backstepping. En effet, dans [67], des observateurs pour des équations paraboliques linéaires et intégral-différentielles ont été présentés. Le cas de conception d'un observateur pour des EDP de type parabolique quasi-linéaire et périodique dans un espace de dimension 1 est étudié par Jadachowski et al dans [68]. Dans [69], Di Meglio et al ont estimé les paramètres aux frontières d'un système hyperbolique linéaire et de premier ordre. Un observateur colocalisé pour des EDP hyperbolique a été conçu dans [63].

La deuxième méthode pour établir la convergence des observateurs à paramètres distribués est celle de Lyapunov. En fait, cette technique a été utilisée par Nguyen et Egeland dans [70] pour construire un observateur aux frontières pour une poutre motorisée définie par l'équation d'Euler-Bernoulli, et dans [71] pour le système formé par un câble sismique. De même, Yang et al [72] ont eu recours à la théorie de Lyapunov pour concevoir un observateur à un manipulateur avec des liens flexibles. Dans [73], Castillo et al ont pu développer des observateurs aux frontières exponentiellement stable pour des systèmes hyperboliques linéaires et quasi-linéaires.

4.2 Construction d'un observateur des déplacements de l'outil

L'observation des variables d'états au niveau de l'outil de forage n'a fait l'objet d'aucune étude dans la littérature. De ce fait, on se propose dans cette section de construire un observateur co-localisé en dimension infinie permettant d'estimer les déplacements de l'outil de forage et ultérieurement d'implémenter les lois de commande proposées dans le chapitre précédent.

On a le modèle de vibrations axiales suivant :

$$AEu_{xx}(x, t) - \rho Au_{tt}(x, t) - \beta u_t(x, t) = 0 \quad (4.1)$$

sous les conditions aux limites

$$\begin{aligned} AEu_x(0, t) &= \alpha u_t(0, t) - H(t) & , x = 0 \\ u_{tt}(L, t) &= -\frac{AE}{M} u_x(L, t) - \frac{1}{M} F(u_t(L, t)) & , x = L \end{aligned} \quad (4.2)$$

et les conditions initiales

$$u(x, 0) = u_0(x), \quad u_t(x, 0) = u_1(x) \quad (4.3)$$

Le modèle (4.1)-(4.3) représenté par une EDP, est actionné en $x = 0$ par une commande aux frontières donnée par $H(t)$.

Problème :

On cherche à construire un observateur pour le système ci dessus avec seulement des mesures en $x = 0$. Cet observateur est de type co-localisé c'est à dire l'actionneur et les capteurs de mesure sont situés sur la même extrémité.

Hypothèse :

On suppose que la seule mesure disponible est le déplacement axial en $x = 0$ c'est à dire $u(0, t)$.

Soit l'observateur suivant :

$$AE\hat{u}_{xx}(x, t) - \rho A\hat{u}_{tt}(x, t) - \beta\hat{u}_t(x, t) = 0 \quad (4.4)$$

sous les conditions aux limites

$$\begin{aligned} AE\hat{u}_x(0, t) &= \alpha\hat{u}_t(0, t) - H(t) - G(u(0, t) - \hat{u}(0, t)) & , x = 0 \\ \hat{u}_{tt}(L, t) &= -\frac{AE}{M}\hat{u}_x(L, t) - \frac{1}{M}F(\hat{u}_t(L, t)) & , x = L \end{aligned} \quad (4.5)$$

avec G un gain à déterminer.

Ainsi le modèle d'erreur est donné par :

$$AE\bar{u}_{xx}(x, t) - \rho A\bar{u}_{tt}(x, t) - \beta\bar{u}_t(x, t) = 0 \quad (4.6)$$

sous les conditions aux limites

$$\begin{aligned} AE\bar{u}_x(0, t) &= \alpha\bar{u}_t(0, t) + G\bar{u}(0, t) & , x = 0 \\ \bar{u}_{tt}(L, t) &= -\frac{AE}{M}\bar{u}_x(L, t) - \frac{1}{M}\tilde{F} & , x = L \end{aligned} \quad (4.7)$$

avec $\bar{u}(x, t) = u(x, t) - \hat{u}(x, t)$

et soit $\tilde{F} = F(u_t(L, t)) - F(\hat{u}_t(L, t))$

4.2.1 Problème bien posé

Dans la suite, on utilise la théorie de semi-groupe (see e.g. [46], [47], [48]) afin de prouver l'existence et l'unicité des solutions de l'observateur proposé ci-dessus. On commence par supposer que sous une loi de commande construite H , le système (2.6)-(2.7) en boucle fermée est bien posé. Ensuite, on prouvant l'existence et l'unicité du modèle de l'erreur (4.6)-(4.7), on obtient celle des solutions de l'observateur.

On considère le système d'erreur donné par (4.6) et sous les conditions aux limites (4.7). Soit $\bar{u}(x, t)$ une solution de ce modèle, on définit $\mathbf{W}(t) = (\bar{u}(\cdot, t), \bar{u}_t(\cdot, t), \bar{u}_t(L, t))^T$. Ainsi, le système d'erreur (4.6)-(4.7) peut être écrit de la manière compacte suivante :

$$\dot{\mathbf{W}} = \mathbf{A}\mathbf{W} + \mathbf{F}(\mathbf{W}), \quad \mathbf{W}_0 \in H \quad (4.8)$$

où, l'espace H est défini comme suit :

$$H = K([0, L]) \times L^2([0, L]) \times \mathbb{R}$$

Tel que $K([0, L]) = \{\bar{u} \in H^1([0, L])\}$

L'espace vectoriel K est muni du produit scalaire suivant

$$\langle \mathbf{u}, \mathbf{v} \rangle_K = \int_0^L u_x v_x dx$$

Avec

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2}{\partial x^2} & -\beta & 0 \\ \frac{AE}{M} \langle \delta'_L(x), \cdot \rangle & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

tel que $\langle \delta'_L(x), \bar{u}(x, t) \rangle = -\bar{u}_x(L, t)$.

δ et \mathbf{W}_0 désignent respectivement les conditions initiales du problème de Cauchy présenté par l'équation (4.8).

Ainsi,

$$\mathbf{A}\mathbf{W} = \begin{pmatrix} \bar{u}_t(x, t) \\ \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 \bar{u}(x, t)}{\partial x^2} - \frac{\beta}{\rho A} \bar{u}_t(x, t) \\ -\frac{AE}{M} \bar{u}_x(L, t) \end{pmatrix}$$

et $\mathbf{F}(\mathbf{W}) = (0, 0, -\frac{1}{M} \tilde{F})^T$, $\mathbf{W} \in H$

Soit $A : D(\mathbf{A}) \subset H \rightarrow H$ un opérateur linéaire et son domaine $D(\mathbf{A})$ défini par :

$$D(\mathbf{A}) = \{H^2([0, L]) \times K([0, L]) \times \mathbb{R} / \bar{u}_x(0, t) = 0\}$$

Rappelons que, $L^2([0, L]) = \{f / \int_0^L |f(x)|^2 dx < \infty\}$

et $H^k([0, L]) = \{f / f, f', \dots, f^{(k)} \in L^2([0, L])\}$

Par la suite, on définit le produit scalaire dans H .

Pour tout $\mathbf{W} = (w_1, \dots, w_3)$, $\mathbf{V} = (v_1, \dots, v_3)$

$$\langle \mathbf{W}, \mathbf{V} \rangle_H = \frac{E}{\rho} \int_0^L w_{1x} v_{1x} + \int_0^L w_2 v_2 + \frac{M}{\rho A} w_3 v_3$$

Il est clair que $(H, \langle \cdot, \cdot \rangle_H)$ est un espace de Hilbert.

Premièrement, considérons le problème (4.8) avec $\mathbf{F}(\mathbf{W}) = 0$, on a le résultat suivant.

Théorème 3. *L'opérateur \mathbf{A} génère un C_0 -semi-groupe $\{e^{At}\}_{t>0}$ de contractions dans H .*

Preuve 6. Appliquons le théorème de Lumer-Phillips (voir [46], [47]), pour montrer que \mathbf{A} génère un C_0 -semi-groupe $\{e^{At}\}_{t>0}$ de contractions dans H , il est équivalent de prouver que \mathbf{A} est un opérateur dissipatif et $(\lambda I - \mathbf{A})$ est surjective pour un $\lambda > 0$ donné. Pour tout $\mathbf{W} \in D(\mathbf{A})$,

$$\begin{aligned} \langle \mathbf{A}\mathbf{W}, \mathbf{W} \rangle_H &= \frac{E}{\rho} \int_0^L \bar{u}_{tx} \bar{u}_x dx + \frac{E}{\rho} \int_0^L \bar{u}_{xx} \bar{u}_t dx \\ &\quad - \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L \bar{u}_t^2(x, t) dx - \frac{E}{\rho} \bar{u}_t(L, t) \bar{u}_x(L, t) \end{aligned}$$

Après une intégration par parties, on obtient

$$\begin{aligned} \langle \mathbf{A}\mathbf{W}, \mathbf{W} \rangle_H &= \frac{E}{\rho} \int_0^L \bar{u}_{tx} \bar{u}_x dx + \frac{E}{\rho} \bar{u}_t(L, t) \bar{u}_x(L, t) \\ &\quad - \frac{E}{\rho} \bar{u}_t(0, t) \bar{u}_x(0, t) - \frac{E}{\rho} \int_0^L \bar{u}_{tx} \bar{u}_x dx \\ &\quad - \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L \bar{u}_t^2(x, t) dx - \frac{E}{\rho} \bar{u}_t(L, t) \bar{u}_x(L, t) \end{aligned}$$

En tenant compte que $\mathbf{W} \in D(\mathbf{A})$ c'est à dire $\bar{u}_x(0, t) = 0$, on a :

$$\langle \mathbf{A}\mathbf{W}, \mathbf{W} \rangle_H = -\frac{\beta}{\rho A} \int_0^L \bar{u}_t^2(x, t) dx$$

Il en résulte que $\langle \mathbf{A}\mathbf{W}, \mathbf{W} \rangle_H \leq 0, \forall \mathbf{W} \in D(\mathbf{A})$. Ainsi, \mathbf{A} est dissipatif.

Par la suite, à l'aide de l'approche variationnelle, on montre la surjectivité de $(\lambda I - \mathbf{A})$. Ainsi, pour tout $z = (z_1, z_2, z_3)^T \in H$, existe-t-il $y \in D(\mathbf{A})$ tel que $y - \mathbf{A}y = z$.

$$y - \mathbf{A}y = z \Leftrightarrow \begin{cases} y - y_t &= z_1 \\ y - \frac{E}{\rho} y_{xx} + \frac{\beta}{\rho A} y_t &= z_2 \\ y(L, t) &= z_3 \end{cases}$$

D'où

$$\begin{cases} y_t &= y - z_1 \\ y(1 + \frac{\beta}{\rho A}) - \frac{E}{\rho} y_{xx} &= \frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2 \\ y(L, t) &= z_3 \end{cases} \quad (4.9)$$

Utilisons le théorème de Lax-Milgram (voir [49]) pour montrer que $y - \mathbf{A}y = z$ possède une solution unique $y \in D(\mathbf{A})$ pour tout $z \in H$.

Soit $f \in K$ et d'après la deuxième équation du système (4.9), on a :

$$-\frac{E}{\rho} \int_0^L y_{xx} f dx + (1 + \frac{\beta}{\rho A}) \int_0^L y f dx = \int_0^L (\frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2) f dx$$

Après une intégration par parties, on obtient

$$\begin{aligned} -\frac{E}{\rho}y_x(L,t)f(L,t) + \frac{E}{\rho}y_x(0,t)f(0,t) + \frac{E}{\rho}\int_0^L y_x f_x dx \\ + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right)\int_0^L y f dx = \int_0^L \left(\frac{\beta}{\rho A}z_1 + z_2\right)f dx \end{aligned}$$

Par conséquent, on a

$$\frac{E}{\rho}\int_0^L y_x f_x dx + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right)\int_0^L y f dx = \int_0^L \left(\frac{\beta}{\rho A}z_1 + z_2\right)f dx$$

Soit

$$B(u, v) = \frac{E}{\rho}\int_0^L u_x v_x dx + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right)\int_0^L u v dx$$

Il est clair que B est continue.

$$\begin{aligned} B(u, u) &= \frac{E}{\rho}\int_0^L u_x^2 dx + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right)\int_0^L u^2 dx \\ &\geq \|u\|_K^2 \end{aligned}$$

Ainsi, B est coercive sur K . En plus, soit $L(v) = \int_0^L \frac{\beta}{\rho A}z_1 + z_2 v dx$ qui est une forme linéaire continue sur K .

On a $B(u, v) = L(v) \quad \forall v \in K$ et comme $K \supset D(\Omega) = \{C^\infty \text{ à support compact}\}$, alors on obtient :

$$B(u, \varphi) = L(v) \quad \forall \varphi \in D(\Omega)$$

D'où

$$\frac{E}{\rho}\int_0^L u_x \varphi_x dx + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right)\int_0^L u \varphi dx = \int_0^L \left(\frac{\beta}{\rho A}z_1 + z_2\right)\varphi dx$$

Ainsi, $\langle -\frac{E}{\rho}u_{xx} + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right)u, \varphi \rangle = \langle \frac{\beta}{\rho A}z_1 + z_2, \varphi \rangle \quad \forall \varphi \in D(\Omega)$

Par conséquent, $\langle -\frac{E}{\rho}u_{xx} + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right)u - \left[\frac{\beta}{\rho A}z_1 + z_2\right], \varphi \rangle = 0 \quad \forall \varphi \in D(\Omega)$

Soit $\Theta = \frac{\beta}{\rho A}z_1 + z_2$, alors on a $-\frac{E}{\rho}u_{xx} + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right)u = \Theta$ au sens de $D'(\Omega)$

Comme $\Theta \in L^2$ alors $-u_{xx} + u = \Theta$ au sens de $L^2(\Omega)$

De ce fait, $-\frac{E}{\rho}u_{xx} + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right)u = \Theta$ presque partout

D'autre part, soit $f \in K$

$$\frac{E}{\rho} \int_0^L y_x f_x dx + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right) \int_0^L y f dx = \int_0^L \frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2 f dx$$

Après une intégration par parties, on obtient :

$$\frac{E}{\rho} [y_x(L, t) f(L, t) - y_x(0, t) f(0, t)] - \frac{E}{\rho} \int_0^L y_{xx} f dx + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right) \int_0^L y f dx = \int_0^L \frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2 f dx$$

Alors,

$$\frac{E}{\rho} [y_x(L, t) f(L, t) - y_x(0, t) f(0, t)] + \left\langle -\frac{E}{\rho} y_{xx} + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right) y, f \right\rangle = \left\langle \frac{\beta}{\rho A} z_1 + z_2, f \right\rangle$$

D'après ce qui précède, on a

$$\begin{cases} -\frac{E}{\rho} u_{xx} + \left(1 + \frac{\beta}{\rho A}\right) u = \Theta \text{ presque partout} \\ y_x(L, t) f(L, t) - y_x(0, t) f(0, t) = 0, \text{ pour tout } f \end{cases} \quad (4.10)$$

Ainsi, $D(\mathbf{A})$ est dense dans H et A est fermé.

D'après le Théorème du Lumer-Phillips, comme \mathbf{A} est dissipatif et $(\lambda I - \mathbf{A})$ est surjective, alors \mathbf{A} génère un C_0 -semi-groupe $\{e^{At}\}_{t>0}$ de contractions dans H .

Dans ce cas, pour tout $\mathbf{W}_0 \in D(\mathbf{A})$, le problème de Cauchy

$$\dot{\mathbf{W}} = \mathbf{A} \mathbf{W}, \quad \mathbf{W}_0 \in D(\mathbf{A})$$

possède une solution unique $\mathbf{W} \in C([0, +\infty], D(\mathbf{A})) \cap C^1([0, +\infty], H)$.

Dans la partie restante de cette section, on considère le problème (4.8) avec $\mathbf{F}(\mathbf{W}) \neq 0$.

Théorème 4. Pour tout $\mathbf{W}_0 \in H$, le problème $\dot{\mathbf{W}} = \mathbf{A} \mathbf{W} + \mathbf{F}(\mathbf{W})$ possède une solution faible $\mathbf{W}(t)$ donnée par :

$$\mathbf{W}(t) = e^{At} \mathbf{W}_0 + \int_0^t e^{A(t-s)} \mathbf{F}(Z(\xi) \mathbf{W}_0) d\xi$$

avec $\{e^{At}\}$ est le C_0 -semi-groupe de contractions généré par \mathbf{A} et $\{Z\}_{t \geq 0}$ le semi-groupe généré par l'opérateur $(\mathbf{A} + \mathbf{F})$.

Preuve 7. Pour montrer l'existence et l'unicité des solutions du problème (4.8), on a besoin du lemme suivant :

Lemme 2. L'opérateur non linéaire $\mathbf{F}(\mathbf{W})$ est dissipatif et localement lipschitz.

Preuve 8. Pour montrer la dissipativité de l'opérateur, on procède de la manière suivante :

En fait,

$$\langle \mathbf{F}(\mathbf{W}), \mathbf{W} \rangle_H = -\frac{1}{\rho A} \bar{u}_t(L, t) \cdot \tilde{F}$$

La force de frottement F est représentée par :

$$F(u_t(L, t)) = \frac{2 \delta u_t(L, t)}{(u_t(L, t))^2 + \delta^2}, \quad \delta > 0 \quad (4.11)$$

En fait, pour $u_t(L, t)$ proche de $\hat{u}_t(L, t)$, c'est à dire $\bar{u}_t(L, t)$ est proche de 0, on a :

$$\begin{aligned} F(u_t(L, t)) - F(\hat{u}_t(L, t)) &= F'(\hat{u}_t(L, t))\bar{u}_t(L, t) + \frac{1}{2}F''(\hat{u}_t(L, t))\bar{u}_t^2(L, t) \\ &+ \dots + 0(\bar{u}_t^n(L, t)) \\ &\geq F'(\hat{u}_t(L, t))\bar{u}_t(L, t) \end{aligned}$$

Avec

$$F'(\hat{u}_t(L, t)) = \frac{2\delta(\delta^2 - \hat{u}_t^2(L, t))}{(\hat{u}_t^2(L, t) + \delta^2)^2}$$

Comme $F'(\hat{u}_t(L, t)) \geq 0 \forall \hat{u}_t(L, t) \in [-\delta, \delta]$ pour un choix de la condition initiale $\hat{u}(x, 0)$ qui soit assez petite.

Alors,

$$\begin{aligned} \langle \mathbf{F}(\mathbf{W}), \mathbf{W} \rangle_H &= -\frac{1}{\rho A} \bar{u}_t(L, t) \cdot \tilde{F} \\ &\leq 0 \quad \forall u_t(L, t), \hat{u}_t(L, t) \in [-\delta, \delta] \end{aligned}$$

Ainsi, l'opérateur $\mathbf{F}(\mathbf{W})$ est dissipatif.

Reste maintenant à démontrer que l'opérateur $\mathbf{F}(\mathbf{W})$ est localement lipschitz.

Par conséquent, l'opérateur $\mathbf{F}(\mathbf{W})$ est localement lipschitz.

Comme on l'a déjà montré là dessus, dès lors que $\mathbf{F}(\mathbf{W})$ est dissipatif et localement lipschitz, il suit des résultats donnés dans ([50]) que le problème (4.8) possède une solution unique faible $\mathbf{W}(t)$ pour tout $\mathbf{W}_0 \in H$. De plus, si $\mathbf{W}_0 \in D(\mathbf{A})$, cette solution faible devient forte.

4.2.2 Stabilité du système d'erreur

La recherche de la stabilité du modèle d'erreur (4.6)-(4.7) est vraiment cruciale et innovante dans le domaine tunnelier. Dans cette section, on applique l'approche de Lyapunov pour résoudre le problème de convergence de l'observateur proposé.

Théorème 5. L'observateur à paramètres distribués présenté par le système (4.6)-(4.7) est localement stable au sens de Lyapunov pour $G > 0$ et $x \in [0, L]$.

Preuve 9. On définit la fonction de Lyapunov suivante :

$$\begin{aligned} V(t) &= \frac{1}{2} \int_0^L \frac{E}{\rho} \bar{u}_x^2(x, t) dx + \frac{1}{2} \int_0^L \bar{u}_t^2(x, t) dx \\ &+ \frac{1}{2} \frac{G}{\rho A} \bar{u}^2(0, t) + \frac{1}{2} \frac{M}{\rho A} \bar{u}_t^2(L, t) \end{aligned} \quad (4.12)$$

où $G > 0$

La différenciation de V par rapport au temps et tenant compte du système (4.6)-(4.7) donne :

$$\begin{aligned} \frac{dV(t)}{dt} &= \frac{E}{\rho} \int_0^L \bar{u}_x(x, t) \bar{u}_{xt}(x, t) dx + \int_0^L \bar{u}_t(x, t) \bar{u}_{tt}(x, t) dx \\ &+ \frac{G}{\rho A} \bar{u}(0, t) \bar{u}_t(0, t) + \frac{M}{\rho A} \bar{u}_t(L, t) \bar{u}_{tt}(L, t) \end{aligned} \quad (4.13)$$

D'après (4.6), on a :

$$\begin{aligned} \frac{dV(t)}{dt} &= \frac{E}{\rho} \int_0^L \bar{u}_x(x, t) \bar{u}_{xt}(x, t) dx + \frac{E}{\rho} \int_0^L \bar{u}_t(x, t) \bar{u}_{xx}(x, t) dx \\ &- \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L \bar{u}_t^2(x, t) dx + \frac{G}{\rho A} \bar{u}(0, t) \bar{u}_t(0, t) \\ &+ \frac{M}{\rho A} \bar{u}_t(L, t) \bar{u}_{tt}(L, t) \end{aligned} \quad (4.14)$$

Après une intégration par parties, on obtient :

$$\begin{aligned} \frac{dV(t)}{dt} &= \frac{E}{\rho} \int_0^L \bar{u}_x(x, t) \bar{u}_{xt}(x, t) dx + \frac{E}{\rho} \bar{u}_t(L, t) \bar{u}_x(L, t) \\ &- \frac{E}{\rho} \bar{u}_t(0, t) \bar{u}_x(0, t) - \frac{E}{\rho} \int_0^L \bar{u}_x(x, t) \bar{u}_{xt}(x, t) dx \\ &- \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L \bar{u}_t^2(x, t) dx + \frac{G}{\rho A} \bar{u}(0, t) \bar{u}_t(0, t) + \frac{M}{\rho A} \bar{u}_t(L, t) \bar{u}_{tt}(L, t) \end{aligned}$$

En utilisant (4.7), on a :

$$\begin{aligned} \frac{dV(t)}{dt} &= -\frac{E}{\rho} \bar{u}_t(0, t) \left[\frac{\alpha}{AE} \bar{u}_t(0, t) + \frac{G}{AE} \bar{u}(0, t) \right] \\ &- \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L \bar{u}_t^2(x, t) dx + \frac{G}{\rho A} \bar{u}(0, t) \bar{u}_t(0, t) \\ &- \frac{1}{\rho A} \bar{u}_t(L, t) \tilde{F} \end{aligned}$$

Ainsi,

$$\begin{aligned} \frac{dV(t)}{dt} &= -\frac{\alpha}{\rho A} \bar{u}_t^2(0, t) - \frac{\beta}{\rho A} \int_0^L \bar{u}_t^2(x, t) dx \\ &\quad - \frac{1}{\rho A} \bar{u}_t(L, t) \tilde{F} \end{aligned}$$

D'après ce qui précède, dans la section 3.2.2, on a montré que

$$-\frac{1}{\rho A} \bar{u}_t(L, t) \cdot \tilde{F} \leq 0$$

Par conséquent,

$$\frac{dV(t)}{dt} \leq 0$$

Ainsi on prouve que le système d'erreur est localement stable au sens de Lyapunov.

