

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTER DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



Université Kasdi MARBAH D'OUARGLA

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



Département de Forage et Mécanique d'ateliers Pétroliers

-MEMOIRE-

Pour l'obtention du diplôme de Master

Option : forage

Présenté Par: **BAKHOUCHE Abderraufe, BOUDOUAIA Amine, BRIBI
Khiredine,**

-THEME-

**Analyse vibratoire des éléments mécaniques en rotation et la
recherche des points critiques et vitesse dangereuse
application sur la garniture de forage**

Soutenue le : 14 / 06/2021

Devant le jury composé de :

Président :	Mr. Hadj Saad Nadir	U.K.M.O
Examineur :	Mr. Bouchema Kamel	U.K.M.O
Encadreur :	Mr. Gharbi Abderezak	U.K.M.O

Année universitaire 2020-2021

TABLE DES MATIERES

DEDICACES.....	I
REMERCIEMENTS	II
RESUME.....	III
ملخص.....	V
Abstract	VIp
TABLE DES MATIERES	VIII
LISTE DES FIGURES.....	X
LISTE DES TABLEAUX	XI
LISTE DES ANNEXES	XI
NOMENCLATURE.....	XII
ABREVIATIONS.....	XIV
FACTEURS DE CONVERSION	XIV

I. INTRODUCTION.....	(01)
----------------------	------

CHAPITRE 1: introduction sur les équipements de forage

I. introduction	(03)
1. Installation de forage.....	(03)
2. équipements de forage	(04)
2.1 garniture de forage	(05)
2.2 équipements de levage	(06)
2.3 équipements de rotation	(08)
3. garniture de forage	(10)

CHAPITRE 2 : modélisation des lignes d'arbres

I. I. INTRODUCTION.....	(14)
1MODELISATION DES LIGNES D'ARBRES.....	(15)
2 DEFINITION.....	(15)
2.1 Modélisation	(15)
2.2Lignes d'arbres	(15)
3- CARACTERISTIQUE DU MODELE.....	(16)
4- MODELISATION DES ARBRES COUDES	(17)

4.1-	Rigidité torsionnelle du coude.....	(17)
4.2-	Longueur équivalente d'un coude.....	(18)
4.3-	Moment D'inertie D'un Coude.....	(19)
5-	MOMENT D'INERTIE EQUIVALENTE DE L'EQUIPAGE MOBILE	
5-1 -	Masse équivalente du piston et de son axe.....	(21)
5-2-	Masse équivalente de la bielle.....	(22).

CHAPITRE 03 : recherche des nœuds de vibrations et les vitesses dangereuses d'une garniture de forage

Introduction	(33)
2. Dynamique des Tiges de Forage.....	(34)
2.1 Vibrations Axiales	(34)
2.2 Vibrations de Torsion.....	(35)
2.2 Vibrations Latéral	(36)
3-la vitesse dangereuse et optimisation de la garniture de forage à partir des modes propre	(38)
3.1 Configuration de la Garniture	(38)
3.2 Déroulement des Essais et Mesures	(39)
4- Analyse des Mesures	(41)
4-1 Application de modernisation de la garniture de forage.....	(41)
4-1-1 Application sur les tiges de forage.....	(41)
4-1-2 Application sur les masse -tiges de forage et le slip-joint	(43)
4.1.3 Comportement de l'outil	(45)
4-2 Effet de la Vitesse de Rotation	(46)
4-3. Effet de la Longueur de la Tige	(47)
CONCLUSION.....	(48)

LISTE DES FIGURES

Chapitre 01

Figure1-1 : installation des équipements en forage rotary	04
Figure1-2 : Description d'un équipement de forage.....	05
Figure1-3 : garniture de forage.	06
Figure1-4 : Mât d'appareil de forage.....	07
Figure1-5 : Tige d'entraînement.....	08
Figure1-6 : Nomenclature de la table de rotation.....	09
Figure1-7 : top drive.....	10
Figure1-8 : Assemblage de fond.....	13
Figure1-9 : Raccords (tool-joints)	13

Chapitre 02

Figure 2-1 :Exemple de modèle de ligne d'arbre.....	16
Figure 2-2:Coude de vilebrequin soumis à 2 couples C.....	18
Figure2-3 :Dimension d'un coude de vilebrequin.....	19
Figure-2-4 m :odèle a un disque.....	20
Figure 2-5 :Système de bielle-manivelle.....	21
Figure 2-6 : Arbre a une section constante portant un disque.....	24
Figure 2-7 : Arbre a une section variable portant un disque.....	26
Figure2-8 : Arbre a une section variable portant un disque.....	27
Figure2-9 : Arbre a une section constante portant deux disque.....	28
Figure2-10 : le système de deux disques.....	30
Figure2-11 : Modélisation d'un accouplement.....	31