4.2.3 Analyse fréquentielle et simulations

Dans cette section, on se propose de valider les résultats théoriques proposés dans ce chapitre par des résultats de simulations numériques. Pour cela, on a eu recours à une étude fréquentielle du système. En effet, l'analyse de la réponse en fréquence représente un moyen efficace pour quantifier les performances du système en présence d'un stimulus, et elle permet de caractériser la réponse en régime permanent d'un système stable.

Cette approche présente deux avantages par rapport aux systèmes à paramètres distribués. Premièrement, elle évite les instabilités numériques rencontrées dans les systèmes avec des opérateurs différentiels d'ordre élevé. Et deuxièmement, elle atténue la difficulté de la mise en œuvre de conditions aux limites complexes.

Le paramètre le plus influent dans la fréquence de résonance, d'un ordre de grandeur, est le mode de résonance. En tant que système en dimension infinie, le train de tiges a un nombre infini de fréquences naturelles, et seules quelques fréquences inférieures sont intéressantes car la résonance longitudinale se produit dans cette région. Pour cela, nous utiliserons la transformée de Fourier pour calculer l'opérateur de fréquence du système.

En utilisant les paramètres physiques de la tête de forage sonique (RSHD) donnés dans le tableau 4.1, et afin de comprendre l'impact du mode de résonance (qui est illustré par la figure 4.1) sur la stabilité de l'observateur, l'erreur du déplacement axial au niveau de l'outil donnée par l'observateur en mode fréquentiel est présenté sur les figures 4.2 et 4.3.

Comme le montre la figure 4.1, on constate que le maximum d'amplitude du déplacement axial est donnée par la fréquence de résonance du mode 2, c'est à dire pour une fréquence de résonance de $68Hz$. Ainsi, pour une longueur de train de tiges $L = 70m$, le fonctionnement de l'outil de forage sera le plus performant pour cette fréquence spécifique associée au deuxième mode de résonance.

Pour un gain $G = 84GN/m$ qui est très grand ($1GN = 10^6N$), on remarque qu'en dehors de la résonance, l'erreur d'estimation est proche de zéro. Cependant, autour de la résonance, un pic apparaît mais il reste borné.

Dans la figure 4.3, nous avons réduit de moitié la valeur de gain ($G = 42GN/m$). On peut constater que l'amplitude de la fréquence de l'erreur est également réduite de moitié autour de la résonance. Néanmoins, la bande passante d'erreur devient importante, mais confirme la convergence de l'observateur.

Enfin, ce que nous avons présenté en terme de simulations confirment la validité du programme d'observation colocalisé en dimension infinie et l'importance de l'analyse fréquentielle pour l'étude des machines de forage sonore.

TABLE 4.1 – Les paramètres physique du RSHD

Variable	Valeur	Description
E	$210GPa$	Module de Young
A	$0.0146 m^2$	Section du train de tiges
ρ	$7850 kg/m^3$	Densité
L	$70 m$	Longueur du train de tiges
m	$8 kg$	Masse en bas du train de tiges
α	$10 kg.s^{-1}$	Coefficient du frottement visqueux
β	$0,02 kg.m.s^{-1}$	Coefficient d'amortissement le long de la tige
ω	$68 Hz$	Fréquence de résonance

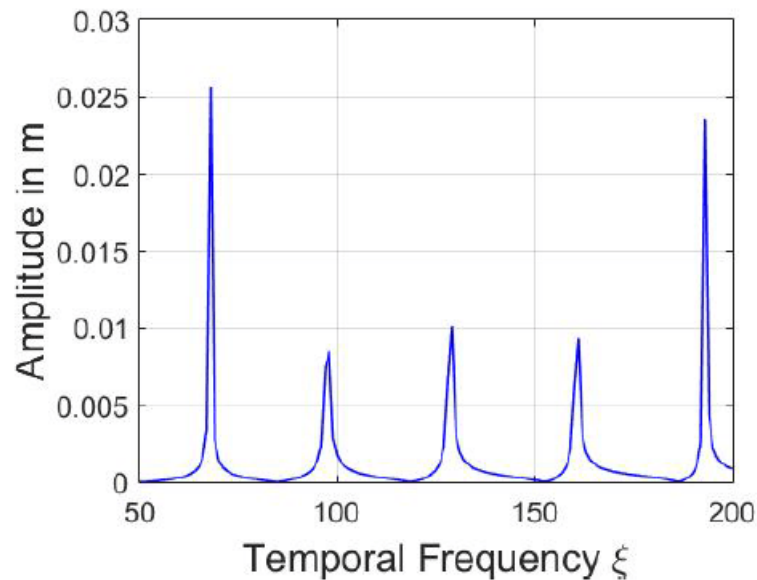


FIGURE 4.1 – L'amplitude du déplacement axial au niveau de la tête

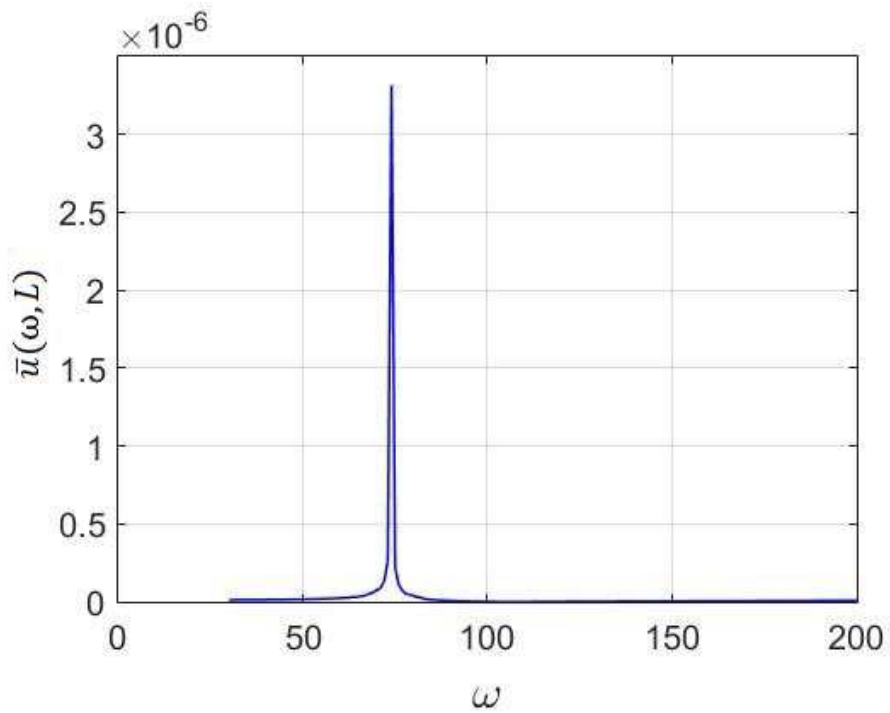


FIGURE 4.2 – La réponse fréquentielle de l'observateur pour $G = 84GN/m$

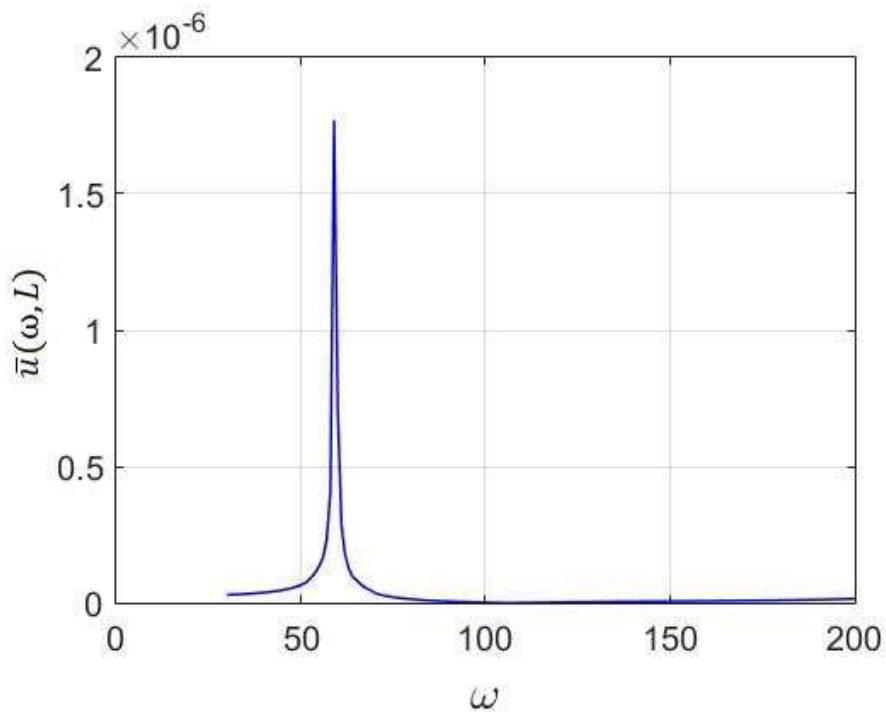


FIGURE 4.3 – La réponse fréquentielle de l'observateur pour $G = 42GN/m$

4.3 Conclusion

En vue de pouvoir implémenter les lois de commandes proposées dans le chapitre précédent visant à contrôler les vibrations axiales développées au cours du forage sonique. Il était nécessaire d'accéder aux mesures de toutes les variables utilisées dans ces contrôles. Toutefois, ce n'était pas possible de placer des capteurs au niveau de l'extrémité basse du train de tiges celle liée à l'outil de forage. Par conséquent, il était primordial d'estimer les variables non mesurables.

Dans cet ordre d'idées, ce chapitre a été consacré à la conception d'un observateur colocalisé en dimension infinie pour estimer les variables d'états au niveau de l'outil (en $x = L$).

De ce fait, on a commencé par construire un observateur en fonction de la mesure du déplacement axiale en $x = 0$ qui est disponible. Cet observateur est représenté par une équation aux dérivées partielles et il est colocalisé vu que l'actionneur (l'entrée de commande $H(t)$) et le capteur sont placés dans la même extrémité.

Avant de passer à l'étude de convergence de l'observateur, l'existence et l'unicité des solutions du système d'erreur ont été prouvés. Pour cela, on a eu recours à la théorie des semi-groupes et ceci en transformant le modèle sous forme matricielle compacte.

Une fois qu'on a défini les conditions nécessaires pour que le problème soit bien posé, on a utilisé la méthode de Lyapunov pour montrer la stabilité du système d'erreur.

Finalement, une étude fréquentielle a été employée pour pouvoir contourner la complexité du modèle et ses conditions aux limites et aussi pour pouvoir analyser de près le comportement du train de tiges en présence de l'observateur. Par conséquent, les résultats de simulations effectués sur le modèle fréquentiel ont confirmé la validité de l'observateur proposé.

Deuxième partie

Stabilité du système couplé : fluide injecté et avance de la glissière

Chapitre 5

Systeme couplé : fluide injecté et avance de la glissière

5.1 Introduction

Les opérations de forage sont normalement très coûteuses. De là, l'industrie du pétrole, du gaz ainsi que celle des travaux publics sont à la recherche de nouvelles technologies pour améliorer le forage et minimiser les coûts économiques. Ces opérations où le trépan tourne et pénètre dans le sol sont gérées et contrôlées par des opérateurs qualifiés. En effet, au cours de ce processus, un fluide (eau, boue ...) est injecté dans la tige de forage au fond du trou et renvoyé en haut à travers l'espace annulaire. Les problèmes de contrôle de la pression retardent considérablement les opérations de forage, ce qui entraîne d'importantes pertes économiques. Aujourd'hui, le temps non productif (TNP) moyen pour les puits en Europe est de 20 – 25% (pour plus de détails voir [74]) et les rapports des puits de gaz forés dans le golfe du Mexique entre 1993 et 2003 indiquent que 40% de l'ensemble du TNP est lié à la procédure des opérations de forage [75].

En conséquence, l'un des principaux défis liés au forage est de maintenir la pression au fond dans certaines limites. En effet, dans le domaine pétrolier, l'une des techniques classiques pour commander la pression au fond est d'ajouter des produits chimiques et des matériaux de pondération pour modifier la pression hydrostatique dans le puits. Cette méthode est lente et fastidieuse, en plus elle augmente le temps non productif. Une autre technique consiste à ajuster le débit de circulation de boue pour contrôler la pression de friction, ce qui conduit à une augmentation de la pression ou une diminution au fond de puits. Un inconvénient de cette méthode est le manque de contrôle de la pression en cas d'absence de circulation du fluide.

Ce ne fut pas avant 2003 qu'une nouvelle méthode dite méthode du forage sous pression contrôlée apparaisse pour répondre aux problèmes liés à l'injection du fluide au cours du forage. Cette technique consiste à maintenir la pression du fluide injecté pendant le forage à un niveau légèrement supérieur à celui de la pression des fluides présents dans la formation géologique. C'est une nouvelle technologie qui évolue sans cesse ces dernières

années. Cependant, elle n'est appliquée que dans le domaine pétrolier à cause de la possibilité de déduire la pression au fond par celle présente en haut du train de tiges et qui est mesurable par des capteurs. Étant donné que l'espace annulaire du système de forage tunnelier est ouvert, d'où l'impossibilité de mesure de la pression à la sortie de la couronne, la méthode du forage sous pression contrôlée n'a pas été étudiée et appliquée dans ce domaine.

En fait, pour évacuer les déblais et éviter le bouchage au fond, la réalisation du pré-soutènement des tunnels dans la méthode conventionnelle nécessite le déplacement de la glissière et l'injection d'un fluide pendant le forage. Dès lors que l'automatisation de ce processus, qui sera traitée sous une vibration maîtrisée du train de tiges requiert un contrôle de la pression du fluide au fond du trou, on pourra avoir recours à cette méthode. Par conséquent, une étude de la dynamique de l'injection du fluide ainsi que le mouvement de translation de la glissière s'impose.

Sur ce point, un modèle décrivant la pression et le débit dans la boue est nécessaire pour obtenir un contrôle de la pression optimale. Des modèles simples à paramètres localisés sont souvent appliqués à cet effet ([76], [77], [78], [79], [80]). Le modèle doit capturer la dynamique dominante dans le trou et en même temps être assez simple pour résoudre les problèmes de contrôle.

Dans cette optique, tout d'abord, on se propose le long de ce chapitre d'étudier le système couplé formé par le fluide injecté et l'avance de la glissière (voir Figure 5.1). On commence par formuler des hypothèses permettant de simplifier notre modèle pour pouvoir ensuite traiter le problème de stabilité.

5.2 Modélisation du phénomène d'injection fluide

Avant l'élaboration d'un modèle, on commence par présenter quelques hypothèses. Ainsi, on suppose que le fluide de forage (boue) est un liquide visqueux, ce qui signifie que l'écoulement est complètement décrit par les équations fondamentales suivantes :

- Viscosité : qui est en fonction de la pression et de la température.
- Densité : qui dépend de la pression et de la température.
- Conservation de la masse : Le bilan des masses.
- Conservation du moment : Le bilan des forces, ou la deuxième loi de Newton.
- Conservation de l'énergie : Le bilan énergétique, ou la première loi de la thermodynamique.

5.2.1 Viscosité

L'effet principal de la viscosité est lié aux pertes de charge (dû au frottement dans l'écoulement). La viscosité d'un liquide diminue fortement lorsque la température augmente. En général on définit la viscosité par :

$$\nu = \nu(P, T) \tag{5.1}$$

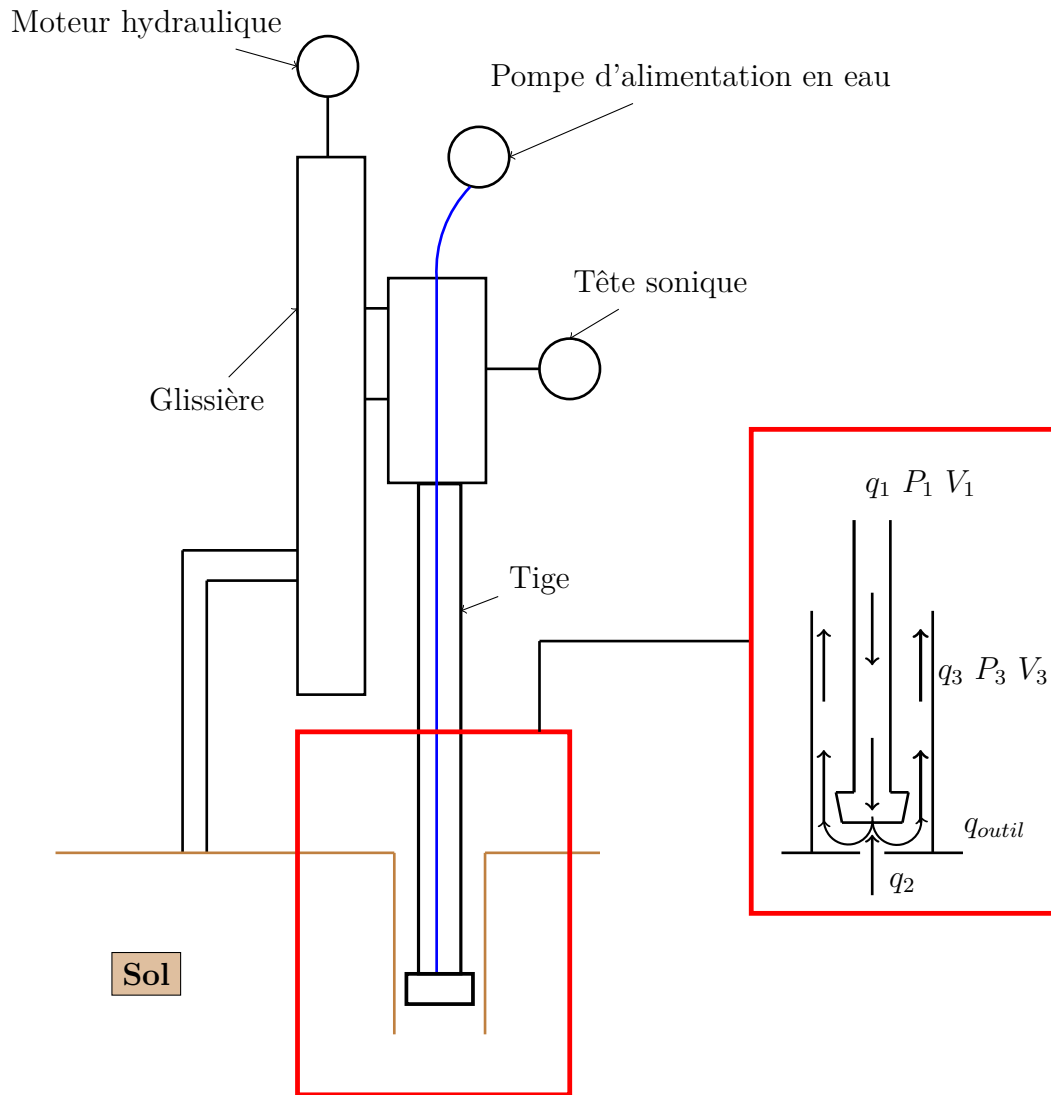


FIGURE 5.1 – Schéma du processus de forage

où P et T sont respectivement la pression et la température d'un fluide lors d'un écoulement.

En fait, dans le cas d'un fluide injecté au cours du forage, Maglione et al [81] ont prouvé que la viscosité dépend uniquement de la température tout en négligeant l'effet de la pression. La viscosité est donc donnée par :

$$\nu = \nu_0 e^{-\lambda(T-T_0)} \quad (5.2)$$

avec ν_0 représentant la viscosité du fluide pour une température T_0 donnée et λ est une constante qui dépend du fluide.

5.2.2 Densité

En générale, la densité d'un fluide dans un écoulement est décrite par

$$\rho = \rho(P, T) \quad (5.3)$$

Puisque les changements de densité en fonction de la pression et de la température sont très faibles pour un liquide, il est courant d'utiliser l'équation linéarisée autour de (P_0, T_0)

$$\rho = \rho_0 + \frac{\rho_0}{\beta}(P - P_0) - \rho_0\alpha(T - T_0) \quad (5.4)$$

avec

$$\beta = \rho_0 \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_{(P_0, T_0)} \quad (5.5)$$

$$\alpha = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{(P_0, T_0)} \quad (5.6)$$

Dans ce qui suit, nous utilisons un modèle simplifié pour la dynamique de la pression dans le système basé sur la forme différentielle suivante :

$$d\rho = \frac{\rho_0}{\beta} dP \quad (5.7)$$

où on néglige la dynamique de la température. En effet, une modification de la densité en raison des changements de température est souvent négligeable.

5.2.3 Principe de conservation de la masse

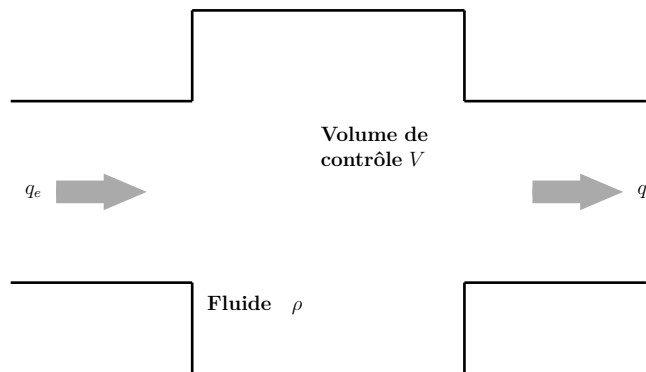


FIGURE 5.2 – Volume de contrôle

Pour un volume de contrôle V avec une densité moyenne ρ (voir Figure 5.2), la loi de conservation de la masse est donnée par :

$$\frac{d}{dt}(\rho V) = \rho_e q_e - \rho_s q_s \quad (5.8)$$

avec,

q_e : la somme des débits massiques entrants

q_s : la somme des débits massiques sortants

Pour obtenir une forme plus pratique, nous pouvons réécrire (5.8) à l'aide de (5.7)

$$\rho_0 \frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt} = -\rho \frac{dV}{dt} + \rho_e q_e - \rho_s q_s \quad (5.9)$$

où ρ_0 est le point de linéarisation de l'équation (5.4) et P représente la pression moyenne dans un volume de contrôle V .