Chapitre 03

Figure 3-1 : Modes de Vibration, (gauche: Axial, milieu: Torsion, droite: Latéral).....	44
Figure3-2 : Le Phénomène du Stick-Slip (Dykstra, 2011).....	45
Figure3-3 : Rupture d'une Tige de Forage.....	46
Figure3-4 : Gauche: Outil Neuf, Droite: Outil Ayant Subi des Vibrations Sévères	47
Figure3-5 : Formations Traversées à Catoosa.....	49
Figure 3-6 : Isub de Maxwell.....	50

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre 03

Tableaux1 : les données des tiges de forage.....	(41)
Tableaux2 : les données des masses tige et le slip joint.....	(43)
Tableaux3 : les données d'outil de forage	(45)

NOMENCLATURE

F : Force appliquée sur le fond exprimé en N.

P_m : Poids moyen au mètre dans l'air du tubulaire sous le point neutre en N / m.

a : Masse volumique de l'acier, en kg / m³

I : moment d'inertie (m⁴)

F_{cr} : Charge critique en N.

P : Poids linéaire dans l'air de l'élément de garniture en N/m.

WOB : Poids sur l'outil en kdaN.

RPM: vitesse de rotation de l'outil en(tr /min).

ROP: vitesse d'avancement (m/h).

Q : le débit.

V : la vitesse.

T_v: Temps de vibrations.

N: point neutre.

ω :est la fréquence angulaire(Hz)

ρ : la densité

E:Module d'élasticité longitudinal ou module de Young

C; coefficient d'amortissement visqueux

T : temps (ms)

U_R : onde réfléchiée résultante

U_T : onde transmise

U_L : onde incidente

Ω : est la fréquence circulaire

Z : impédance d'onde

$c(\mathbf{z})$: vitesse du son

k_L : le nombre de vagues longitudinal

k' : le coefficient de cisaillement

ABREVIATIONS

FEM: finite Element Method

FDM: finite Difference Method

BHA: Bottom Hole Assembly

FRFs: Frequency Response Functions

TMM: Transfer Matrix Methods

RPM: Rotation per Minute

DFT: Discrete Fourier Transformation

WFE: Wave Finite Element

Introduction générale

Le forage pétrolier est l'ensemble des opérations permettant d'atteindre les roches poreuses et perméables du sous-sol.

L'implantation d'un forage pétrolier est décidée suite à des études géologiques et géophysiques effectuées sur un bassin sédimentaire. Ces études permettent de se faire une thèse de la constitution du sous-sol et des possibilités de gisements, mais elles ne peuvent préciser ou non la présence d'hydrocarbures. Seuls les forages pourront confirmer la nature des fluides contenus dans les roches.

Les objectifs des forages pétroliers sont toujours les mêmes à savoir :

- Atteindre la profondeur souhaitée par les géologues.
- Avoir la possibilité de tester ou de mettre en production le réservoir.

Un système de forage est un ensemble structurel dont l'objectif est de détruire de matière. Le forage évolue dans un milieu invisible, le driller peut se retrouver dans une situation complexe ou dynamique générées par le processus et celle de la roche sont couplées et le phénomène physique mal maîtrisé. Dans l'opération de forage pétrolier, les vibrations causent des problèmes majeurs, pénalisant ainsi l'avancement axial. La performance instantanée du système. Le train de tige peut subir divers types de vibration.

On distingue en général ces vibrations selon leurs directions, l'excès de ces vibrations mène à des phénomènes de : vibrations axiales, vibrations de torsion, vibrations latérales. Ces phénomènes ont des conséquences néfastes telles que l'endommagement de l'outil de forage, fatigue de la garniture réduisant vitesse d'avancement.

Le travail effectué dans le cadre de ce mémoire consiste à donner un modèle qui représente la dynamique de la garniture de forage et aussi à rechercher des nœuds de vibration et vitesse dangereuse d'une garniture de forage par application de la méthode de modernisation.

ce travail est décomposé selon trois chapitres :

chapitre01 : introduction sur les équipements de forage

chapitre02 : modélisation des lignes d'arbre

chapitre03 : recherche des nœuds de vibration et la vitesse dangereuse d'une garniture de forage.

Chapitre 1:
Introduction sur les
équipements de
forage

I. INTRODUCTION:

Le forage est l'action de creuser un trou dans la terre. L'équipement du puits, tel les tubages, et de manière générale les moyens techniques permettant de creuser, varient en fonction de son dimensionnement et de ses objectifs.

Les moyens techniques mis en œuvre diffèrent largement de la foreuse manuelle, légère et mobile pour les forages de moins de 10 m.

Dans ce chapitre, on présente tous les équipements utilisés dans le processus de forage pour tous les systèmes, que ce soit système de levage ou le système de rotation et l'installation de ces équipements.