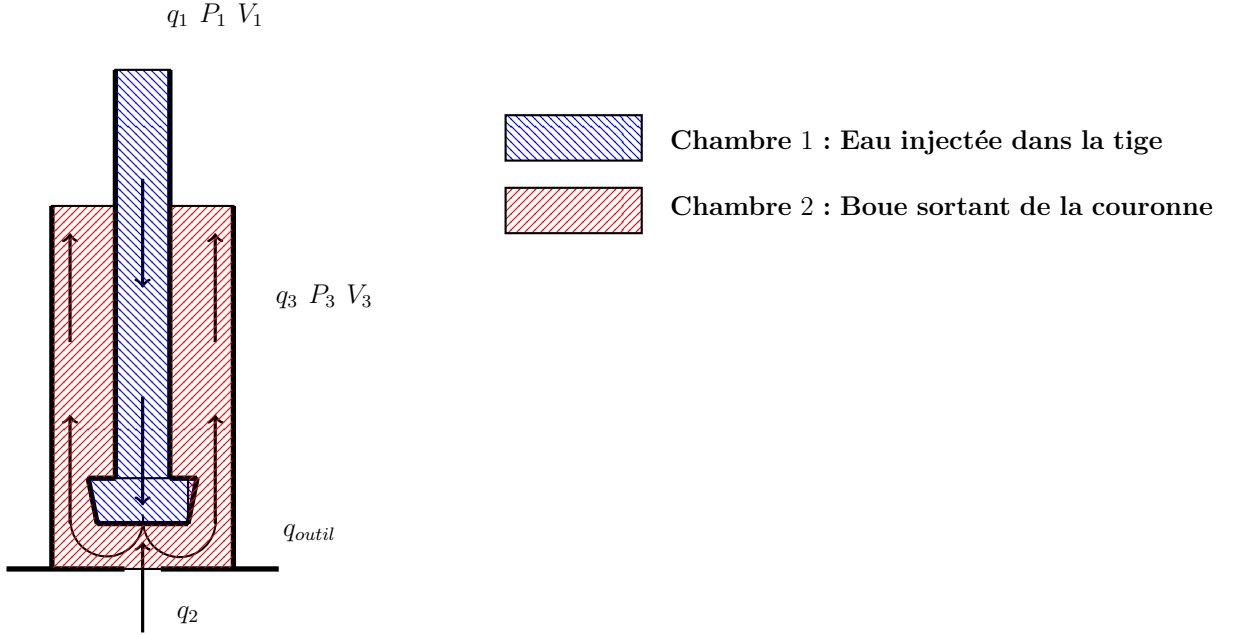


FIGURE 5.3 – Loi de conservation de la masse appliquée dans la tige et la couronne

Considérons tout d'abord le premier volume de contrôle dans le train de tiges (chambre 1 sur la Figure 5.3), en se basant sur l'équation (5.9) on a

$$\frac{V_1}{\beta_1} \dot{P}_1 = q_1 - q_{outil} \quad (5.10)$$

où V_1 est le volume du train de tiges, β_1 est le module de compressibilité, q_1 est le débit de la pompe et q_{outil} est le débit par l'intermédiaire de l'outil. Notons que les densités dans la chambre 1 sont supposées égales ($\rho_0 = \rho = \rho_e = \rho_s$) et que le volume du train de tiges est constant, par conséquent $\frac{dV_1}{dt} = 0$.

Maintenant, on applique la loi de conservation de la masse dans la couronne (chambre 2 sur la figure 5.3). De même, Les densités sont supposées égales ($\rho_0 = \rho = \rho_e = \rho_s$). En appliquant l'équation (5.9) dans la couronne (chambre 2), on a

$$\frac{V_3}{\beta_3} \dot{P}_3 = q_{outil} + q_2 - q_3 - \frac{dV_3}{dt} \quad (5.11)$$

où V_3 est le volume de la couronne (qui n'est pas constant car il dépend de l'avancement de l'outil de forage), β_3 est le module de compressibilité de la boue, q_2 est le débit dû à

l'enlèvement de la terre par le trépan et q_3 est le débit sortant de la couronne (mélange). Notons que le volume de contrôle V_3 varie au cours du temps en fonction de la position de la glissière $V_3 = S_3x$, avec S_3 représentant la surface de la couronne. Par conséquent, $\frac{dV_3}{dt} = S_3v_g$ où v_g représente la vitesse de la glissière. Ainsi, l'équation (5.11) devient

$$\frac{V_3}{\beta_3} \dot{P}_3 = q_{outil} + q_2 - q_3 - S_3v_g \quad (5.12)$$

Le débit q_2 Le débit q_2 qui décrit la quantité du flux à travers la surface de contrôle (outil/sol) s'exprime par :

$$q_2(x, t) = \rho_3 v_{moy} S_{outil}$$

avec v_{moy} est la vitesse moyenne du fluide, S_{outil} désigne la surface de contrôle exercé par l'outil sur le sol et ρ_3 est la densité de la boue (mélange).

Signalons que l'enlèvement de la terre est dû à la vibration axiale de la tête (ces vibrations étudiées dans le deuxième chapitre de ce manuscrit sont modélisées par une EDP hyperbolique), par conséquent

$$q_2(x, t) = \rho_2 \frac{\partial u}{\partial t}(L, t) A$$

où $\frac{\partial u}{\partial t}(L, t)$ est le déplacement axial de l'onde de vibration.

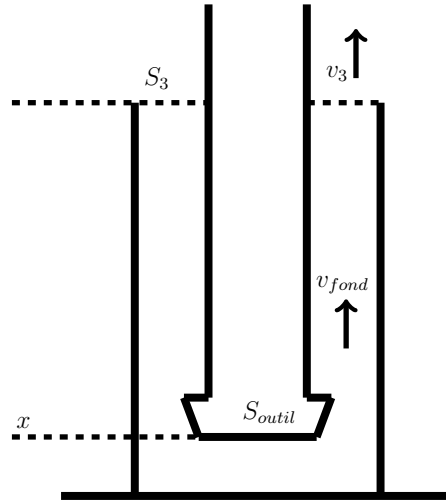


FIGURE 5.4 – Relation de Bernouilli

Le débit q_3 : Pour la détermination du débit q_3 , on utilise la relation de Bernouilli dans la couronne. En fait, deux cas de figure se présente :

Cas 1 : Écoulement permanent

On considère un fluide incompressible de masse volumique ρ en écoulement permanent sans frottement le long de la couronne. On constate qu'il n'y a pas de perte de charge et l'équation de Bernouilli (voir Figure 5.4) est donnée par

$$P_{fond} + \frac{1}{2} \rho_3 v_{fond}^2 + \rho_3 g x = P_3 + \frac{1}{2} \rho_3 v_3^2$$

Il y a par ailleurs une continuité du débit massique d'où on a

$$\rho_3 v_{fond} S_{outil} = \rho_3 v_3 S_3$$

et comme $q_3 = v_3 S_3$, alors :

$$q_3 = S_3 \left[\frac{2}{\rho_3 \left(\left(\frac{S_3}{S_{outil}} \right)^2 - 1 \right)} (P_3 - P_{fond} - \rho_3 g x) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.13)$$

Cas 2 : Écoulement turbulent

Dans un écoulement turbulent, il y a une accélération du liquide accompagnée d'une importante perte de charge ($P_{fond} - P_3$). En appliquant la loi de Bernoulli nous obtenons :

$$\begin{aligned} (P_{fond} + \frac{1}{2} \rho_3 v_{fond}^2 + \rho_3 g x) - (P_3 + \frac{1}{2} \rho_3 v_3^2) &= \frac{\rho_3 \bar{v}}{C_d^2} \frac{1}{2} \\ \left(\frac{P_{fond}}{\rho_3} + \frac{v_{fond}^2}{2} + g x \right) - \left(\frac{P_3}{\rho_3} + \frac{v_3^2}{2} \right) &= \frac{1}{C_d^2} \frac{\bar{v}}{2} \end{aligned} \quad (5.14)$$

où v_{fond} , v_3 et \bar{v} sont respectivement les vitesses du fluide au fond, à la sortie de la couronne et la vitesse moyenne et C_d est le coefficient de décharge.

En utilisant les relations de continuité entre les sections, nous obtenons l'expression du débit volumique suivante [82]

$$q_3 = C_d S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho_3} (P_{fond} - P_3 + g x)} \quad (5.15)$$

avec le coefficient $C_d = \frac{C_c}{\sqrt{1 - C_c^2 \left(\frac{S_3}{S_{outil}} \right)^2}}$.

Le coefficient de contraction C_c est déterminé expérimentalement selon la géométrie de la couronne et qui est égale dans notre cas à $C_c = 0.61$ (pour plus de détails voir [82]).

5.2.4 Loi de conservation des moments

Nous supposons que l'écoulement à travers le train de tiges et la couronne est traité comme unidimensionnel. L'équation aux dérivées partielles qui en résulte de la loi de conservation des moments selon une direction d'écoulement peut être décrite par :

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} = - \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\partial \tau}{\partial x} + \rho g \cos(\alpha) \quad (5.16)$$

où x est la coordonnée spatiale le long de la trajectoire d'écoulement, v est la vitesse de l'écoulement, τ est la pression de frottement visqueux, et α est l'angle de la trajectoire d'écoulement. Soit S la section transversale, nous pouvons réécrire (5.16) avec le débit $q = vS$ comme variable principale et on a par conséquent,

$$\frac{\rho}{S} \frac{\partial q}{\partial t}(x, t) = - \frac{\partial P}{\partial x}(x, t) - \frac{\partial \tau}{\partial x} + \rho g \cos(\alpha) \quad (5.17)$$

Le terme de frottement $\tau(x, t)$ est typiquement localisé en fonction de la vitesse du flux, qui tient compte de toutes les pertes dues au frottement en raison de la dissipation visqueuse, turbulence et les conditions d'écoulement non idéales causées par les restrictions et les changements de section.

En supposant que le fluide est homogène dans le volume de contrôle alors l'équation (5.17) peut être intégrée le long de la trajectoire d'écoulement pour obtenir l'équation suivante :

$$\begin{aligned}
 M(l_1, l_2) \frac{dq}{dt} &= P_1 - P_2 - F(l_1, l_2, q) + G(l_1, l_2, \rho) \\
 M(l_1, l_2) &= \int_{l_1}^{l_2} \frac{\rho(x)}{A(x)} dx \\
 F(l_1, l_2, q) &= \int_{l_1}^{l_2} \frac{\partial \tau(\frac{q}{A(x)})}{\partial x} dx \\
 G(l_1, l_2, \rho) &= \int_{l_1}^{l_2} \rho(x) g \cos(\alpha(x)) dx
 \end{aligned} \tag{5.18}$$

Ici, P_1 est la pression en $x = l_1$ et P_2 est la pression en $x = l_2$.

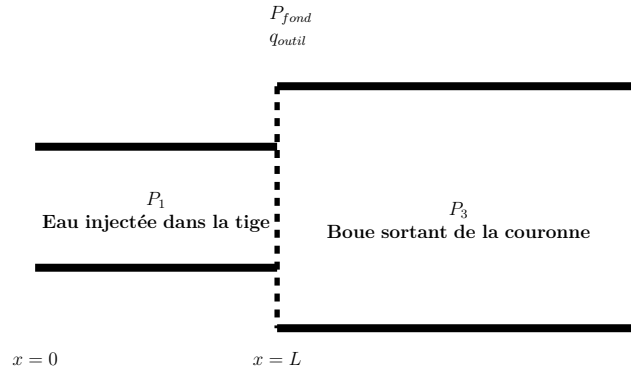


FIGURE 5.5 – Schéma simplifié expliquant la loi de conservation des moments

Dans cet ordre d'idées et en ce qui concerne notre modèle de forage (voir Figure 5.5), on applique la formule précédente (5.18) en $x = 0$ qui désigne l'emplacement de la pompe dont la pression est P_1 et $x = L$ est la position du débit. La pression dans la chambre 2 est P_3 . Le débit qu'on cherche est celui de l'outil q_{outil} . Ainsi, on donne le modèle simplifié suivant entre $x = 0$ et $x = L$:

$$M \dot{q}_{outil} = P_1 - P_3 - F(q_{outil}) + G(\rho) \tag{5.19}$$

avec $M = M(0, L)$ est une constante, $F(q_{outil}) = F(0, L, q_{outil}, \nu)$ et $G(\rho) = G(0, L, \rho)$, dans ce modèle le terme hydrostatique est donné par

$$G(\rho) = \Delta \rho g h_{fond}(x)$$

avec $h_{fond}(x)$ est la longueur du trou creusé et $\Delta \rho = \rho_1 - \rho_3$. La pression au fond du trou peut être décrite par la pression P_1 via l'espace du train de tiges ou par la pression P_3 à

travers l'espace de la couronne. En appliquant la relation de Bernoulli à travers l'espace couronne ou l'espace train de tiges on trouve :

$$P_{fond} = P_1 + F_1(q_{outil}) - \rho_1 g h_{fond}(x) \quad (5.20)$$

$$P_{fond} = P_3 + F_3(q_{outil}) + \rho_3 g h_{fond}(x) \quad (5.21)$$

avec $F_1(q_{outil})$ et $F_3(q_{outil})$ sont respectivement les pertes de charge dans le train de tiges et la couronne.

5.3 Dynamique de l'avance de la glissière

Pour établir les équations dynamiques du mouvement de la glissière, il est indispensable d'établir le bilan des forces appliquées sur la machine de forage.

Considérons que l'ensemble (glissière, outil, tête) est incliné d'un angle α par rapport à l'horizontal (voir Figure 5.6).

On suppose que la masse de l'ensemble mobile est égale à M . A partir de la loi fonda-

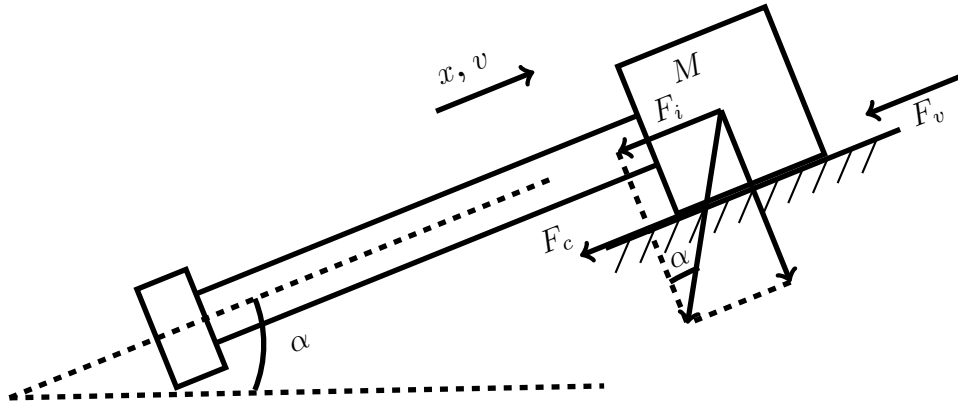


FIGURE 5.6 – Forces agissant sur la glissière

mentale de la dynamique, nous avons

$$M\gamma = \sum \vec{F}$$

avec γ est l'accélération du centre d'inertie du corps mobile (tête sonore + train de tiges + trépan) de masse M et de vitesse v_g . En faisant un bilan des forces dans l'unique direction du système, c'est à dire la direction x , nous obtenons

$$M\ddot{x} = F_i + F_v + F_c + \tau \quad (5.22)$$

avec :

$F_i = Mg \sin(\alpha)$: force gravitationnelle.

$F_v = -K_v v_g$: force de frottement visqueux.

$F_c = -K_s \text{sign}(v_g) v_g$: force de frottement sec.

τ : entrée de commande provenant d'un moteur hydraulique (génère l'effort de poussé sur

le train de tiges par l'intermédiaire de la glissière).

Par conséquent, on a

$$M\ddot{x} = Mg \sin(\alpha) - K_v v_g - K_s \text{sign}(v_g) v_g + \tau$$

Ce qui nous permet d'écrire les équations décrivant la dynamique de l'avance de la glissière sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} \dot{x} &= v_g \\ \dot{v}_g &= g \sin(\alpha) - \frac{K_v}{M} v_g - \frac{K_s}{M} \text{sign}(v_g) v_g + \frac{1}{M} \tau \end{aligned} \quad (5.23)$$

5.4 Un modèle global du système couplé

L'injection du fluide et le déplacement de la glissière au cours de la réalisation du pré-soutènement permet non seulement l'évitement du bouchage mais aussi l'évacuation des déblais au fond. En vue d'automatiser ce processus, on cherche à stabiliser la pression au fond. De là, on présente un modèle global couplant les deux phénomènes qu'on vient de citer, en tenant compte de la dynamique de pression au fond du trou et de la dynamique de la glissière.

Ainsi, on obtient le système suivant :

$$\begin{aligned} \frac{V_1}{\beta_1} \dot{P}_1 &= u_1 - q_{outil} \\ M \dot{q}_{outil} &= P_1 - P_3 - F(q_{outil}) + (\rho_1 - \rho_3) g h_{fond}(x) \\ \frac{V_3}{\beta_3} \dot{P}_3 &= q_{outil} + q_2 - q_3 - S_3 v_g \\ \dot{v}_g &= u_2 \\ \dot{x} &= v_g \end{aligned} \quad (5.24)$$

avec $u_1 = q_1$ représentant une entrée de commande et $u_2 = g \sin(\alpha) - \frac{K_v}{M} v_g - \frac{K_s}{M} \text{sign}(v_g) v_g + \frac{1}{M} \tau$ désigne la deuxième commande. On considère dans un premier temps que ces deux entrées de commandes u_1 et u_2 sont les seules qui permettent de réguler la pression au fond, la vitesse et la position de la glissière simultanément.

Remarque 1. *On considère que le phénomène des vibrations axiales est indépendant du système d'injection fluide, ceci implique que la fréquence de résonance de l'outil de forage n'est pas impactée par la pression du fluide injecté.*

En effet, dans le cas contraire, on aura affaire à un modèle couplant l'EDP représentant la dynamique des vibrations axiale le long du train de tiges ainsi que le système d'équations différentielles ordinaires associé au processus d'injection du fluide au cours du forage et aussi le mouvement de la glissière.

Le nouveau modèle sera donné par les équations suivantes :

$$\begin{aligned}
AEu_{xx}(x, t) - \rho Au_{tt}(x, t) - \beta u_t(x, t) &= 0 \\
AEu_x(0, t) &= \alpha u_t(0, t) - H(t) \\
AEu_x(L, t) + Mu_{tt}(L, t) &= -F(u_t(L, t)) \\
q_2(x, t) &= \rho_2 Au_t(L, t) \\
\frac{V_1}{\beta_1} \dot{P}_1 &= u_1 - q_{outil} \\
M\dot{q}_{outil} &= P_1 - P_3 - F(q_{outil}) + (\rho_1 - \rho_3)gh_{fond}(x) \\
\frac{V_3}{\beta_3} \dot{P}_3 &= q_{outil} + q_2(x, t) - q_3(x, t) - S_3 v_g \\
\dot{v}_g &= u_2 \\
\dot{x} &= v_g
\end{aligned} \tag{5.25}$$

5.5 Conclusion

Ce chapitre a été consacré à la représentation de la dynamique du système couplé formé par le fluide injecté et le mouvement de la glissière. Pour ce faire, dans un premier temps, une étude physique a été conduite pour établir le modèle décrivant la dynamique du fluide injecté au cours du processus du pré-soutènement des tunnels. A cet effet, on a eu recours à la loi de conservation de la masse afin d'établir les équations différentielles représentant les pressions dans le train de tige ainsi que dans la couronne. Ensuite, la loi de conservation des moments et la relation de Bernoulli ont été utilisés pour exprimer la dynamique du débit de l'outil et les débits sortants de la couronne. Finalement, à l'aide du principe fondamentale de la dynamique, on a pu définir les équations du mouvement de la glissière.

Le modèle obtenu est un système d'équations différentielles non linéaire de dimension cinq. Ce modèle sera utilisé par la suite dans l'optique de construire des lois de commande pour stabiliser la pression au fond du trou de forage ainsi que la vitesse et la position de la glissière.

Chapitre 6

contrôle de l'ensemble fluide injecté et de la glissière

6.1 Introduction

L'objectif essentiel de ce mémoire étant l'automatisation des machines de forage de tunnel pour pouvoir à terme robotiser le processus de pré-soutènement dans le cadre de l'utilisation de la méthode conventionnelle. Pour cela, après le fait d'étudier et contrôler les vibrations axiales produites lors du forage dans la première partie de ce manuscrit, on a également besoin d'automatiser l'opération de lubrification ainsi que le mouvement de la glissière. En effet, au cours du forage pour éviter le bouchage au fond, des déblais de fond de trou doivent être évacués et transportés par l'injection d'un fluide.

A ce propos, la problématique majeure empêchant l'automatisation de ce procédé consiste à la difficulté de contrôler la pression au fond. A vrai dire, ce problème a été récemment étudié dans le domaine pétrolier. En fait, le contrôle de la pression annulaire dans un puits de pétrole au cours du forage peut être une tâche difficile, en raison de la dynamique très complexes de l'écoulement qui est potentiellement constitué de boue de forage, de pétrole, de gaz et des déchets. Comme solution, la méthode du forage sous pression contrôlée permet de contourner cette difficulté (pour plus de détails voir [83], [84]).

Puisque les mesures de pression de fond sont au mieux peu fiables en raison de la lenteur d'échantillonnage ou de la présence de retards, le facteur majeur des systèmes utilisés dans les méthodes de contrôle est un estimateur de la pression au fond.

Dans [85], un filtre de Kalman "unscented" exploitant des mesures de fond de puits est utilisé pour régler la perte de pression due au frottement prévue à la fois dans le train de tiges et l'espace annulaire. Pour faciliter la conception du modèle de l'observateur ainsi que du contrôleur, des modèles d'ordre inférieur pour la pression de fond ont été développés dans [86]. En utilisant ces modèles composés seulement de trois équations différentielles ordinaires, des observateurs adaptatifs non linéaires ont été présentés dans [87], [88].

Une commande prédictive pour un modèle non linéaire en combinaison avec un filtre de

Kalman "unscented" a été utilisée dans [89] pour contrôler la pression de fond de puits sur la base d'un modèle d'écoulement à deux phases présenté dans [90]. Il existe un potentiel important pour améliorer les systèmes de contrôle et d'estimation existants.

Comme on l'a déjà expliqué précédemment, la méthode du forage sous pression contrôlée n'a pas été appliquée dans le domaine tunnelier. En fait, dans le domaine pétrolier, la pression au fond peut être déduite par celle présente en haut du train de tiges et qui est en plus mesurable par des capteurs. Par contre, l'espace annulaire du système de forage tunnelier est ouvert, d'où l'impossibilité de mesure de la pression à la sortie de la couronne. Par conséquent, on se propose dans ce qui suit d'adapter cette nouvelle technique de contrôle de pression sur le forage des tunnels et ceci en utilisant un modèle décrivant le processus complet.

Dans ce chapitre, on s'intéresse au contrôle de la pression au fond au cours de l'application de la méthode conventionnelle dans le domaine tunnelier. Tout d'abord, on commence par simplifier le modèle représentant la dynamique de l'injection du fluide par une pompe le long du train de tiges et qui remonta ensuite en haut à travers l'espace annulaire, en plus du mouvement de translation de la glissière. Ensuite, on se propose de construire une commande basée sur un observateur afin de stabiliser le système retenu dans la section précédente.

6.2 Modèle utilisé

On considère le modèle global décrivant le processus de lubrification lors du pré-soutènement des tunnels. Le système est commandé par deux entrées de contrôle. La première commande agit sur le débit de la pompe d'injection et la deuxième permet de contrôler la glissière en termes de position et vitesse.

Soit le modèle suivant :

$$\begin{aligned} \frac{V_1}{\beta_1} \dot{P}_1 &= u_1 - q_{outil} \\ M \dot{q}_{outil} &= P_1 - P_3 - F(q_{outil}) + g(\rho_1 L - \rho_3 x) \\ \frac{V_3}{\beta_3} \dot{P}_3 &= q_{outil} + q_2 - q_3 - S_3 v_g \\ \dot{v}_g &= u_2 \\ \dot{x} &= v_g \end{aligned} \tag{6.1}$$

On peut aussi rappeler l'expression de la pression au fond du trou qui est donnée par :

$$P_{fond} = P_3 - \rho_3 g x + F_a q_{outil}^2 \tag{6.2}$$

La première étape de notre étude de contrôle du processus de lubrification consiste à définir l'ensemble des points d'équilibre du système global (6.1). A cet effet, on commence par donner la définition suivante :

Définition 1. *Considérons le système non linéaire à temps continu suivant*

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) \tag{6.3}$$

où $x \in \mathbb{R}^n$ est l'état du système, t désigne le temps et $u \in \mathbb{R}^m$ est la commande. (\bar{x}, \bar{u}) est un point d'équilibre du système (6.3) si : $f(\bar{x}, \bar{u}) = 0$.

En effet, dans le système de forage des tunnels la couronne est ouverte. Par conséquent, la pression P_3 et le débit de la boue de forage q_3 ne sont pas disponible pour la mesure. Ainsi, il sera nécessaire de construire un observateur afin d'estimer ces variables.

A savoir que dans la littérature et plus précisément dans le domaine pétrolier, il y avait eu recourt à différentes méthodes pour développer des modèles d'observation. En plus, comme dans leur cas, la seule variable non mesurable est le débit de l'outil, alors des observateurs adaptatifs ont été développés dans [88] et [91].

Signalons que le volume dans la couronne n'est pas constant ($V_3(t)$). De ce fait, on peut le réécrire en fonction du déplacement de la glissière et ainsi on obtient :

$$V_3(t) = V_0 + Sx$$

Par conséquent, le modèle (6.1) devient :

$$\begin{aligned} \frac{V_1}{\beta_1} \dot{P}_1 &= u_1 - q_{outil} \\ M \dot{q}_{outil} &= P_1 - P_3 - F(q_{outil}) + g(\rho_1 L - \rho_3 x) \\ \frac{V_0 + Sx}{\beta_3} \dot{P}_3 &= q_{outil} + q_2 - q_3 - S_3 v_g \\ \dot{v}_g &= u_2 \\ \dot{x} &= v_g \end{aligned} \quad (6.4)$$

Pour simplifier le modèle, en d'autres termes dans le but d'avoir zéro comme point d'équilibre, on considère le changement de variables suivant :

$$\begin{aligned} x_1 &= P_1 + \rho_1 g L \\ x_2 &= q_{outil} \\ x_3 &= P_3 \\ x_4 &= v_g \\ x_5 &= x \end{aligned}$$

et soit

$$a_2(t) = \frac{\beta_3}{V_0 + Sx}$$

Ainsi que les nouveaux paramètres donnés par :

$$a_1 = \frac{\beta_1}{V_1}, b_1 = \frac{1}{M}, \theta_1 = \frac{\rho_3 g}{M}, \theta_2 = S_3$$

On remarque que la variable x dépend de la longueur de la tige ($0 \leq x \leq L$), par conséquent $a_2(t) \in [\frac{\beta_3}{V_0 + SL}, \frac{\beta_3}{V_0}]$ c'est à dire bornée.

D'après les changements de variables cités ci-dessus, on obtient le modèle suivant :

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1 &= a_1(u_1 - x_2) \\
 \dot{x}_2 &= b_1(x_1 - x_3 - F(x_2)) - \theta_1 x_5 \\
 \dot{x}_3 &= a_2(t)(x_2 + q_2 - q_3 - \theta_2 x_4) \\
 \dot{x}_4 &= u_2 \\
 \dot{x}_5 &= x_4
 \end{aligned} \tag{6.5}$$

Dans la suite, on s'intéresse à la conception d'un observateur afin de pouvoir estimer les variables non mesurables. A cet égard, il est essentiel de fixer certaines hypothèses.

Hypothèse 1. *On considère que la perte de charge $F(q_{outil})$ est donnée par l'expression suivante : $F(q_{outil}) = (F_c + F_{tr})x_2^2$ avec F_c et F_{tr} , désignant respectivement les coefficients de frottement au niveau de la couronne et du train de tiges, sont constants.*

Hypothèse 2. *P_1 , x et v_g sont mesurables et bornés.*

Hypothèse 3. *Tout les états du modèle simplifié (6.5) sont bornés ($x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 \in \mathcal{L}_\infty$).*

Soit le changement de coordonnées suivant :

$$\begin{aligned}
 z_1 &= x_1 \\
 z_2 &= -a_1 x_2 \\
 z_3 &= a_1 b_1 x_3 + a_1 b_1 \Omega x_2^2 \\
 z_4 &= x_4 \\
 z_5 &= x_5
 \end{aligned} \tag{6.6}$$

tel que $\Omega = F_c + F_{tr}$

On peut vérifier que ce changement est inversible.

Il s'en suit que le système peut être réécrit sous la forme :

$$\begin{aligned}
 \dot{z}_1 &= z_2 + a_1 u_1 \\
 \dot{z}_2 &= z_3 - a_1 b_1 z_1 + a_1 \theta_1 z_5 \\
 \dot{z}_3 &= a_1 b_1 a_2(t) \left(-\frac{1}{a_1} z_2 + q_2 - q_3 - \theta_2 z_4 \right) - 2b_1^2 \Omega z_1 z_2 + 2\frac{b_1}{a_1} \Omega z_2 z_3 + 2b_1 \theta_1 \Omega z_2 z_5 \\
 \dot{z}_4 &= u_2 \\
 \dot{z}_5 &= z_4
 \end{aligned} \tag{6.7}$$

Étant donné que le système (6.7) est en cascade, on commence par construire un observateur à grand gain pour le premier sous-système présenté par le vecteur $Z_1 = (z_1, z_2, z_3)^T$.

Soit l'observateur suivant :

$$\begin{aligned}
\dot{\hat{z}}_1 &= \hat{z}_2 + a_1 u_1 - \frac{l_1}{\epsilon} e_1 \\
\dot{\hat{z}}_2 &= \hat{z}_3 - a_1 b_1 z_1 + a_1 \theta_1 z_5 - \frac{l_2}{\epsilon^2} e_1 \\
\dot{\hat{z}}_3 &= a_1 b_1 a_2(t) \left(-\frac{1}{a_1} \hat{z}_2 + q_2 - \hat{q}_3 - \theta_2 z_4 \right) \\
&\quad - 2b_1^2 \Omega z_1 \hat{z}_2 + 2\frac{b_1}{a_1} \Omega \hat{z}_2 \hat{z}_3 + 2b_1 \theta_1 \Omega \hat{z}_2 z_5 - \frac{l_3}{\epsilon^3} e_1
\end{aligned} \tag{6.8}$$

avec l_1, l_2 et l_3 sont les gains et $\epsilon \in]0, 1[$.

On définit l'erreur par $e_i = z_i - \hat{z}_i$ pour $i = 1, 2, 3$.
A partir des deux modèles (6.7) et (6.8), le modèle d'erreur du premier sous-système est donné par :

$$\begin{aligned}
\dot{e}_1 &= e_2 + \frac{l_1}{\epsilon} e_1 \\
\dot{e}_2 &= e_3 + \frac{l_2}{\epsilon^2} e_1 \\
\dot{e}_3 &= a_1 b_1 a_2(t) \left(-\frac{1}{a_1} e_1 + e_{q_2} - e_{q_3} \right) \\
&\quad - 2b_1 \Omega (b_1 z_1 e_2 - \frac{1}{a_1} (z_2 z_3 - \hat{z}_2 \hat{z}_3) - \theta_1 z_5 e_2) + \frac{l_3}{\epsilon^3} e_1
\end{aligned} \tag{6.9}$$

Proposition 3. *Le choix adéquat des gains l_i et ϵ permet de conclure que l'origine du sous-système d'erreur (6.9) est asymptotiquement stable.*

Preuve 10. *On peut réécrire le sous-système (6.9) sous la forme matricielle compacte suivante :*

$$\dot{E} = AE + G(Z_1, t) \tag{6.10}$$

où

$$\begin{aligned}
E &= (e_1, e_2, e_3)^T \\
G(Z_1, t) &= (0, 0, f(Z_1, t))^T \\
f(Z_1, t) &= a_1 b_1 a_2(t) \left(-\frac{1}{a_1} e_1 + e_{q_2} - e_{q_3} \right) \\
&\quad - 2b_1 \Omega (b_1 z_1 e_2 - \frac{1}{a_1} (z_2 z_3 - \hat{z}_2 \hat{z}_3) - \theta_1 z_5 e_2)
\end{aligned} \tag{6.11}$$

et

$$A = \begin{pmatrix} \frac{l_1}{\epsilon} & 1 & 0 \\ \frac{l_2}{\epsilon^2} & 0 & 1 \\ \frac{l_3}{\epsilon^3} & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Afin de choisir les gains adéquats permettant une convergence asymptotique de l'observateur proposé, on commence par attribuer la valeur 1 à ϵ . Ensuite, avec un placement des pôles à $\{-0.1, -0.2, -0, 3\}$, on obtient la matrice des gains $L = (\frac{1}{\epsilon}, \frac{1}{\epsilon^2}, \frac{1}{\epsilon^3})^T$ suivante :

$$L = \begin{pmatrix} 0,6 \\ 0,11 \\ 0,006 \end{pmatrix}$$

Reste à montrer que le terme $G(Z_1, t)$ est lipschitzien.

En effet, il est clair que la fonction $f(Z_1, t)$ est lipschitzienne puisqu'elle est continûment dérivable sur un intervalle réel fermé borné.

Enfin, en utilisant la théorie de perturbation, le système d'erreur (6.9) converge asymptotiquement vers zéro ($e_i(t) \rightarrow 0, t \rightarrow \infty \forall i = 1, \dots, 5$)

Dans la suite, on se propose d'étudier le deuxième sous-système. Soit le modèle suivant :

$$\begin{aligned} \dot{z}_4 &= u_2 \\ \dot{z}_5 &= z_4 \end{aligned} \tag{6.12}$$

Proposition 4. *Le choix adéquat de la matrice des gains L_2 permet de prouver que l'origine du sous-système d'erreur (6.12) est asymptotiquement stable.*

Preuve 11. *Le sous-système (6.12) peut être écrit sous la forme compacte suivante :*

$$\dot{Z}_2 = A_2 Z_2 + BU \tag{6.13}$$

tel que $Z_2 = (z_4, z_5)^T$, $B = (1, 0)^T$, $U = (u_2, 0)$ et

$$A_2 = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \end{pmatrix}$$

On considère l'observateur de Luenberger suivant :

$$\dot{\hat{Z}}_2 = A_2 \hat{Z}_2 + BU + L_2 C(Z_2 - \hat{Z}_2) \tag{6.14}$$

où $C = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$

Ainsi le modèle d'erreur est donné par :

$$\dot{E}_2 = (A_2 - L_2 C)E_2 \tag{6.15}$$

avec L_2 est le gain de l'observateur qui assure la stabilité asymptotique du système d'erreur.

On place les pôles à $\{-0.1, -0.2\}$, alors on obtient la matrice des gains L_2 suivante :

$$L_2 = \begin{pmatrix} 0,1 & 0 \\ 1 & 0,2 \end{pmatrix}$$

Remarque 2. *L'estimation de la pression au fond est donnée par (6.2) :*

$$\hat{P}_{fond} = \hat{P}_3 + \rho_3 g x + F_a \hat{q}_{outil}^2$$

Puisque $P_3 \rightarrow \hat{P}_3$, $q_{outil} \rightarrow \hat{q}_{outil}$ et $q_{outil} \in \mathcal{L}_\infty$, alors on a $P_{fond} \rightarrow \hat{P}_{fond}$ pour $t \rightarrow \infty$.

6.3 Commande basée sur l'observateur

Cette section est dédiée à la conception des lois de commande permettant de stabiliser le modèle (6.5). Dans ce but, on a intérêt à stabiliser le système formé par le modèle initial (6.5) ainsi que le modèle d'erreur (6.9).

Ainsi, on considère le système augmenté suivant :

$$\begin{aligned}
\dot{z}_1 &= z_2 + a_1 u_1 \\
\dot{z}_2 &= z_3 - a_1 b_1 z_1 + a_1 \theta_1 z_5 \\
\dot{z}_3 &= a_1 b_1 a_2(t) \left(-\frac{1}{a_1} z_2 + q_2 - q_3 - \theta_2 z_4 \right) - 2b_1^2 \Omega z_1 z_2 + 2\frac{b_1}{a_1} \Omega z_2 z_3 + 2b_1 \theta_1 \Omega z_2 z_5 \\
\dot{z}_4 &= u_2 \\
\dot{z}_5 &= z_4 \\
\dot{e}_1 &= e_2 + \frac{l_1}{\epsilon} e_1 \\
\dot{e}_2 &= e_3 + \frac{l_2}{\epsilon^2} e_1 \\
\dot{e}_3 &= a_1 b_1 a_2(t) \left(-\frac{1}{a_1} e_1 + e_{q_2} - e_{q_3} \right) - 2b_1 \Omega (b_1 z_1 e_2 - \frac{1}{a_1} (z_2 z_3 - (z_2 - e_2)(z_3 - e_3))) - \theta_1 z_5 e_2 + \frac{l_3}{\epsilon^3} e_1 \\
\dot{e}_4 &= -0, 1 e_4 \\
\dot{e}_5 &= -0, 2 e_5
\end{aligned} \tag{6.16}$$

Rappelons que x_1 , x_4 et x_5 ainsi que les états restants sont disponibles à la mesure. Comme on l'a déjà montré dans la section précédente, on peut construire la pression de fond à partir de la conception de l'observateur.

Dans la proposition suivante, on construit les lois de commande u_1 et u_2 permettant de stabiliser le système (6.16) et ainsi stabiliser la pression au fond.

Proposition 5. *Les lois de commande suivantes :*

$$\begin{aligned}
u_1 &= -k_1 z_1 + (a_1 - 1) z_2 - k_2 \hat{z}_3 \\
u_2 &= -k_3 z_4 - k_4 z_5
\end{aligned} \tag{6.17}$$

assurent la stabilité asymptotique du système (6.16) avec $k_i > 0$, pour $i = 1, \dots, 4$.

Preuve 12. *En utilisant $\hat{z}_3 = z_3 - e_3$, le système (6.16) prend la forme compacte suivante :*

$$\dot{\Pi} = K\Pi + G(\Pi, t) \tag{6.18}$$

où

$$\Pi = (z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, e_1, e_2, e_3, e_4, e_5)^T$$

$$G(\Pi, t) = (0, 0, g_1(\Pi, t), 0, 0, 0, 0, g_2(\Pi, t), 0, 0)^T$$

avec

$$\begin{aligned}
 g_1(\Pi, t) &= a_1 b_1 a_2(t) \left(-\frac{1}{a_1} z_2 + q_2 - q_3 - \theta_2 z_4 \right) - 2b_1^2 \Omega z_1 z_2 \\
 &\quad + 2 \frac{b_1}{a_1} \Omega z_2 z_3 + 2b_1 \theta_1 \Omega z_2 z_5
 \end{aligned} \tag{6.19}$$

$$\begin{aligned}
 g_2(\Pi, t) &= a_1 b_1 a_2(t) \left(-\frac{1}{a_1} e_1 + e_{q_2} - e_{q_3} \right) \\
 &\quad - 2b_1 \Omega (b_1 z_1 e_2 - \frac{1}{a_1} (z_2 z_3 - \hat{z}_2 \hat{z}_3) - \theta_1 z_5 e_2)
 \end{aligned} \tag{6.20}$$

et

$$K = \begin{pmatrix} -k_1 a_1 & a_1 & -k_2 a_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_2 a_1 & 0 & 0 \\ -a_1 b_1 & 0 & 1 & 0 & a_1 \theta_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_3 & -k_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_1}{\epsilon} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_2}{\epsilon^2} & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_3}{\epsilon^3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_5 \end{pmatrix}$$

On choisit les gains k_1, k_2, k_3, k_4 de sorte que la matrice K soit de Hurwitz.

De plus, il est clair que les fonctions $g_1(\Pi, t)$ et $g_2(\Pi, t)$ sont lipschitziennes puisqu'elles sont continûment dérivables sur un intervalle réel fermé borné. Par conséquent, d'après la théorie de perturbations, on montre que le système (6.18) est asymptotiquement stable.

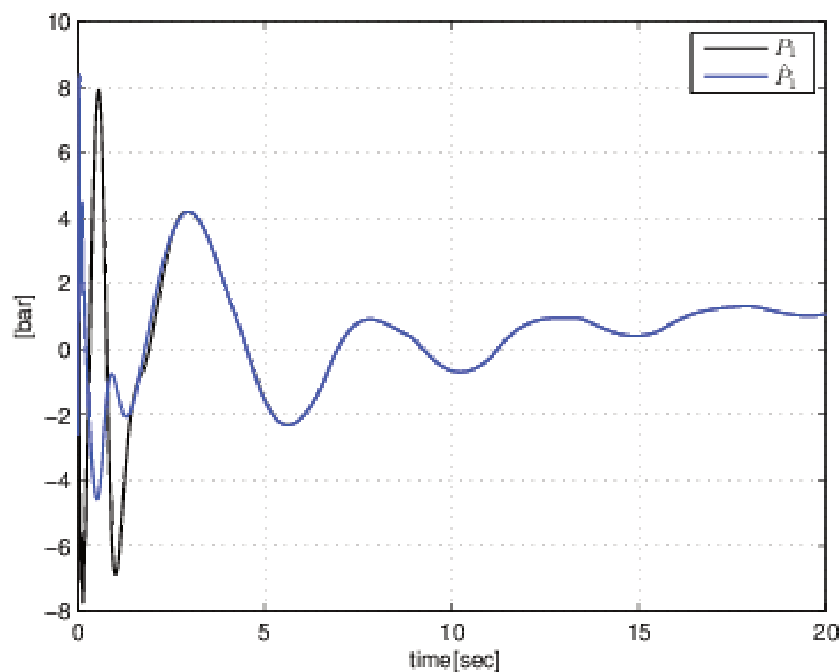
6.4 Simulations

Dans cette section, des résultats de simulation sont établis sur le modèle (6.16). Les tests de simulation effectués sont réalisés en utilisant le logiciel *Matlab*.

Les gains de l'observateur sont choisis comme suit $l_1 = -0.6$, $l_2 = -0.11$, $l_3 = -0.006$. En plus, les paramètres des lois de commande u_1 et u_2 sont donnés par $k_1 = 0.004$, $k_2 = 150$, $k_3 = 0.5$, et $k_4 = 150$. la longueur de la tige utilisée est $L = 15m$.

Les autres paramètres utilisés dans la simulation sont présentés dans le tableau suivant :

Paramètres	Valeur (SI)
β_1	1400
β_3	1400
M	73230.5
V_1	28.2743
$k=F_a+F_d$	0.185
ρ_1	1250
ρ_3	1250
S	$\pi * (0.25)^2$
g	9.81

FIGURE 6.1 – Pression de la pompe P_1 et \hat{P}_1

Les résultats de stabilisation sous la loi de commande basée observateur proposée dans la section précédente sont présentés dans les figures 6.1 jusqu'à 6.6. En effet, les estimations de l'observateur (6.8) sont comparées aux états du système (6.5).

La figure 6.1 représente la convergence de la pression de la pompe P_1 vers la valeur estimée \hat{P}_1 . On constate que la pression de la pompe principale converge vers $\rho_1 g L \cong 2 \text{ bars}$ pour $L = 15 \text{ m}$.

De même sur les autres figures, on remarque que les courbes des variables estimées \hat{P}_3 , \hat{q}_{bit} , \hat{q}_3 et \hat{P}_{dh} convergent asymptotiquement respectivement vers les courbes réelles \hat{P}_3 , \hat{q}_{bit} , \hat{q}_3 et \hat{P}_{dh} .

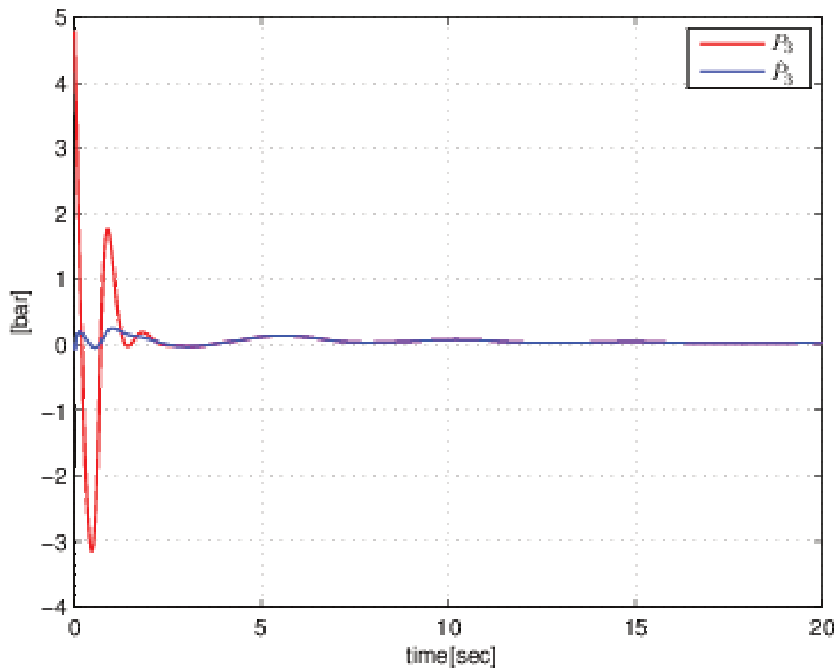


FIGURE 6.2 – Pression dans la couronne P_3 et \hat{P}_3

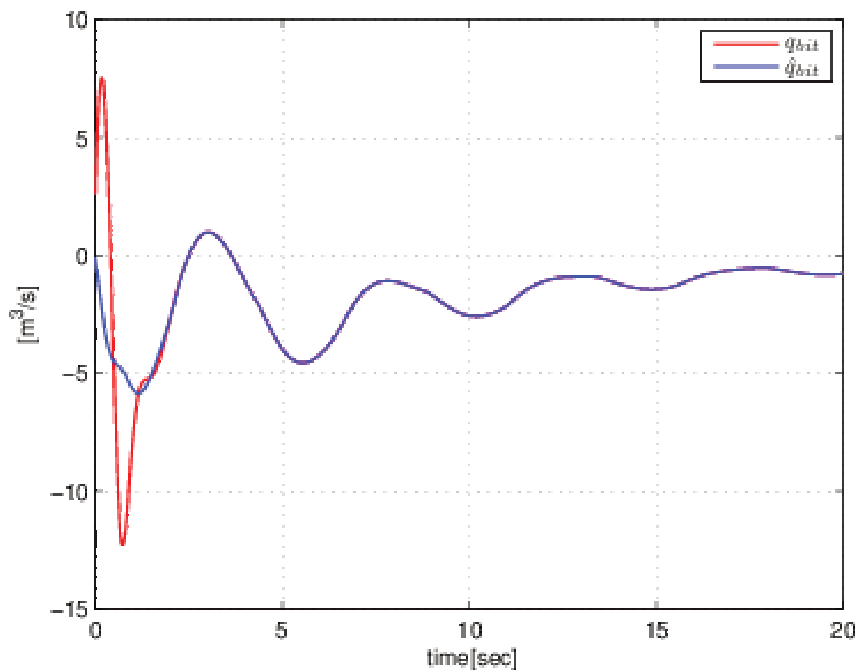
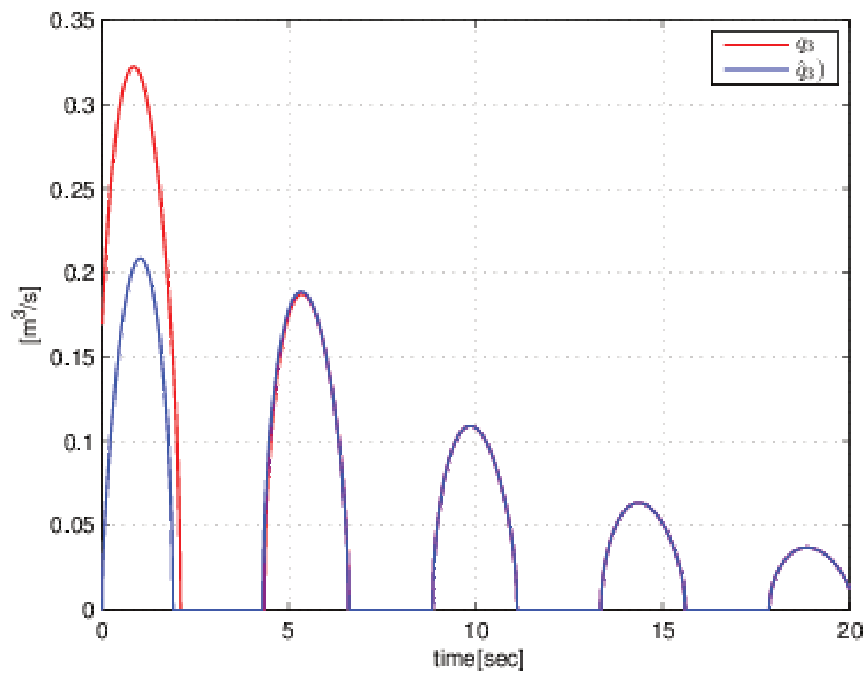
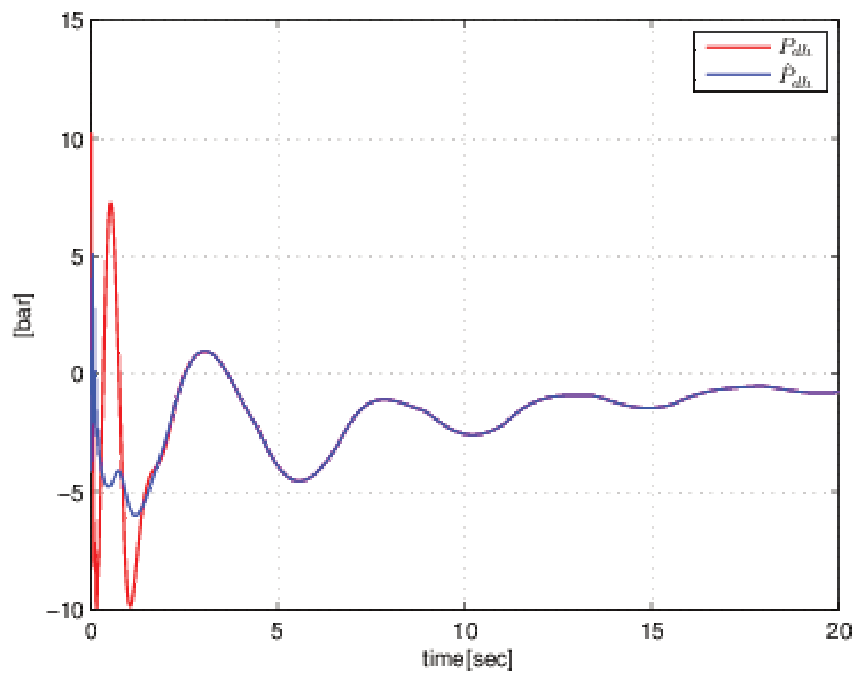


FIGURE 6.3 – Le débit de l'outil q_{bit} et \hat{q}_{bit}

FIGURE 6.4 – le débit dans la couronne q_3 et \hat{q}_3 FIGURE 6.5 – La pression au fond P_{dh} et \hat{P}_{dh}

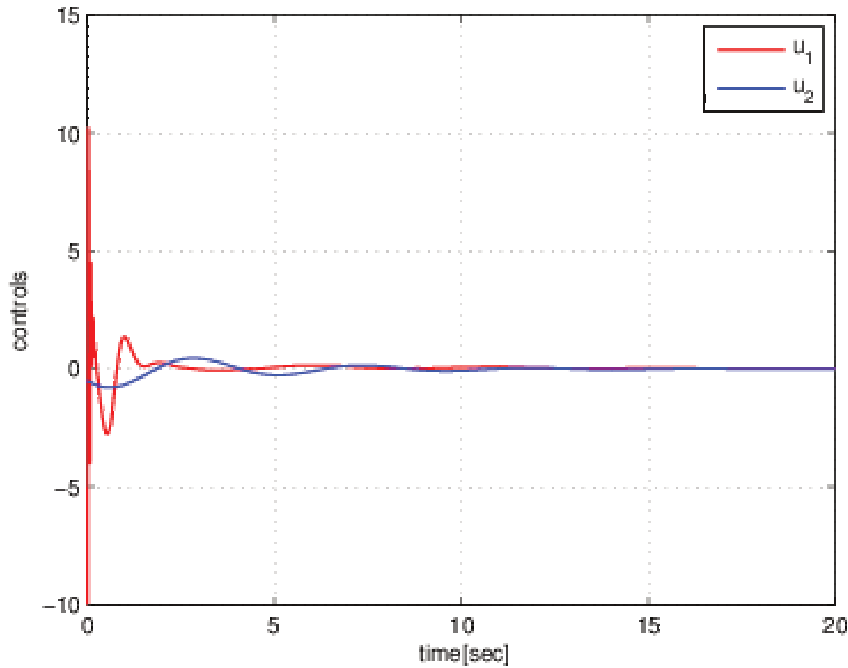


FIGURE 6.6 – le débit d'eau injecté $u_1 \triangleq q_1$ et la force de poussée u_2

6.5 Conclusion

La robotisation du processus de pré-soutènement des tunnels nécessite d'une part le contrôle des vibrations axiales produites lors du forage et d'autre part l'automatisation de l'opération de lubrification du train de tiges et l'avance de la glissière afin d'évacuer les déblais et éviter le bouchage au fond du trou.

A cette fin, il était primordial de contrôler la pression au fond qui s'effectue manuellement par un opérateur hautement qualifié. Également, un contrôle de la position et la vitesse de la glissière est essentiel dans le but à terme de robotiser le forage tunnelier.

Dans ce chapitre nous avons présenté une commande basée sur un observateur permettant de stabiliser la pression au fond. Pour cela, on a commencé par simplifier le modèle global défini dans le chapitre précédent. En fait, on a eu recours à des changements de variables afin d'avoir zéro comme point d'équilibre du système. Ensuite, vu que la couronne est ouverte, les mesures de la pression et du débit au fond (P_3 et q_3) n'étaient pas disponibles. De ce fait, un observateur a été conçu pour estimer ces variables. Cet observateur asymptotiquement stable nous a permis d'obtenir des estimations précises en utilisant les mesures disponibles.

Les performances de l'observateur ainsi que la commande proposés ont été validés par des tests de simulations. Ces résultats de simulations sont concluants et affichent une convergence asymptotique des valeurs estimées vers les états du système.

Les résultats théoriques et numériques satisfaisantes présentés dans cette deuxième partie vont nous servir par la suite dans l'instrumentation de la machine et la validation expérimentale, qui est notre objectif de la troisième problématique du travail de la présente thèse.

Troisième partie

Interfaçage des résultats sous LabVIEW et instrumentation de la machine vers une validation expérimentale

Chapitre 7

Vers une validation expérimentale

7.1 Introduction

Dans la quête d'automatiser le processus de pré-soutènement en forage sonique et à terme la conception d'une nouvelle génération de machines de forage automatiques, il est inéluctable d'implémenter les lois de commande proposées dans les deux premières parties du manuscrit. A cet égard, on s'intéresse à la réalisation d'un système d'acquisition et de commande temps réel muni d'une Interface Homme Machine (IHM) pour une machine de forage donnée. En effet, l'intérêt de ce système ne désigne pas seulement la possibilité d'acquérir une série de mesures durant le processus de forage, mais il s'agit aussi de l'implémentation d'une boucle d'asservissement. Dans cette perspective, on se propose de réaliser une méthode observationnelle en temps réel basée sur une sélection de capteurs reliés à un outil de calcul puissant. Cette méthode permet d'effectuer une campagne d'essais afin d'analyser le fonctionnement de la machine et ainsi définir les conditions de forage idéales par rapport aux différents types de sol qui vont permettre d'aboutir à un pré-soutènement automatisé.

Dans ce contexte, notre problématique principale consiste à concevoir un système d'acquisition et de contrôle en temps réel. Pour atteindre ce résultat, tout d'abord, il est nécessaire de garantir un fonctionnement en temps réel tout en assurant un temps minimal d'acquisition. Ensuite, des défis importants qui consistent non seulement au traitement et au stockage des données requises par les campagnes d'essais mais aussi à la fiabilité de l'interface homme machine, sont à relever.

Pour répondre aux exigences du projet et aussi munir à bien notre objectif, on se propose dans ce chapitre de commencer par l'instrumentation d'une machine de forage avec des capteurs adéquats assurant la mesure des paramètres nécessaires à la validation expérimentale des solutions théoriques proposées ultérieurement. Une présentation des différents types de capteurs ainsi que leur fonctionnement permet de choisir les dispositifs de mesure les plus adaptés au cahier des charges du projet Newton. Une fois les capteurs désignés, on envisage l'acquisition des données à l'aide d'un système de contrôle temps réel. A cet effet, on opte pour le contrôleur de type Compact-RIO afin de réaliser cette tâche.

Une définition de ce type de système, sa composition et son mode d'emploi sont présentés par la suite. En fait, cette opération d'acquisition nécessite des modules d'entrées/sorties qui doivent correspondre au fonctionnement du contrôleur.

La deuxième étape pour la validation des résultats est dédiée à la réalisation d'une Interface Homme Machine sur l'environnement logiciel Labview. Pour cela, en premier lieu, on commence par étudier cet environnement de programmation. Ensuite, en deuxième lieu, après avoir présenté le côté ergonomique de l'IHM, on développe l'interface en assurant toutes les fonctionnalités exigées par le projet.

La troisième étape consiste à l'implémentation des lois de commandes sur la machine. Dans cette perspective, on définit les modules d'entrées/sorties de type NI nécessaires à la commande du système. Puis, on entreprend d'introduire un programme d'asservissement réalisé sur le logiciel Matlab. De ce fait, il est nécessaire d'étudier et utiliser des fonctions Labview permettant d'implanter les langages textuels.

Finalement, la dernière étape traite l'enregistrement des mesures dans des fichiers Excel pour pouvoir ensuite les analyser.

7.2 Instrumentation de la machine

7.2.1 Capteurs : Types et fonctionnement

Un capteur est un dispositif qui prélève une information sur le comportement de la partie opérative et la transforme en une information exploitable par la partie commande. Il permet aussi de convertir une grandeur physique (température, pression, vitesse, débit, position ...) en une grandeur électrique mesurable (courant, tension, fréquence ...) (voir figure 7.1).

En effet, on peut caractériser les capteurs selon deux critères :

- La grandeur mesurée : on peut alors parler de capteur de position, de température, de vitesse, de force, de pression ...
- La caractéristique du signal fourni : Dans ce cas, on a affaire à des capteurs logiques appelés aussi capteurs Tout Ou Rien (TOR), des capteurs analogiques ou bien des capteurs numériques.

Les capteurs peuvent être différenciés selon plusieurs caractéristiques. Tout d'abord, ceci peut se manifester par l'étendue de la mesure, c'est à dire la différence entre le plus petit et le plus grand signal détecté sans risque de destruction pour le capteur. Ensuite, la sensibilité à voire la moindre variation d'une grandeur physique que ces dispositifs peuvent détecter. Également, la rapidité, en d'autres termes le temps de réaction du capteur entre la variation de la grandeur physique mesurée et l'instant de la prise en compte de cette information par la partie commande. Finalement, l'une des principales caractéristiques des capteurs est la précision (pour plus de détails voir [94]).

7.2.1.1 Capteurs analogiques

Un capteur est dit analogique si son signal de sortie varie de façon continue dans le temps. En effet, il peut prendre une infinité de valeurs dans une plage donnée. A savoir

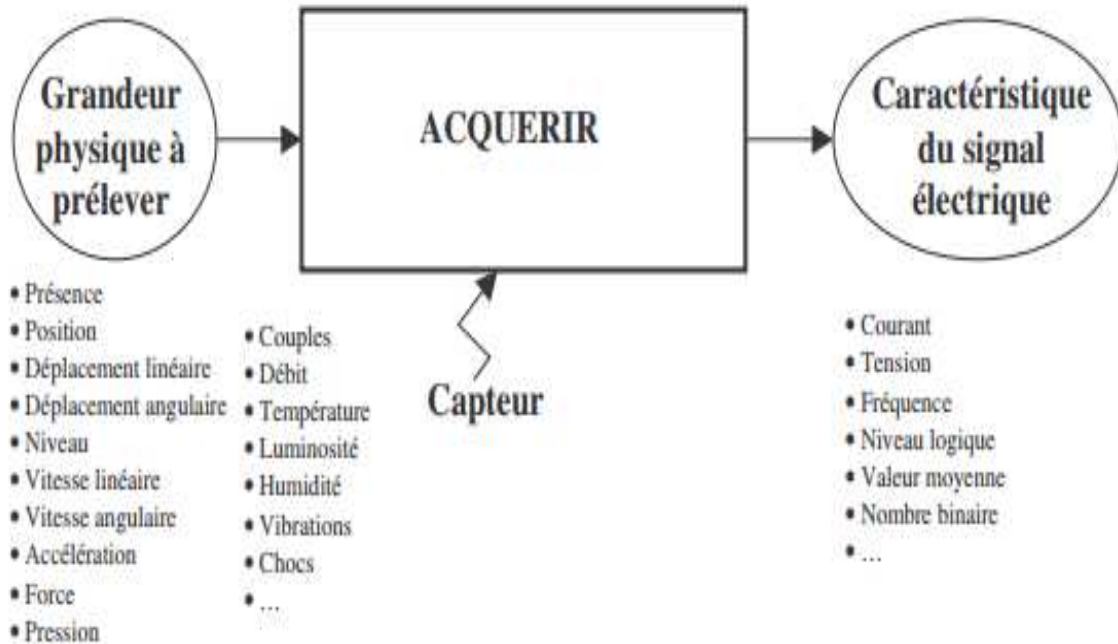


FIGURE 7.1 – Principe de fonctionnement des capteurs

aussi que les signaux analogiques sont normalisés dans le but de faciliter l'échange des informations entre les différents constituants. A cet effet, ces signaux peuvent être modulés en tension ou en courant.

7.2.1.2 Capteurs logiques ou TOR

Ce type de capteur permet de détecter un événement ou un objet lié au fonctionnement du système technique. Son signal électrique de sortie est de type logique, c'est à dire un signal à deux niveaux : niveau logique 0 ou niveau logique 1. Ces capteurs du type TOR peuvent être aussi désignés par détecteurs.

7.2.1.3 Capteurs numériques

Les capteurs numériques, désignés également par codeurs et compteurs, sont des dispositifs de mesure avec des signaux de sorties discrets variant d'une façon discontinue dans le temps. La transmission de la suite d'informations logiques donnée par ce type de signal numérique est faite de deux manières différentes : en série sur un seul bit ou bien en parallèle sur plusieurs bits comme le précise l'exemple sur la figure 7.2.

En effet, ce type de capteur produit un nombre binaire N qui dépend de la grandeur physique à capter. L'avantage de ce dispositif est de pouvoir le connecter directement à un micro-contrôleur qui pourra exploiter ce nombre N . Cependant, l'inconvénient de l'utilisation de ce genre de capteurs se présente dans le nombre important de fils, en d'autres termes la nécessité d'un micro-contrôleur avec plusieurs entrées.

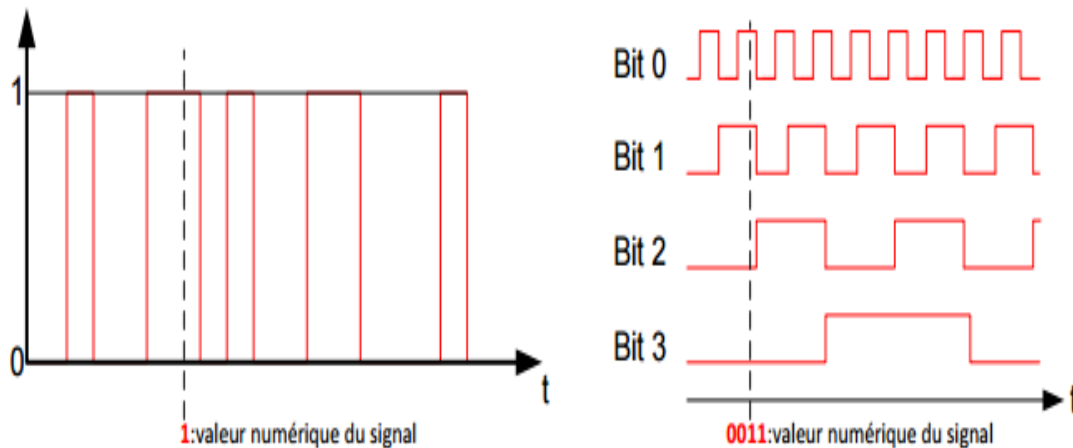


FIGURE 7.2 – Exemples de signaux numériques

7.2.2 Capteurs de test retenus

Dans le but d'automatiser les machines de forage sonore, il est nécessaire de les instrumenter par des capteurs adéquats afin de mesurer les paramètres nécessaires à la validation expérimentale et aussi pour étudier et analyser le fonctionnement de chaque composant de la machine étudiée.

En effet, suite à l'étude de différents types de capteurs et leurs fonctionnements, on propose de présenter les capteurs de test retenus et adaptés au besoin du projet Newtun. Ces dispositifs de mesure choisis sont donnés dans le tableau (7.1).

En vue d'effectuer les mesures listées dans le tableau, on choisit trois types de capteurs qui sont :

- Le capteur distance de la marque SENSOPART de référence *UT20 – 150 – AIM4* (voir figure 7.3). On utilise ce dispositif de mesure pour tester l'acquisition des signaux analogiques. Le signal de sortie de ce capteur varie entre 4 et 20 *mA* dans le cas de la détection de la présence d'un objet à une distance inférieure à 150 *mm*.



FIGURE 7.3 – Capteur de distance SENSOPART *UT20 – 150AIM4*

- Le capteur de proximité inductif de la marque IFM et de référence *IF9924* (voir figure 7.4). C'est un capteur numérique. Le voyant du capteur s'allume lors d'un contact avec un objet métallique ce qui correspond à un changement d'état logique de 0 à 1.
- Le codeur incrémental de la marque BAUMER de référence *GI355* (voir figure 7.5). Le type de signal de ce capteur est numérique.

TABLE 7.1 – Liste proposée des capteurs

Capteurs	Signal de sortie	Étendu de mesure
Capteur pression de vibration (tête sonique)	Analogique (4/20 mA)	0 à 400 bars
Capteur pression du couple	Analogique (4/20 mA)	0 à 400 bars
Capteur débit (fréquence de vibration)	Analogique (4/20 mA)	40 à 600 l/min
Capteur Amplitude	Analogique (15/20 mA)	0.15 à 2.15 mm
Capteur pression fluide (eau)	Analogique (4/20 mA)	0 à 40 bars
Capteur pression hydraulique (pompe à injection)	Analogique (4/20 mA)	0 à 400 bars
Capteur débit (eau)	Analogique (4/20mA)	0 à 500 l/min
Capteur pression de poussée (glissière)	Analogique (4/20mA)	0 à 400 bars
Capteur pression pompe	Analogique (4/20mA)	0 à 400 bars
Capteur pression pneumatique	Analogique (4/20mA)	0 à 400 bars
Capteur débitmètre hydraulique	Analogique (4/20mA)	40 à 600 l/min
Signaux manipulateurs rotation tête /vibration tête/ avance tête / pression de poussée/pompe fluide	Analogique (6/18V)	
Un codeur incrémental	Numérique	
Capteur basse pression	Numérique	
Capteur pression de graissage	Numérique	
Capteur pression eau	Numérique	
Pressostat de guillotine	Numérique	



FIGURE 7.4 – Capteur de proximité IFM IF9924



FIGURE 7.5 – Codeur incrémental BAUMER GI355

7.3 Le calculateur temps-réel Compact-RIO

Définition 2. Le calculateur temps réel Compact-RIO (figure 7.6), est un système industriel de contrôle et d'acquisition de données, fabriqué par National Instruments. Il est programmable à l'aide de l'environnement de développement LabVIEW, ce contrôleur conçu par logiciel s'appuie sur l'architecture LabVIEW RIO.

Ce système de contrôle convient parfaitement aux applications de contrôle/commande complexes. En effet, plusieurs tâches peuvent être réunies et gérées par un seul et même contrôleur, permettant ainsi de réduire la complexité du système, son coût et son temps de développement.

Ce calculateur est une combinaison d'un contrôleur temps réel, de modules d'entrées/sorties (E/S) reconfigurable et aussi d'une carte FPGA embarquée à l'intérieur du châssis CompactRIO. En fait, cette carte est connectée aux modules d'E/S selon une topologie en étoile. En d'autres termes, cette topologie permet de garantir un accès direct à chaque module afin d'obtenir une souplesse et un contrôle précis du cadencement, du déclenchement et de la synchronisation.



FIGURE 7.6 – Compact-RIO

7.3.1 Architecture du Compact-RIO

7.3.1.1 Le contrôleur embarqué

C'est un processeur avec une fréquence de 400 MHz, il est doté de plusieurs entrées d'alimentation redondantes de 9 à 35 VDC, une horloge en temps réel, une horloge de surveillance du matériel (watchdog), un port Ethernet, un port USB, un RS232 ainsi que des serveurs de fichiers permettant jusqu'à 2 GB de mémoire pour le stockage de données.

Ce processeur (figure 7.7) est destiné à exécuter différentes applications comme le contrôle et la commande, la communication en réseau ainsi que l'enregistrement des données et ceci d'une manière déterministe et en temps réel.



FIGURE 7.7 – Le contrôleur embarqué du Compact-RIO

7.3.1.2 Le châssis

Le châssis embarqué CompactRIO (voir Figure 7.8) de National Instruments est crucial au système CompactRIO car il loge le cœur FPGA d'E/S reconfigurables pour une puissance de traitement optimale. En effet, il comporte 4 à 8 emplacements pour les modules E/S qui assurent la souplesse nécessaire pour passer du prototype au déploiement sans modifier la plate-forme. La température de fonctionnement du châssis peut varier de -40 à 70 C. En plus, il permet une synthèse automatique de circuits personnalisés de contrôle et de traitement de signaux avec LabVIEW.



FIGURE 7.8 – Le châssis du Compact-RIO

7.3.1.3 Carte FPGA reconfigurable

Les FPGA (Field-Programmable Gate Array) sont des circuits intégrés reprogrammables. En fait, le premier FPGA a été inventé en 1985 par Ross Freeman, le co-fondateur de la société Xilinx. Le succès que rencontre les FPGA dans tous les secteurs est dû au fait qu'ils combinent les meilleures caractéristiques des ASIC (Application-Specific Integrated Circuits) ainsi que des systèmes basés processeur. En effet, les circuits reprogrammables disposent d'une même souplesse d'exécution logicielle qu'un système basé processeur, par contre ils ne sont pas limités par le nombre de cœurs de traitement disponibles. (pour plus de détails voir [95])

Un circuit intégré FPGA est composé de blocs logiques configurables, un nombre de blocs logiques de fonctions figées comme les multiplicateurs et aussi la taille des ressources mémoire telle que le bloc de RAM embarquée.

Les blocs logiques configurables forment l'unité logique élémentaire d'un FPGA. Ils sont parfois appelés "tranches" ou "cellules logiques" et se composent de deux parties : des bascules (flip-flops) et des tables de correspondance (LUT, en anglais). A savoir aussi que la manière d'assemblage des bascules flip-flops et les tables de correspondance LUT diffère selon les types de FPGA. En plus, un circuit FPGA se distingue des autres circuits programmables par son haut niveau d'intégration logique et on peut distinguer 4 catégories dans le marché : un premier type où les blocs logiques sont en forme de tableau symétrique, le deuxième possède des blocs logiques en forme de colonnes, le troisième une architecture "sea of gates" et le dernier présente des blocs logiques PLD en forme hiérarchique (voir Figure 7.9).

Le FPGA est directement relié aux modules d'E/S pour une haute performance. Grâce à cette connexion directe, le temps de latence, c'est à dire temps de transmission, de contrôle dans la réponse du système est quasiment nul par rapport à d'autres architectures de contrôleurs. Ainsi, par défaut, ce circuit intégré communique automatiquement avec les modules d'E/S et fournit des E/S déterministes au processeur temps réel.

En plus, en utilisant le FPGA, un seul châssis peut exécuter plus de 20 boucles de contrôle analogiques (PID) simultanément à une vitesse de 100 kHz.

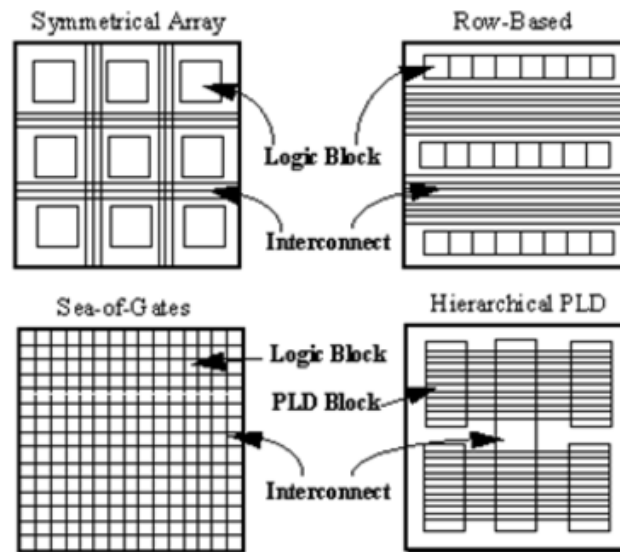


FIGURE 7.9 – Les différentes catégories de FPGA

7.3.1.4 Les modules d'entrées/sorties

Il existe plusieurs types de modules d'entrées/sorties (voir figure 7.10). En effet, pour les mesures comme la tension, le courant, la résistance et signaux numériques ainsi que des modules spécifiques tels que les thermocouples, les codeurs incrémentaux, les accéléromètres,...etc.

Le nombre de voies d'un module peut varier entre 3 et 32 et ceci pour répondre aux besoins du système.



FIGURE 7.10 – Les modules E/S du Compact-RIO

7.3.2 Matériel choisi

Dans le cadre du projet Newtun et son cahier des charges, le système de contrôle en temps réel qu'on utilise est le compact-RIO 9012. Ce type de contrôleur est muni d'un châssis de 8 emplacements et d'une carte FPGA dont la fréquence d'impulsion d'horloge est égale à 40 *Mhz*. A savoir aussi que cette carte est liée à un processeur en temps réel de fréquence 400 *Mhz* par le biais d'un bus PCI haute vitesse. De plus, on assure la connexion avec l'ordinateur par un câble Ethernet. Ensuite, on utilise une tension d'alimentation de 18 à 24 *VDC* et ceci à l'aide d'une batterie de 24 *VDC*.

Également, on adopte sept modules NI I/O dont deux modules de sorties et 5 d'entrées. En effet, concernant les modules d'entrées, on se sert des modules analogiques suivants :

- Le NI 9203 qui est un module d'acquisition de données possédant huit voies analogiques d'entrées programmables variant de 0 à 20 *mA*. Sa fréquence d'échantillonnage est de 200 *KHz* au maximum. Sans compter que les signaux d'entrées sont mis en mémoire, conditionnés, et échantillonnés à l'aide d'un multiplexeur, un buffer et un seul CAN de 16 bits.
- Le module NI 9201 fournit des connexions pour huit voies d'entrée analogiques de -10 à 10 *VDC*. Chaque voie dispose d'une borne AI à laquelle est connecté un signal de tension. En fait, la fréquence d'échantillonnage de ce module peut aller jusqu'à 800 *KHz*. En plus, les signaux d'entrée sont scannés, tamponnés, conditionnés, puis échantillonnés à l'aide d'un seul CAN de 12 bits.

D'autre part, les modules d'entrées numériques utilisés sont :

- Le NI 9403 qui possède 32 voies d'entrées/sorties numériques. Chaque voie DIO est équipée d'une bascule de Schmitt et est compatible avec une tension de 5 *V* TTL. Aussi, chaque voie d'entrée dispose non seulement d'hystérésis pour éliminer les bruits mais aussi d'une résistance pull-down qui assure la protection contre les surtensions, les surintensités et les court-circuits.
- Un deuxième module de type NI 9505. Ce dernier dispose d'un connecteur 9 broches femelle D-SUB pour les entrées de l'encodeur avec une connexion 5 *V* pour l'alimenter, une entrée pour l'arrêt d'urgence, et un COM. Il dispose également d'un connecteur de borne à vis qui fournit des connexions à un moteur à courant continu. En plus, les signaux de codeur en quadrature passent par le module NI 9505 et sont traités dans le module LabVIEW FPGA pour le calcul de la position et la vitesse.

Quand aux modules de sorties utilisés on a :

- Le NI 9263 qui possède 10 terminaux, 4 voies de sortie analogiques, une borne AO et une borne commune pour chaque voie, une borne pour l'alimentation et une borne COM supplémentaire. En effet, chaque voie comporte un convertisseur numérique-analogique (CNA) de résolution 16 *bits* et un circuit de protection contre les surtensions et les courts-circuits. A savoir aussi que sa tension nominale de sortie est égale à $-10/10$ *V* DC.

Une fois les modules NI d'E/S choisis, on s'intéresse à définir les capteurs et les actionneurs qui leurs sont associés. A cet effet, on présente les deux tableaux (7.2) et (7.3) où cette disposition est illustré.

En fait, on peut constater quelques contradictions qui se manifestent dans ces deux tableaux. Premièrement, les capteurs associés au premier module donnent un signal analogique de (6/18*V*) alors que la valeur de la tension nominale d'entrée de ce même module est égale à ($-10/10$ *V*). Deuxièmement, la valeur de la tension nominale de sortie des deux modules 4 et 5 est égale à ($-10/10$ *V*) pourtant celle des actionneurs qui leurs sont associés doivent être commandé par un signal analogique de (6/18*V*).

Dès lors, pour contourner ce problème, on doit adapter les tensions des modules NI à la tension des capteurs et des actionneurs (6/18*V*). A savoir que, les machines de forage dont le commandement s'effectue par l'ouverture et la fermeture des électrovannes, fonctionnent avec un voltage de 6*V* à 18*V* DC tandis-que les modules de national instruments sont incapables

de tolérer une tension au-delà de $-10V$ à $10V$ DC. Dans ce cas là, on a pensé à alimenter le commun du module NI concerné par une tension continue de $12V$ ainsi la marge de tension désirée (6 à $18V$) sera atteinte facilement. C'est à dire, on change la tension dans le commun qui est réellement égale à $0V$ par $12V$ et ceci à l'aide d'un générateur de tension continue, ce qui décale la marge de tension du module NI de $-10/10V$ à $2/22V$ (contenant la marge désirée $6/18V$). Cette solution proposée a été approuvée par les experts de National Instruments.

7.3.3 Environnement logiciel utilisé

LabVIEW pour Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench est un logiciel de développement hautement productif pour créer des applications personnalisées qui interagissent avec des données ou des signaux du monde réel dans des domaines tels que la science et l'ingénierie. Ce logiciel utilise un langage de programmation essentiellement graphique dédié à l'acquisition, l'analyse, au contrôle et la présentation de données. En effet, il a été créé en 1986 par Jeff Kodosky initialement pour Apple Macintosh, étant à l'époque l'un des seuls ordinateurs proposant une interface graphique native.

L'avantage du logiciel LabVIEW est sa capacité à s'adapter aux besoins d'une application donnée. Également, contrairement aux langages de programmation "textuels", il garantit une programmation intuitive. C'est à dire, un environnement de programmation complètement graphique, qui utilise les icônes au lieu du code texte afin de créer des applications.

En fait, sur LabVIEW, l'ordre d'exécution se détermine dans l'implémentation des programmes par le flux de données inversement aux langages de programmation textuels qui utilisent les instructions pour déterminer cet ordre.

A préciser aussi que cette plateforme de développement est généralement utilisée pour l'acquisition des données, les mesures de laboratoires et l'automatisation industrielle.

7.4 Conclusion

Dans l'optique d'une validation expérimentale des résultats théoriques proposés dans le cadre de ce travail, il a été essentiel de concevoir une plate-forme d'acquisition et de commande numérique, embarquée et en temps réel.

En effet, la plateforme réalisée et adaptée à une machine de forage du type *DCH 147*, est conçue de façon qu'elle puisse être utilisée sur d'autres types de machines de forages moyennant quelques petites modifications.

Dans ce chapitre, on a commencé par définir et introduire les capteurs, le calculateur embarqué Compact-RIO ainsi que l'environnement matériel et logiciel adoptés dans notre projet.

Finalement, il est important d'implémenter le système de contrôle en temps réel conçu sur la machine de forage, et ceci va permettre de tester son fonctionnement sur terrain. Ainsi, on pourra envisager des améliorations au vu d'éventuelles recommandations d'un opérateur expérimenté.

TABLE 7.2 – Affectation des capteurs aux modules NI d'entrées

Modules NI d'entrées	Nominal Input	Voies	Capteurs	Type de signal du capteur	Outils de test
Mod1 NI9201	-10/10 V	AI0	Signal du manipulateur pression de poussée	Analogique (6/18V)	Potentiomètre
		AI1	Signal du manipulateur rotation de tête	Analogique (6/18V)	
		AI2	Signal du manipulateur vibration tête	Analogique (6/18V)	
		AI3	Signal du manipulateur pompe fluide	Analogique (6/18V)	
		AI4	Signal du manipulateur avance tête	Analogique (6/18V)	
Mod2 NI9203	0/20 mA	AI0	Capteur pression fluide	Analogique (4/20mA)	Capteur de distance SENSOPART UT 20-150-AIM4
		AI1	Capteur pression du couple	Analogique (4/20mA)	
		AI2	Capteur pression de vibration	Analogique (4/20mA)	
		AI3	Capteur débit d'eau	Analogique (4/20mA)	
		AI4	Capteur débit hydraulique	Analogique (4/20mA)	
		AI5	Capteur débit fréquence de vibration	Analogique (4/20mA)	
		AI6	Capteur pression pneumatique	Analogique (4/20mA)	
		AI7	Capteur pression hydraulique	Analogique (4/20mA)	
Mod3 NI9203	0/20 mA	AI0	Capteur pression pompe à injection	Analogique (4/20mA)	Capteur de distance SENSOPART UT 20-150-AIM4
		AI1	Capteur amplitude	Analogique (15/20mA)	
		AI2	Capteur pression de poussée	Analogique (4/20mA)	
Mod6 NI9403	-0.25/5.25 V	DIO 0	Capteur basse pression	Numérique	Capteur de proximité IFM IF9924 SENSOPART UT 20-150-AIM4
		DIO 1	Pressostat de guillotine		
		DIO 2	Capteur pression de graissage		
		DIO 3	Capteur pression air		
Mod7 NI 9505	0/5.5 V		Codeur incrémental	Numérique	Codeur incrémental BAUMER GI355

TABLE 7.3 – Affectation des actionneurs aux modules NI de sorties

Modules NI de sorties	Nominal Output	Voies	Actionneurs	Commande des actionneurs
Mod4 NI9263	-10/10 V	AO 0	Manipulateur pression de poussée	Analogique (6/18V)
		AO1	Manipulateur rotation tête	Analogique (6/18V)
		AO2	Manipulateur vibration tête	Analogique (6/18V)
		AO3	Manipulateur pompe fluide	Analogique (6/18V)
Mod5 NI9263	-10/10 V	AO 0	Manipulateur avance tête	Analogique (6/18V)

Conclusion générale et perspectives

Ce travail de thèse s'inscrit dans les efforts qui ont été menés dans le cadre du projet *New-tun* en vue de développer une nouvelle génération de machines de forage automatiques censées remplacer efficacement et à moindre délai et coût le processus manuel de la mise en place du pré-soutènement du tunnel au cours de la méthode conventionnelle en forage sonique.

Le premier chapitre de ce mémoire a montré la possibilité d'utiliser des robots manipulateurs dans le domaine des travaux publics et ainsi la possibilité à terme de monter une tête de forage sur un robot afin de pouvoir s'affranchir de la glissière (glissière virtuelle). Dans cet ordre d'idées, il a fallu commencer par automatiser les machines de forage existantes. A cet égard, une étude approfondie du forage sonique a permis de bien comprendre les phénomènes physiques se produisant lors de ce processus et ainsi subdiviser cette thèse en trois parties.

Dans la première partie de ce travail, on s'est intéressé au contrôle des vibrations axiales produites au cours du forage sonique. En effet, contrôler ces vibrations permet d'une part l'optimisation du forage par la canalisation de l'énergie le long du train de tiges, et d'autre part, la possibilité d'embarquer ultérieurement la tête de forage par un robot manipulateur sans craindre son dysfonctionnement. Partant de ce fait, on a établi un modèle de vibrations à paramètres distribués, représenté par des équations aux dérivées partielles de type hyperbolique avec des conditions aux limites dynamiques. Ensuite, en vue de garantir un forage performant et répondant au cahier des charges du projet, on a généré un modèle de référence sous une force d'entrée de percussion dont l'amplitude dépend d'une fréquence de rotation. Cette fréquence, appelée fréquence de résonance, permet d'atteindre une amplitude maximale de l'outil de forage.

Une fois ces deux modèles définis, on s'est attaqué au contrôle des vibrations axiales. On a commencé par proposer deux lois de contrôle frontières en utilisant respectivement les déplacements axiaux du train de tiges au niveau de la tête et de l'outil pour assurer la poursuite des trajectoires de référence. Ces deux commandes ont été développées à l'aide de la construction de la pseudo-énergie du système de forage. Également, leur stabilité au sens de Lyapunov a été prouvée. Par la suite, afin d'améliorer nos résultats de stabilité, on a eu recours à la méthode de platitude qui nous a permis d'aboutir à une convergence exponentielle de l'état vers les références. Cette stabilité exponentielle a été établie après avoir montré la platitude du système pour le déplacement axial en $x = L$.

Malgré l'efficacité et la validation des lois de commande proposées dans les résultats de simulations effectués à l'aide du logiciel Matlab, l'implémentation de ces contrôleurs sur une machine de forage réelle reste impossible. En fait, la validation expérimentale nécessite la connaissance des variables d'état (position, vitesse et accélération) au niveau de l'outil de forage. En revanche, ces variables sont non mesurables, vu l'impossibilité de placer des capteurs au niveau de l'extrémité basse du train de tiges au cours du forage. Pour faire face à ce problème, une solution a été mise en œuvre. Cette solution consiste en la construction d'un estimateur dans le but d'estimer

les variables en question. Un observateur à paramètres distribués co-localisé a été proposé en utilisant le déplacement axial des vibrations au niveau de la tête disponible à la mesure. De ce fait, l'existence et l'unicité des solutions de cet observateur ont été démontrées à l'aide de la théorie de semi-groupe. Cette étude nous a permis aussi d'assurer la stabilité au sens de Lyapunov de l'observateur en dimension infinie proposé. Vu la complexité des tests de simulation numérique à cause des conditions aux limites du modèle des vibrations axiales, une étude fréquentielle de ce modèle a été nécessaire. Cette approche a permis d'analyser le comportement du système en présence de l'observateur.

La deuxième partie de cette thèse a traité le problème de la stabilisation de la pression au fond du trou. Dans un premier temps, après avoir couplé les phénomènes liés à l'injection fluide, le débit issu de l'interaction de l'outil avec le sol, le système d'évacuation des déblais à travers l'espace annulaire et le mouvement de translation de la glissière, on a construit un modèle en dimension finie. Les deux entrées de commande du système défini sont liées au débit du fluide injecté et la force d'avance de la glissière. Ensuite, vue la non disponibilité en mesure des données au fond du trou et autour de l'espace annulaire, on a construit une commande basée observateur afin de stabiliser la pression au fond.

Dans la dernière partie, on s'est intéressé à la conception d'un système d'acquisition et de contrôle en temps réel. Ceci pourra nous permettre d'effectuer des campagnes d'essais à l'aide d'une machine de forage sonique sur un sol de type connu. Pour ces motifs, le logiciel de programmation LabView a été utilisé pour créer ce système en se basant sur un contrôleur en temps réel de type Compact-Rio fabriqué par National Instruments. Pour mener à bien l'acquisition des données, il a fallu bien choisir les capteurs analogiques et numériques nécessaires à l'implémentation des contrôleurs proposés dans ce travail. Ensuite, une interface homme machine a été créée pour l'affichage et le stockage des données afin de pouvoir les réutiliser dans les analyses post-traitement.

Cette thèse a montré que la robotisation du processus de la mise en place du pré-soutènement des tunnels est bel et bien réalisable. En effet, toutes ces lois de commande proposées dans ce travail ont permis l'automatisation de ce processus. C'était notre objectif majeur et il a été atteint. Néanmoins, cela reste un travail préliminaire et il nécessite d'être prolongé dans plusieurs directions afin d'aboutir prochainement à un forage utilisant un robot manipulateur :

- Étude et contrôle du système couplé regroupant le phénomène de vibrations axiales (EDP) ainsi que l'injection fluide et le déplacement de la glissière (EDO).
- Validation expérimentale des résultats théoriques à l'aide de l'IHM réalisée sur un chantier.

Annexe A

Modèle de vibrations axiales retenu dans le cas d'un forageonique

Afin d'aboutir à un modèle de vibrations axiales qui sera utilisé ultérieurement pour le problème de contrôle, on va avoir recours aux lois fondamentales de la dynamique. Ces lois seront appliquées sur le système composé du train de tiges et de la tête de forageonique.

A cet effet, on considère une tige de forage de longueur L et de surface de section transversale A représentée sur la figure (A.1). Soit un volume infinitésimal de longueur dx (voir figure (A.2)). La force P est la résultante de la déformation longitudinale σ_x agissant en interne sur A et qui est supposée être uniforme sur la section transversale. P varie le long de la longueur et est également fonction du temps, c'est-à-dire $P = P(x, t)$. De plus, une force distribuée f résultant de sources externes est représentée. Dans le cadre d'un forageonique, f correspond à une force de frottement visqueux. De plus, la tige est supposée être constituée d'un matériau qui a un module d'élasticité E et une masse volumique ρ .

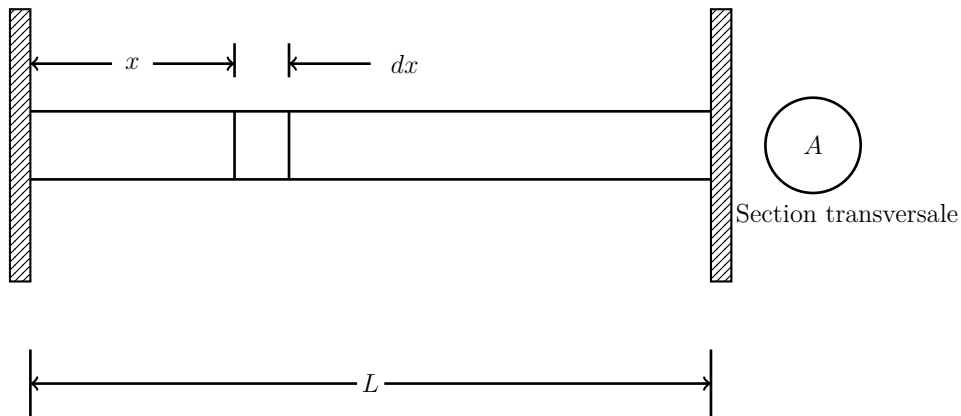


FIGURE A.1 – Une tige de forage de longueur L et de section A

On désigne par $u(x, t)$, le déplacement longitudinal d'une tige de section A dans la direction x . En appliquant la deuxième loi de Newton, on obtient :

$$\rho A \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} dx = -P + \left(P + \frac{\partial P}{\partial x} dx \right) + f dx \quad (\text{A.1})$$

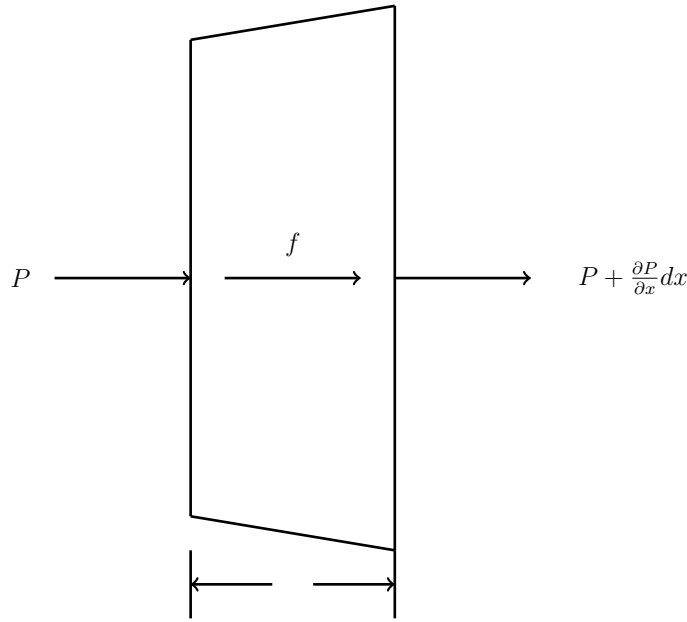


FIGURE A.2 – Le volume infinitésimal de longueur dx soumis à des forces longitudinales.

avec ρ est la masse volumique. En remplaçant $P = \sigma_x A$ où σ_x désigne la résultante de la déformation longitudinale, (A.1) devient :

$$\rho A \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial x} (\sigma_x A) + f \quad (\text{A.2})$$

En effet, pour un matériau élastique linéaire soumis à une contrainte uni-axiale, on a :

$$\sigma_x = E \epsilon_x$$

où E est le module de Young et ϵ_x la déformation longitudinale. Cette dernière est liée au déplacement u par la relation suivante :

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}$$

Ainsi, on obtient l'équation suivante :

$$\rho A \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = AE \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} + f \quad (\text{A.3})$$

La force de frottement visqueux f est donnée par $\beta \frac{\partial u(x, t)}{\partial t}$, ainsi (A.3) devient :

$$\rho A \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = AE \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} + \beta \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} \quad (\text{A.4})$$

Annexe B

Dynamique de la tête de forage sonique (Resonant Sonic Head Drill (RSHD))

Le forage sonique est une méthode évoluée qui utilise l'énergie de résonance à haute fréquence générée à l'intérieur de la tête sonique pour faire avancer une tige dans les formations souterraines. C'est l'un des outils les plus importants de forage. Il utilise un forage à percussion pour atteindre des rendements plus élevés. Lors du forage, une énergie de résonance est transférée le long du train de tiges. Cette énergie est produite par deux poids contre-rotatifs. En fait, la rotation continue d'une masse excentrée (effet balourd) génère un bilan de forces dynamiques sur la tête RSHD (Figure B.1) l'entraînant d'une manière oscillatoire dans les deux directions longitudinale et latérale. Ces forces sont le résultat de la projection de la force centrifuge. Le déplacement longitudinal est utile pour forer alors que le déplacement latéral se répercute sur la machine de forage et peut entraîner sa destruction. Le fait de rajouter une deuxième masse rotative en sens opposé permet de 'neutraliser' les deux forces latérales et d'amplifier les forces longitudinales.

En appliquant la loi fondamentale de la dynamique :

$$(M - 2m_e)\ddot{x} + 2m_e \frac{d^2}{dt^2}(x + e \sin(\omega t)) = -c\dot{x} - k_s x \quad (\text{B.1})$$

m_e est la masse du balourd, e est l'excentricité de la masse par rapport à son centre de rotation, ω est la pulsation de rotation de la masse et k_s et c sont respectivement les coefficients de raideur et d'amortissement d'un vérin pneumatique ou d'un système ressort-amortisseur, censés amplifier le déplacement longitudinal de la tige de forage.

Ainsi, pour une fréquence de rotation ω constante, l'équation qui permet de définir la vibration de la tête indépendamment du déplacement de la glissière est donnée par :

$$(M - 2m_e)\ddot{x} + c\dot{x} + k_s x = 2m_e(e\omega^2 \sin(\omega t) - \ddot{x}) \quad (\text{B.2})$$

Le terme $2m_e e\omega^2 \sin(\omega t)$ représente la force centrifuge projetée dans la direction longitudinale. La force $m_e e\omega^2 \cos(\omega t)$ produite par la masse tournante (balourd) dans le sens trigonométrique, se neutralise avec celle qui tourne dans le sens contraire, produisant $-m_e e\omega^2 \cos(\omega t)$. Soit, après simplification :

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + k_s x = 2m_e e\omega^2 \sin(\omega t) \quad (\text{B.3})$$



FIGURE B.1 – Schéma de l'oscillateur sonique (RSHD)

Il est clair que la force de forage présente une amplitude $2m\epsilon\omega^2$ qui dépend de la fréquence de rotation du balourd.

En posant $\eta = (x \ \dot{x})^T$, sous forme matricielle :

$$\begin{aligned} \dot{\eta} &= A\eta(t) + Bu(t) \\ y &= C\eta(t) \end{aligned} \quad (\text{B.4})$$

avec

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{M} & -\frac{c}{M} \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{M} \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad C = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Le modèle (B.4) admet une solution stationnaire car $\lim_{x \rightarrow 0} Ce^{At} = 0$. Pour $\eta(t) \in R^n$, $u(t) \in R^m$ et $y(t) \in R^p$ et pour une condition initiale différente de zéro $\eta(t_0) = \eta_0$, la solution générale est donnée par :

$$\begin{aligned} \eta(t) &= e^{A(t-t_0)}\eta(t_0) + \int_{t_0}^t e^{A(t-s)}Bu(s)ds \\ y(t) &= Ce^{A(t-t_0)}\eta(t_0) + \int_{t_0}^t Ce^{A(t-s)}Bu(s)ds \end{aligned} \quad (\text{B.5})$$

et sous la condition nécessaire d'existence de la solution stationnaire, cette solution s'écrit :

$$y_{ss}(t) = \lim_{t_0 \rightarrow -\infty} \left(Ce^{A(t-t_0)}\eta(t_0) + \int_{t_0}^t Ce^{A(t-\tau)}Bu(\tau)d\tau \right) \quad (\text{B.6})$$

A partir du modèle ci-dessus, la solution stationnaire est :

$$y_{ss} = A(\omega) \sin(\omega t - \Phi(\omega)) \quad (\text{B.7})$$

avec

$$A(\omega) = \frac{2m_e e \omega^2}{\sqrt{(k_s - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

et

$$\tan \Phi = \frac{c\omega}{k_s - M\omega^2}$$

Cette solution stationnaire n'est autre que le déplacement axial des vibrations $u(0, t)$ à l'extrémité haute de la tige en $x = 0$.

Si on pose $\xi = \frac{c}{2\sqrt{Mk}}$, ($0 < \xi < 1$) et $\omega_n^2 = \frac{k}{M}$ alors on a :

$$\frac{MA(\omega)}{2m_e e} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (\text{B.8})$$

et

$$\tan \Phi(\omega) = \frac{2\xi\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (\text{B.9})$$

Remplaçons $r(\omega) = \frac{\omega}{\omega_n}$, alors :

$$\bar{A} = \frac{r^2}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (\text{B.10})$$

avec $\bar{A} = \frac{MA(\omega)}{2m_e e}$ et

$$\tan \Phi(\omega) = \frac{2\xi r}{1 - r^2} \quad (\text{B.11})$$

Remarque. Étant données les constantes M , m_e et e , pour identifier la fréquence de résonance ω_r , on trace \bar{A} en fonction de r . On peut aussi identifier le déplacement maximum de la tige de forage à la sortie de la tête RSHD.

A partir de la solution stationnaire, on vérifie que l'amplitude de déplacement de la tige est max pour $r_m = \frac{1}{\sqrt{1-2\xi^2}}$. Soit

$$\bar{A}_m = \frac{-1}{2(-1 + 2\xi^2)\sqrt{\frac{\xi^2 - \xi^4}{(1-2\xi^2)^2}}} \quad (\text{B.12})$$

D'où $A_m = \frac{2m_e e}{M} \bar{A}_m$. Ceci étant pour une fréquence dite de résonance $\omega_r = r_m \omega_n$, soit $\omega_r = \frac{\omega_n}{\sqrt{1-2\xi^2}}$.

De point de vue pratique, on peut identifier le rapport $\frac{2m_e e}{M}$ en augmentant la fréquence de rotation ω , c'est-à-dire pour $\omega \gg \omega_n$, car $\lim_{r \rightarrow \infty} A(r) = \frac{2m_e e}{M}$. De même on peut identifier le coefficient d'amortissement ξ numériquement à partir (B.12), ou encore pour une amplitude maximum constatée, on sait que ω est proche de ω_n ($r \simeq 1$), par conséquent $A_m \simeq \frac{2m_e e}{M} \frac{1}{2\xi}$ ce qui permet d'en déduire ξ . On peut aussi estimer ce coefficient d'amortissement en utilisant les amplitudes suivantes : $\frac{A_i}{A_{i+n}} = e^{2\pi n \xi}$ où n représente le nombre de cycles dans la réponse temporelle de $\eta(t)$ sous une impulsion.

Annexe C

Schéma de simulation

Malgré l'existence de plusieurs Toolbox du logiciel Matlab pour simuler des systèmes à paramètres distribués, ils sont limités à des conditions aux limites plus courantes qui peuvent être soit de type Dirichlet ou bien des conditions de type Neumann généralisées.

C.1 Discrétisation en temps et en espace

On considère le modèle de vibrations axiales suivant :

$$AEu_{xx}(x, t) - \rho Au_{tt}(x, t) - \beta u_t(x, t) = 0 \quad (\text{C.1})$$

sous les conditions aux limites :

$$\begin{aligned} AEu_x(0, t) &= \alpha u_t(0, t) - H(t) & , x = 0 \\ AEu_x(L, t) + Mu_{tt}(L, t) &= -F(u_t(L, t)) & , x = L \end{aligned} \quad (\text{C.2})$$

$$\begin{aligned} u_{xx}(x_j, t_i) &= \frac{u_{j+1}^i - 2u_j^i + u_{j-1}^i}{(\Delta x)^2} \\ u_{tt}(x_j, t_i) &= \frac{u_j^{i+1} - 2u_j^i + u_j^{i-1}}{(\Delta t)^2} \\ u_x(x_j, t_i) &= \frac{u_{j+1}^i - u_{j-1}^i}{2\Delta x} \\ u_t(x_j, t_i) &= \frac{u_j^{i+1} - u_j^{i-1}}{2\Delta t} \end{aligned} \quad (\text{C.3})$$

L'équation (C.1) est approximée par un schéma centré de différences finies, on obtient :

$$AE \frac{u_{j+1}^i - 2u_j^i + u_{j-1}^i}{(\Delta x)^2} - \rho A \frac{u_j^{i+1} - 2u_j^i + u_j^{i-1}}{(\Delta t)^2} - \beta \frac{u_j^{i+1} - u_j^{i-1}}{2\Delta t} = 0 \quad (\text{C.4})$$

Ainsi,

$$\begin{aligned} u_j^{i+1} &= \frac{4(\rho A(\Delta x)^2 - AE(\Delta t)^2)}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)} u_j^i + \frac{2AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)} u_{j+1}^i \\ &+ \frac{2AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)} u_{j-1}^i + \frac{\beta\Delta t - 2\rho A}{\beta\Delta t + 2\rho A} u_j^{i-1} \end{aligned} \quad (\text{C.5})$$

En fait, à ce stade de discrétisation, le schéma (C.5) ne prend pas en compte les conditions aux limites et comme le schéma centré n'est pas défini aux nœuds $j = 1$ et $j = N$. De ce fait, la solution consiste à introduire deux nœuds "fantômes" (x_1, t_i) et (x_{N+1}, t_i) juste à côté des frontières. En utilisant les nœuds "fantômes", il est possible de bien définir le schéma numérique (C.5) aux bords. Pour trouver les nœuds "fantômes", on commence par définir le schéma (C.5) en

$x = 0$ et $x = L$. Les valeurs inconnues u_0^i et u_{N+1}^i au niveau des nœuds fantômes sont éliminées en exploitant les conditions aux limites 2.7 par un schéma centré.

Pour $x = 0$, (C.5) devient :

$$u_1^{i+1} = \frac{4(\rho A(\Delta x)^2 - AE(\Delta t)^2)}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)}u_1^i + \frac{2AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)}u_2^i + \frac{2AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)}u_0^i + \frac{\beta\Delta t - 2\rho A}{\beta\Delta t + 2\rho A}u_1^{i-1} \quad (C.6)$$

Ensuite, en discrétisant la première condition aux limites on a :

$$u_0^i = u_2^i - \frac{\alpha\Delta x}{AE\Delta t}u_1^{i+1} + \frac{\alpha\Delta x}{AE\Delta t}u_1^{i-1} + \frac{2\Delta x}{AE}H(t) \quad (C.7)$$

En injectant (C.7) dans (C.6), on obtient :

$$u_1^{i+1} = \frac{4A(\rho(\Delta x)^2 - E(\Delta t)^2)}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t) + 2\alpha\Delta t\Delta x}u_1^i + \frac{4AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t) + 2\alpha\Delta t\Delta x}u_2^i + \frac{(\Delta x)^2(\beta\Delta t - 2\rho A) + 2\alpha\Delta t\Delta x}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t) + 2\alpha\Delta t\Delta x}u_1^{i-1} + \frac{4(\Delta t)^2\Delta x}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t) + 2\alpha\Delta t\Delta x}H(t) \quad (C.8)$$

Pour $x = L$, (C.5) devient :

$$u_N^{i+1} = \frac{4(\rho A(\Delta x)^2 - AE(\Delta t)^2)}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)}u_N^i + \frac{2AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)}u_{N+1}^i + \frac{2AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)}u_{N-1}^i + \frac{\beta\Delta t - 2\rho A}{\beta\Delta t + 2\rho A}u_N^{i-1} \quad (C.9)$$

La deuxième condition aux limites donne,

$$u_{N+1}^i = u_{N-1}^i - \frac{2M\Delta x}{AE(\Delta t)^2}(u_N^{i+1} - 2u_N^i + u_N^{i-1}) - \frac{2\Delta x}{AE}F\left(\frac{u_N^{i+1} - u_N^{i-1}}{2\Delta t}\right) \quad (C.10)$$

En injectant (C.10) dans (C.9), on obtient :

$$u_N^{i+1} = \frac{4A(\rho(\Delta x)^2 - E(\Delta t)^2) + 8M\Delta x}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t) + 4M\Delta x}u_N^i + \frac{4AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t) + 4M\Delta x}u_{N-1}^i + \frac{\Delta x(\beta\Delta t - 2\rho A) - 4M}{\Delta x(\beta\Delta t + 2\rho A) + 4M}u_N^{i-1} - \frac{4(\Delta t)^2}{\Delta x(\beta\Delta t + 2\rho A) + 4M}F\left(\frac{u_N^{i+1} - u_N^{i-1}}{2\Delta t}\right)$$

C.2 Implémentation dans Matlab

En utilisant les équations (C.5) et (C.8), le schéma numérique peut être écrit sous forme matricielle pour tous les nœuds, à l'exception de la frontière $x = L$ qui sera calculée dans une deuxième étape.

Soit $\mathbf{u}(i)$ la solution au temps i et qui sera présenté par :

$$\mathbf{u}(i) = \begin{pmatrix} u_1^i \\ u_2^i \\ \vdots \\ u_N^i \end{pmatrix} \quad (C.11)$$

Ainsi, on obtient le schéma numérique suivant :

$$\mathbf{u}(i+1) = A\mathbf{u}(i) + C\mathbf{u}(i-1) + bH(t) \quad (C.12)$$

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix}
\frac{4A(\rho(\Delta x)^2 - E(\Delta t)^2)}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t) + 2\alpha\Delta t\Delta x} & \frac{4AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t) + 2\alpha\Delta t\Delta x} & & & 0 & & 0 \\
\frac{2AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)} & \frac{4(\rho A(\Delta x)^2 - AE(\Delta t)^2)}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)} & \frac{2AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)} & & 0 & & 0 \\
& & \ddots & \ddots & & & \\
& & & \ddots & & & \\
& & & & \ddots & \ddots & \\
0 & 0 & & \frac{2AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)} & \frac{4(\rho A(\Delta x)^2 - AE(\Delta t)^2)}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)} & \frac{2AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t)} & \\
0 & 0 & & & \frac{4AE(\Delta t)^2}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t) + 4M\Delta x} & \frac{4A(\rho(\Delta x)^2 - E(\Delta t)^2) + 8M\Delta x}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t) + 4M\Delta x} &
\end{pmatrix} \quad (\text{C.13})$$

Avec, et

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} \frac{(\Delta x)^2(\beta\Delta t - 2\rho A) + 2\alpha\Delta t\Delta x}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t) + 2\alpha\Delta t\Delta x} & & & & 0 \\ & \frac{\beta\Delta t - 2\rho A}{\beta\Delta t + 2\rho A} & & & \\ & & \ddots & & \\ & & & \ddots & \\ 0 & & & & \frac{\beta\Delta t - 2\rho A}{\beta\Delta t + 2\rho A} \end{pmatrix} \quad (\text{C.14})$$

$$\mathbf{b} = \begin{pmatrix} \frac{4(\Delta t)^2\Delta x}{(\Delta x)^2(2\rho A + \beta\Delta t) + 2\alpha\Delta t\Delta x} \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{C.15})$$

Après la résolution de (C.12), la valeur calculée de u_N^{i+1} est incorrect et elle doit être remplacée dans une deuxième étape par la solution de l'équation non linéaire (C.11).

Pour initialiser l'algorithme, les solutions des deux premiers pas de temps, $\mathbf{u}(t = 0)$ et $\mathbf{u}(t = \Delta t)$ doivent être connues. Comme les conditions initiales fournies sont $u(x, 0)$ et $u_t(x, 0)$, la solution à $t = \Delta t$ est obtenue en utilisant une approximation du premier ordre

$$\mathbf{u}(t = \Delta t) = \mathbf{u}(t = 0) + \Delta t u_t(t = 0) \quad (\text{C.16})$$

Annexe D

Platitude du système en utilisant la formule de D'Alembert

Soit le modèle de vibrations axiales suivant :

$$u_{\sigma\sigma}(\sigma, t) = \tau^2 u_{tt}(\sigma, t), \quad \tau^2 = \frac{\rho L^2}{E}, \quad \sigma \in (0, 1) \quad (\text{D.1})$$

$$u_{\sigma}(0, t) = \frac{\alpha L}{AE} u_t(0, t) - \frac{L}{AE} H(t) \quad (\text{D.2})$$

$$u_{\sigma}(1, t) = -\frac{ML}{AE} u_{tt}(1, t) - \frac{L}{AE} F(u_t(1, t)) \quad (\text{D.3})$$

Soit le déplacement axial au niveau de l'outil $u(1, t)$ qu'on considère comme sortie du système. On veut montrer que c'est une sortie plate du modèle (D.1)-(D.3) présenté ci-dessus.

La solution générale de l'équation d'onde $u_{\sigma\sigma}(\sigma, t) = \tau^2 u_{tt}(\sigma, t)$ par la formule de D'Alembert est donnée par :

$$u(\sigma, t) = \phi(t + \tau\sigma) + \psi(t - \tau\sigma)$$

Cette solution peut être obtenue par le changement de variables $\xi = t + \tau\sigma$ et $\eta = t - \tau\sigma$.

En effet, on a :

$$\frac{\partial}{\partial \sigma} = \frac{\partial \xi}{\partial \sigma} \frac{\partial}{\partial \xi} + \frac{\partial \eta}{\partial \sigma} \frac{\partial}{\partial \eta} = \tau \frac{\partial}{\partial \xi} - \tau \frac{\partial}{\partial \eta}$$

et

$$\frac{\partial}{\partial t} = \frac{\partial \xi}{\partial t} \frac{\partial}{\partial \xi} + \frac{\partial \eta}{\partial t} \frac{\partial}{\partial \eta} = \frac{\partial}{\partial \xi} + \frac{\partial}{\partial \eta}$$

Ainsi,

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \sigma^2} = \tau^2 \frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2} - 2\tau \frac{\partial^2 u}{\partial \xi \partial \eta} + \tau^2 \frac{\partial^2 u}{\partial \eta^2}$$

et

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2} + 2 \frac{\partial^2 u}{\partial \xi \partial \eta} + \frac{\partial^2 u}{\partial \eta^2}$$

comme

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \sigma^2} = \tau^2 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$$

Alors,

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \xi \partial \eta} = 0$$

Par conséquent, la solution générale est bien :

$$u(\sigma, t) = \phi(t + \tau\sigma) + \psi(t - \tau\sigma)$$

où les fonctions arbitraires ϕ et ψ correspondent respectivement aux ondes de vitesse $+\tau$ et $-\tau$
On a :

$$u(1, t) = \phi(t + \tau) + \psi(t - \tau)$$

et

$$u_\sigma(1, t) = \tau\phi'(t + \tau) - \tau\psi'(t - \tau)$$

Tel que ' désigne la dérivation par rapport à σ .

En fait, ces équations peuvent être résolues comme suit :

$$\begin{aligned}\phi'(t + \tau) &= \frac{1}{2\tau}u_\sigma(1, t) + \frac{1}{2}u_\sigma(1, t) \\ \psi'(t - \tau) &= -\frac{1}{2\tau}u_\sigma(1, t) + \frac{1}{2}u_\sigma(1, t)\end{aligned}\tag{D.4}$$

Après une intégration, on obtient :

$$\begin{aligned}\phi(t + \tau) &= a + \frac{1}{2\tau} \int_0^{t+\tau} u_\sigma(1, \xi) d\xi + \frac{1}{2}u(1, t) \\ \psi(t - \tau) &= b - \frac{1}{2\tau} \int_0^{t-\tau} u_\sigma(1, \xi) d\xi + \frac{1}{2}u(1, t)\end{aligned}\tag{D.5}$$

où les constantes a et b sont tels que $a + b = 0$ puisque $u(1, t) = \phi(t + \tau) + \psi(t - \tau)$.

De ce fait, la paramétrisation du déplacement axial tout au long du train de tiges $u(\sigma, t)$ est donnée par :

$$\begin{aligned}2u(\sigma, t) &= u(1, t + \tau(1 - \sigma)) + u(1, t - \tau(1 - \sigma)) \\ &\quad + \frac{1}{\tau} \int_{t-\tau(1-\sigma)}^{t+\tau(1-\sigma)} u_\sigma(1, \xi) d\xi\end{aligned}\tag{D.6}$$

En dérivant (D.6) par rapport au temps, on obtient :

$$\begin{aligned}2u_t(\sigma, t) &= u_t(1, t + \tau(1 - \sigma)) + u_t(1, t - \tau(1 - \sigma)) \\ &\quad + \frac{1}{\tau}u_\sigma(1, t + \tau(1 - \sigma)) - u_\sigma(1, t - \tau(1 - \sigma))\end{aligned}\tag{D.7}$$

De même, une dérivation de (D.6) par rapport à l'espace, nous donne :

$$\begin{aligned}2u_\sigma(\sigma, t) &= -\tau u_\sigma(1, t + \tau(1 - \sigma)) + \tau u_t(1, t - \tau(1 - \sigma)) \\ &\quad - u_\sigma(1, t + \tau(1 - \sigma)) - u_\sigma(1, t - \tau(1 - \sigma))\end{aligned}\tag{D.8}$$

En remplaçons (D.7) et (D.8) dans (D.2), on obtient la paramétrisation de la commande $H(t)$:

$$\begin{aligned}2H(t) &= \alpha u_t(1, t + \tau) + \left(\frac{\alpha}{\tau} + (\tau + 1)\frac{AE}{L}\right)u_\sigma(1, t + \tau) \\ &\quad + \alpha u_t(1, t - \tau) - \left(\frac{\alpha}{\tau} + (\tau - 1)\frac{AE}{L}\right)u_\sigma(1, t - \tau)\end{aligned}\tag{D.9}$$

Bibliographie

- [1] P. Lunardi, *Design and construction of tunnels : Analysis of Controlled Deformations in Rock and Soils (ADECO-RS)*. Springer Science & Business Media, 2008.
- [2] J.-P. Janin, *Tunnels en milieu urbain : Prévisions des tassements avec prise en compte des effets des pré-soutènements (renforcement du front de taille et voûte-parapluie)*. PhD thesis, Lyon, INSA, 2012.
- [3] G. Pelfrene, *Rôle du processus de forabilité des roches dans les vibrations de torsion des systèmes de forage pétrolier*. PhD thesis, École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2010.
- [4] L. Benchikh, D. Perpezat, L. BEJI, and S. CASCARINO, “Method of drilling a ground using a robotic arm,” Jan. 14 2016. WO Patent App. PCT/FR2015/051,884.
- [5] B. Maidl, L. Schmid, W. Ritz, and M. Herrenknecht, *Hardrock tunnel boring machines*. John Wiley & Sons, 2008.
- [6] S. Bachy, egis, RATP, itech, ARMINES, IFSTTAR, and IBISC, “Projet newtun, rapport d’activité m12,” tech. rep., Septembre 2013.
- [7] A. Bouvard, E. Boidy, and G. Colombet, “Validation des méthodes de dimensionnement du confortement du front de taille des tunnels profonds.” AFTES – Paris, 25-28 octobre 1999.
- [8] Y. Wang, C. Fang, Q. Jiang, and S. N. Ahmed, “The automatic drilling system of 6r-2p mining drill jumbos,” *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 7, no. 2, p. 504861, 2015.
- [9] R. Lucas, “Method of getting clay, chalk, or the like, applicable also to the working of mines or making of railway-cuttings.,” Nov. 5 1912. US Patent 1,043,784.
- [10] P. A. Lucon, *Resonance : the science behind the art of sonic drilling*. PhD thesis, Montana State University - Bozeman, 2013.
- [11] G. Bodine Jr Albert, “Rock crushing apparatus with sonic wave action,” May 5 1964. US Patent 3,131,878.
- [12] G. Bodine Jr Albert, “Sonic machine for cutting pavement,” Feb. 1 1966. US Patent 3,232,669.
- [13] G. Halsey, A. Kyllingstad, A. Kylling, *et al.*, “Torque feedback used to cure slip-stick motion,” in *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, Society of Petroleum Engineers, 1988.
- [14] J. Jansen and L. Van den Steen, “Active damping of self-excited torsional vibrations in oil well drillstrings,” *Journal of sound and vibration*, vol. 179, no. 4, pp. 647–668, 1995.
- [15] D. Pavone, J. Desplans, *et al.*, “Application of high sampling rate downhole measurements for analysis and cure of stick-slip in drilling,” in *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, Society of Petroleum Engineers, 1994.

- [16] A. Serrarens, M. Van de Molengraft, J. Kok, and L. Van den Steen, “H \hat{z} control for suppressing stick-slip in oil well drillstrings,” *Control Systems, IEEE*, vol. 18, no. 2, pp. 19–30, 1998.
- [17] T. T. Vromen, *Control of stick-slip vibrations in drilling systems*. PhD thesis, Technische Universiteit Eindhoven, 2015.
- [18] T. Vromen, C.-H. Dai, N. van de Wouw, T. Oomen, P. Astrid, A. Doris, and H. Nijmeijer, “Mitigation of torsional vibrations in drilling systems : A robust control approach,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2017.
- [19] L. D. Pereira, “Minimizing drill string torsional vibration using surface active control,” 2017.
- [20] W. Tucker and C. Wang, “On the effective control of torsional vibrations in drilling systems,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 224, no. 1, pp. 101–122, 1999.
- [21] W. Tucker and C. Wang, “An integrated model for drill-string dynamics,” *Journal of sound and vibration*, vol. 224, no. 1, pp. 123–165, 1999.
- [22] N. Challamel, “Rock destruction effect on the stability of a drilling structure,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 233, no. 2, pp. 235–254, 2000.
- [23] E. Fridman, S. Mondié, and B. Saldivar, “Bounds on the response of a drilling pipe model,” *IMA Journal of Mathematical Control and Information*, p. dnq024, 2010.
- [24] M. B. Saldivar, S. Mondié, J.-J. Loiseau, and V. Rasvan, “Stick-slip oscillations in oilwell drillstrings : distributed parameter and neutral type retarded model approaches,” in *IFAC 18th world congress*, pp. 283–289, 2011.
- [25] B. Saldivar, S. Mondie, J. J. Loiseau, and V. Rasvan, “Suppressing axial-torsional coupled vibrations in drillstrings,” *Journal of Control Engineering and Applied Informatics*, vol. 15, no. 1, pp. 3–10, 2013.
- [26] B. Saldivar, T. Knüppel, F. Woittennek, I. Boussaada, H. Mounier, and S.-I. Niculescu, “Flatness-based control of torsional-axial coupled drilling vibrations,” in *The 19th World Congress The International Federation of Automatic Control*, 2014.
- [27] C. Sagert, F. Di Meglio, M. Krstic, and P. Rouchon, “Backstepping and flatness approaches for stabilization of the stick-slip phenomenon for drilling,” in *IFAC symposium on system, structure and control*, 2013.
- [28] Y. Zhao, “Torsional vibration control in oilwell drilling,” *IFAC-PapersOnLine*, vol. 50, no. 1, pp. 6035–6042, 2017.
- [29] K. L. Cooke and D. W. Krumme, “Differential-difference equations and nonlinear initial-boundary value problems for linear hyperbolic partial differential equations,” *Journal of Mathematical Analysis and Applications*, vol. 24, no. 2, pp. 372–387, 1968.
- [30] H. Mounier, J. Rudolph, M. Petitot, and M. Fliess, “A flexible rod as a linear delay system,” in *3rd European Control Conference*, pp. 3676–3681, 1995.
- [31] A. Balanov, N. Janson, P. V. McClintock, R. Tucker, and C. Wang, “Bifurcation analysis of a neutral delay differential equation modelling the torsional motion of a driven drill-string,” *Chaos, Solitons & Fractals*, vol. 15, no. 2, pp. 381–394, 2003.
- [32] J. N. Blakely and N. J. Corron, “Experimental observation of delay-induced radio frequency chaos in a transmission line oscillator,” *Chaos : An Interdisciplinary Journal of Nonlinear Science*, vol. 14, no. 4, pp. 1035–1041, 2004.

-
- [33] D. A. Barton, B. Krauskopf, and R. E. Wilson, “Homoclinic bifurcations in a neutral delay model of a transmission line oscillator,” *Nonlinearity*, vol. 20, no. 4, p. 809, 2007.
- [34] A. W. Leissa and M. S. Qatu, *Vibrations of Continuous Systems*. McGraw-Hill, 2011.
- [35] A. Shabana, *Vibration of discrete and continuous systems*. Springer Science & Business Media, 2012.
- [36] M. B. S. Márquez, I. Boussaada, H. Mounier, and S.-I. Niculescu, *Analysis and Control of Oilwell Drilling Vibrations : A Time-delay Systems Approach*. Springer, 2015.
- [37] B. Saldivar, I. Boussaada, H. Mounier, S. Mondie, and S.-I. Niculescu, “An overview on the modeling of oilwell drilling vibrations,” in *World Congress*, vol. 19, pp. 5169–5174, 2014.
- [38] E. M. Navarro-López and D. Cortés, “Sliding-mode control of a multi-dof oilwell drillstring with stick-slip oscillations,” in *American Control Conference, 2007. ACC’07*, pp. 3837–3842, IEEE, 2007.
- [39] T. Knüppel, F. Woittennek, I. Boussaada, H. Mounier, and S.-I. Niculescu, “Flatness-based control for a non-linear spatially distributed model of a drilling system,” in *Low-Complexity Controllers for Time-Delay Systems*, pp. 205–218, Springer, 2014.
- [40] P. Sananikone, “Method and apparatus for determining the torque applied to a drillstring at the surface,” Apr. 27 1993. US Patent 5,205,163.
- [41] C. Canudas-de Wit, M. A. Corchero, F. R. Rubio, and E. Navarro-López, “D-oskil : A new mechanism for suppressing stick-slip in oil well drillstrings,” in *Decision and Control, 2005 and 2005 European Control Conference. CDC-ECC’05. 44th IEEE Conference on*, pp. 8260–8265, IEEE, 2005.
- [42] M. E. Cobern, M. E. Wassell, and I. APS Technology, “Laboratory testing of an active drilling vibration monitoring and control system,” in *AADE National Technical Conference and Exhibition*, 2005.
- [43] H. Puebla and J. Alvarez-Ramirez, “Suppression of stick-slip in drillstrings : A control approach based on modeling error compensation,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 310, no. 4, pp. 881–901, 2008.
- [44] H. Alli and T. Singh, “On the feedback control of the wave equation,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 234, no. 4, pp. 625–640, 2000.
- [45] A. Seuret, H. Özbay, C. Bonnet, and H. Mounier, *Low-Complexity Controllers for Time-Delay Systems*. Springer, 2014.
- [46] A. Pazy, *Semigroups of linear operators and applications to partial differential equations*, vol. 44. Springer Science & Business Media, 2012.
- [47] J.-M. Coron, “Control and nonlinearity, volume 136 of mathematical surveys and monographs,” *American Mathematical Society, Providence, RI*, pp. 367–398, 2007.
- [48] K. Ammari and S. Nicaise, *Stabilization of elastic systems by collocated feedback*. Springer, 2015.
- [49] L. C. Evans, “Partial differential equations,” *AMERICAN MATHEMATICAL SOCIETY, Providence, RI*, vol. 37, no. 3, p. 363–367, 1998.
- [50] C. Dafermos and M. Slemrod, “Asymptotic behavior of nonlinear contraction semigroups,” *Journal of Functional Analysis*, vol. 13, no. 1, pp. 97–106, 1973.
- [51] X. Li, *Observation et commande de quelques systèmes à paramètres distribués*. PhD thesis, Université Claude Bernard-Lyon I, 2009.

- [52] J. Valein, *Stabilité de quelques problèmes d'évolution*. PhD thesis, Valenciennes, 2008.
- [53] M. Fliess, J. Lévine, P. Martin, and P. Rouchon, "On differentially flat nonlinear systems," in *Symposium on Nonlinear Control System Design, Bordeaux, France*, pp. 159–163, 1992.
- [54] M. Fliess, J. Lévine, P. Martin, and P. Rouchon, "Flatness and defect of non-linear systems : introductory theory and examples," *International journal of control*, vol. 61, no. 6, pp. 1327–1361, 1995.
- [55] P. Martin, R. M. Murray, P. Rouchon, *et al.*, "Flat systems," in *Proc. of the 4th European Control Conf*, pp. 211–264, 1997.
- [56] M. Fliess, J. Lévine, P. Martin, and P. Rouchon, "A lie-backlund approach to equivalence and flatness of nonlinear systems," *IEEE Transactions on automatic control*, vol. 44, no. 5, pp. 922–937, 1999.
- [57] M. Fliess, P. Martin, N. Petit, and P. Rouchon, "Commande de l'équation des télégraphistes et restauration active d'un signal," *TS. Traitement du signal*, vol. 15, no. 6, pp. 619–625, 1998.
- [58] B. Laroche, *Extension de la notion de platitude à des systèmes décrits par des équations aux dérivées partielles linéaires*. PhD thesis, École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2000.
- [59] N. Petit and P. Rouchon, "Motion planning for heavy chain systems," in *Nonlinear control in the year 2000 volume 2*, pp. 229–236, Springer, 2001.
- [60] J. Chiasson, "Dynamic feedback linearization of the induction motor," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 38, no. 10, pp. 1588–1594, 1993.
- [61] J. Levine, J. Lottin, and J.-C. Ponsart, "A nonlinear approach to the control of magnetic bearings," *IEEE transactions on control systems technology*, vol. 4, no. 5, pp. 524–544, 1996.
- [62] L. Karsenli and P. Rouchon, "A tracking controller-observer scheme for dc-to-dc converters," in *Control Conference (ECC), 1997 European*, pp. 2839–2844, IEEE, 1997.
- [63] X. Li and J. Liu, "Collocated observer design based on continuum backstepping for a class of hyperbolic pdes," *Journal of Computers*, vol. 7, no. 12, pp. 2955–2961, 2012.
- [64] A. Hasan, O. M. Aamo, and M. Krstic, "Boundary observer design for hyperbolic pde-ode cascade systems," *Automatica*, vol. 68, pp. 75–86, 2016.
- [65] C. Roman, D. Bresch-Pietri, C. Prieur, and O. Sename, "Robustness to in-domain viscous damping of a collocated boundary adaptive feedback law for an anti-damped boundary wave pde," 2017.
- [66] B.-Z. Guo, C.-Z. Xu, *et al.*, "The stabilization of a one-dimensional wave equation by boundary feedback with noncollocated observation," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 52, no. 2, p. 371, 2007.
- [67] A. Smyshlyaev and M. Krstic, "Backstepping observers for a class of parabolic pdes," *Systems & Control Letters*, vol. 54, no. 7, pp. 613–625, 2005.
- [68] L. Jadachowski, T. Meurer, and A. Kugi, "Backstepping observers for periodic quasi-linear parabolic pdes," in *World Congress*, vol. 19, pp. 7761–7766, 2014.
- [69] F. Di Meglio, D. Bresch-Pietri, *et al.*, "An adaptive observer for hyperbolic systems with application to underbalanced drilling," in *IFAC World Congress 2014*, pp. 11391–11397, 2014.

-
- [70] T. D. Nguyen and O. Egeland, "Tracking and observer design for a motorized euler-bernoulli beam," in *Decision and Control, 2003. Proceedings. 42nd IEEE Conference on*, vol. 4, pp. 3325–3330, IEEE, 2003.
- [71] T. D. Nguyen and O. Egeland, "Observer design for a towed seismic cable," in *American Control Conference, 2004. Proceedings of the 2004*, vol. 3, pp. 2233–2238, IEEE, 2004.
- [72] H. Yang, J. Liu, and X. Lan, "Observer design for a flexible-link manipulator with pde model," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 341, pp. 237–245, 2015.
- [73] F. Castillo, E. Witrant, C. Prieur, and L. Dugard, "Boundary observers for linear and quasi-linear hyperbolic systems with application to flow control," *Automatica*, vol. 49, no. 11, pp. 3180–3188, 2013.
- [74] J.-M. Godhavn *et al.*, "Control requirements for automatic managed pressure drilling system," *SPE Drilling & completion*, vol. 25, no. 03, pp. 336–345, 2010.
- [75] B. Rehm, J. Schubert, A. Haghshenas, A. S. Paknejad, and J. Hughes, *Managed pressure drilling*. Elsevier, 2013.
- [76] J. Eck-Olsen, P.-J. Pettersen, A. Ronneberg, K. S. BJORKEVOLL, R. Rommetveit, *et al.*, "Managing pressures during underbalanced cementing by choking the return flow; innovative design and operational modeling as well as operational lessons," in *SPE/IADC Drilling Conference*, Society of Petroleum Engineers, 2005.
- [77] O. Egeland and J. T. Gravdahl, *Modeling and simulation for automatic control*, vol. 76. Marine Cybernetics Trondheim, Norway, 2002.
- [78] G.-O. Kaasa, O. Stamnes, L. Imsland, O. M. Aamo, *et al.*, "Intelligent estimation of down-hole pressure using simplified hydraulic model," in *IADC/SPE Managed Pressure Drilling and Underbalanced Operations Conference & Exhibition*, Society of Petroleum Engineers, 2011.
- [79] I. S. Landet, H. Mahdianfar, A. Pavlov, O. M. Aamo, *et al.*, "Modeling for mpd operations with experimental validation," in *IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition*, Society of Petroleum Engineers, 2012.
- [80] I. S. Landet, A. Pavlov, O. M. Aamo, and H. Mahdianfar, "Control of heave-induced pressure fluctuations in managed pressure drilling," in *American Control Conference (ACC), 2012*, pp. 2270–2275, IEEE, 2012.
- [81] R. Maglione, G. Gallino, G. Robotti, R. Romagnoli, R. Rommetveit, *et al.*, "A drilling well as viscometer : Studying the effects of well pressure and temperature on the rheology of the drilling fluids," in *European Petroleum Conference*, Society of Petroleum Engineers, 1996.
- [82] N. Manring, *Hydraulic control systems*. Wiley, 2005.
- [83] M. D. Martin, *Managed pressure drilling techniques and tools*. PhD thesis, Texas A&M University, 2006.
- [84] Ø. N. Stamnes, *Nonlinear Estimation with Applications to Drilling*. PhD thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2011.
- [85] J. E. Gravdal, R. J. Lorentzen, K. K. Fjelde, E. H. Vefring, *et al.*, "Tuning of computer model parameters in managed pressure drilling applications using an unscented kalman filter technique," in *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, Society of Petroleum Engineers, 2005.
- [86] G.-O. Kaasa, "A simple dynamic model of drilling for control," *StatoilHydro Research Centre, Porsgrunn, Norway*, vol. 66, 2007.

- [87] J. Zhou, O. N. Starnes, O. M. Aamo, and G.-O. Kaasa, “Adaptive output feedback control of a managed pressure drilling system,” in *Decision and Control, 2008. CDC 2008. 47th IEEE Conference on*, pp. 3008–3013, IEEE, 2008.
- [88] O. Starnes, J. Zhou, G.-O. Kaasa, and O. Aamo, “Adaptive observer design for the bottom-hole pressure of a managed pressure drilling system,” in *47th IEEE Conference on Decision and Control*, 2008.
- [89] G. H. Nygaard, L. S. Imsland, and E. A. Johannessen, “Using nmpc based on a low-order model for controlling pressure during oil well drilling,” *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 40, no. 5, pp. 159–164, 2010.
- [90] B. Fossil, S. Sangesland, *et al.*, “Managed pressure drilling for subsea applications; well control challenges in deep waters,” in *SPE/IADC Underbalanced Technology Conference and Exhibition*, Society of Petroleum Engineers, 2004.
- [91] J. Zhou, G. Nygaard, J.-M. Godhavn, O. Breyholtz, and E. H. Vefring, “Adaptive observer for kick detection and switched control for bottomhole pressure regulation and kick attenuation during managed pressure drilling,” in *American Control Conference (ACC), 2010*, pp. 3765–3770, IEEE, 2010.
- [92] H. Khalil, *Nonlinear Systems*. Prentice Hall, 2002.
- [93] K. Latrach and L. Beji, “Analysis and control of axial vibrations in tunnel drilling system,” *2nd IFAC Workshop on Automatic Control in Offshore Oil and Gas Production*, 2015.
- [94] G. Asch, *Les capteurs en instrumentation industrielle-7ème édition*. Dunod, 2010.
- [95] V. George and J. M. Rabaey, *Low-energy FPGAs—Architecture and Design*, vol. 625. Springer Science & Business Media, 2012.

Titre : Vers la robotisation du forage sonique de pré-soutènement : Contrôle frontière de vibration axiale

Mots clés : modélisation, commande, observation, modèles à paramètres distribués, vibrations axiales

Résumé : La mise en place du pré-soutènement du tunnel au cours de la méthode conventionnelle en forage sonique peut engendrer des tassements et des mouvements de terrain majeurs. Cependant, ce processus manuel présente un danger au personnel et entraîne une augmentation du coût et de la durée des chantiers. Dans ce contexte, cette thèse présente des solutions dans le but de développer une nouvelle génération de machines de forage automatiques permettant de contourner ces problèmes. Dans un premier temps, nous nous sommes intéressés au contrôle des vibrations axiales produites au cours du forage sonique afin d'optimiser le forage par la canalisation de l'énergie le long du train de tiges ainsi que la possibilité d'embrancher ultérieurement la tête de forage par un robot manipulateur. A cet effet, un modèle de vibrations à paramètres distribués, représenté par des EDP de type hyperbolique avec des conditions aux limites dynamiques a été établi. Ensuite, nous avons généré un modèle de référence sous une force d'entrée de percussion dont l'amplitude dépend d'une fréquence de rotation de résonance, permettant d'atteindre une amplitude maximale de l'outil de forage. Une fois ces deux modèles définis, nous nous sommes attaqués au contrôle des vibrations axiales. Premièrement, une loi de contrôle frontière dépendant respectivement des déplacements axiaux du train de tiges au niveau de la tête et de l'outil pour assurer la poursuite des trajectoires de référence a été proposée. La stabilité au sens de Lyapunov de cette commande, développée à l'aide de la construction de la pseudo-énergie du système de forage a été prouvée. Ensuite, en vue d'améliorer ces résultats de stabilité, la

méthode de platitude a été utilisée pour assurer une convergence exponentielle de l'état vers les références. En dépit de l'efficacité des lois de commande proposées en termes de simulations effectuées, l'implémentation de ces contrôleurs sur une machine de forage réelle reste impossible. En fait, la validation expérimentale nécessite la connaissance des variables d'état (position, vitesse et accélération) au niveau de l'outil de forage. En revanche, ces variables ne sont pas disponibles à la mesure, vu l'impossibilité de placer des capteurs au niveau de l'extrémité basse du train de tiges au cours du forage. Pour contourner ce problème, un observateur à paramètres distribués co-localisé a été proposé en utilisant le déplacement axial des vibrations au niveau de la tête. De ce fait, l'étude de l'existence et l'unicité des solutions de cet observateur en utilisant la théorie de semi-groupe, nous a permis d'assurer la stabilité au sens de Lyapunov de cet estimateur en dimension infinie proposé. Dans la deuxième partie, la thèse se concentre sur le processus d'injection fluidique permettant d'évacuer les déblais et d'éviter le bouchage au cours du forage. Une fois les phénomènes liés à l'injection fluidique, le débit issu de l'interaction de l'outil avec le sol, le système d'évacuation des déblais à travers l'espace annulaire et le mouvement de translation de la glissière ont été couplés, nous avons construit une commande basée observateur afin de stabiliser la pression au fond du trou. Dans la dernière partie, en vue d'effectuer des campagnes d'essais à l'aide d'une machine de forage sonique sur un sol de type connu, nous nous sommes intéressés à la conception d'un système d'acquisition et de contrôle en temps réel. Ensuite, une interface homme machine a été créée pour l'affichage et le stockage des données afin de pouvoir les réutiliser dans les analyses post-traitement.

Title : Towards the robotisation of pre-reinforcement in sonic tunneling: Axial vibration boundary control

Keywords : modelisation, control, observation, distributed parameter models, axial vibrations

Abstract : The tunnel pre-reinforcement during the conventional tunneling method in sonic drilling can lead to subsidence and significant ground movement with important human and economic consequences. In this context, this thesis aims to present solutions for developing a new generation of automatic drilling machines to circumvent these problems. In the first place, we were interested in controlling axial vibrations produced during this process in order to optimize the drilling by channeling the energy along the drill-string and later the possibility of embedding the drill head by a robot. For this purpose, a distributed parameter model of axial vibrations, represented by hyperbolic PDEs with dynamic boundary conditions, has been established. Then, we generated a reference model under a percussion input force whose amplitude depends on a resonant rotation frequency to reach a maximum amplitude of the drill bit. Once these two models were defined, we tackled the control problem of axial vibrations. Firstly, an energy-based controller has been proposed to ensure the convergence of both top and bottom axial displacements toward the references. Then, in order to improve these stability results, the flatness method was used to guarantee an exponential convergence of the error dynamics and a desired drilling dynamical behavior. In spite of the efficiency of the control laws proposed in terms of simulations carried out, the

implementation of these controllers on a real drilling machine remains impossible. In fact, experimental validation on a real machine remains impossible. In fact, experimental validation requires knowledge of the drill-string variables at the down-hole (position, velocity and acceleration). Nevertheless, the down-hole system's variables measurements, are unrealizable during drilling in underground tunneling. To circumvent this problem, a collocated boundary observer in infinite dimension has been proposed using the top axial displacement of vibrations. Therefore, the study of the existence and uniqueness of the solutions of this observer using the semigroup theory, allowed us to ensure the Lyapunov stability of this proposed distributed parameter observer. In the second part, we study the process of fluid injection allowing to remove the cuttings and to avoid the clogging during the drilling operation. Once the phenomena related to the fluid injection, the flow resulting from the interaction of the drill bit with the soil, the system for removing the cuttings through the annular space and the translational movement of the slide have been coupled, we constructed an observer based control to stabilize the downhole pressure. In the last part, with a view to carrying out test campaigns using a sonic drilling machine on a known type of soil, we were interested in the design of an acquisition and control system in real time. Next, a Human-computer interaction has been created for the display and storage of data so that they can be reused in post-processing analyzes.