1-Installation de forage

L'installation de forage est la partie située à la surface du sol, elle comprend : le système hydraulique, le système d'alimentation, les obturateurs, la table de rotation, les réserves des tiges de forage ainsi que le système de suspension qui renferme le mat.

L'installation doit assurer les trois fonctions suivantes :

- un poids à l'outil
- une rotation de l'outil
- une injection du fluide de forage.

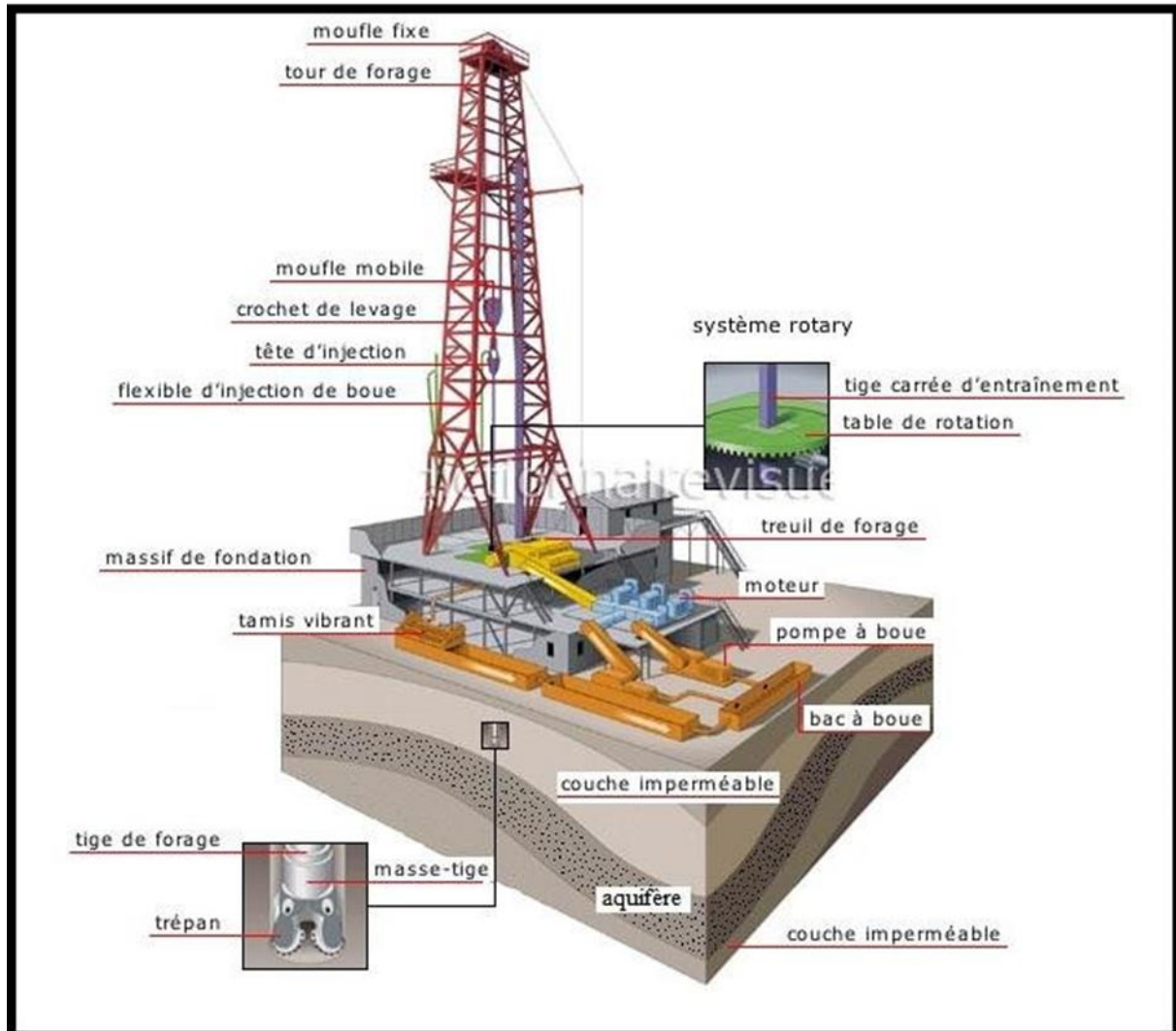


Fig.1 installation des équipements en forage rotary

2-Équipement de forage

Les équipements de forage englobent les équipements de la surface et ceux de fond assurant les fonctions suivantes:

Pompage, rotation, levage, circulation, le Contrôle et la Sécurité.

Le rôle d'un appareil de forage est de réaliser une connexion entre la surface du sol et le fond du gisement à travers un trou de plusieurs phases dans les meilleures conditions techniques, économiques en toute sécurité.

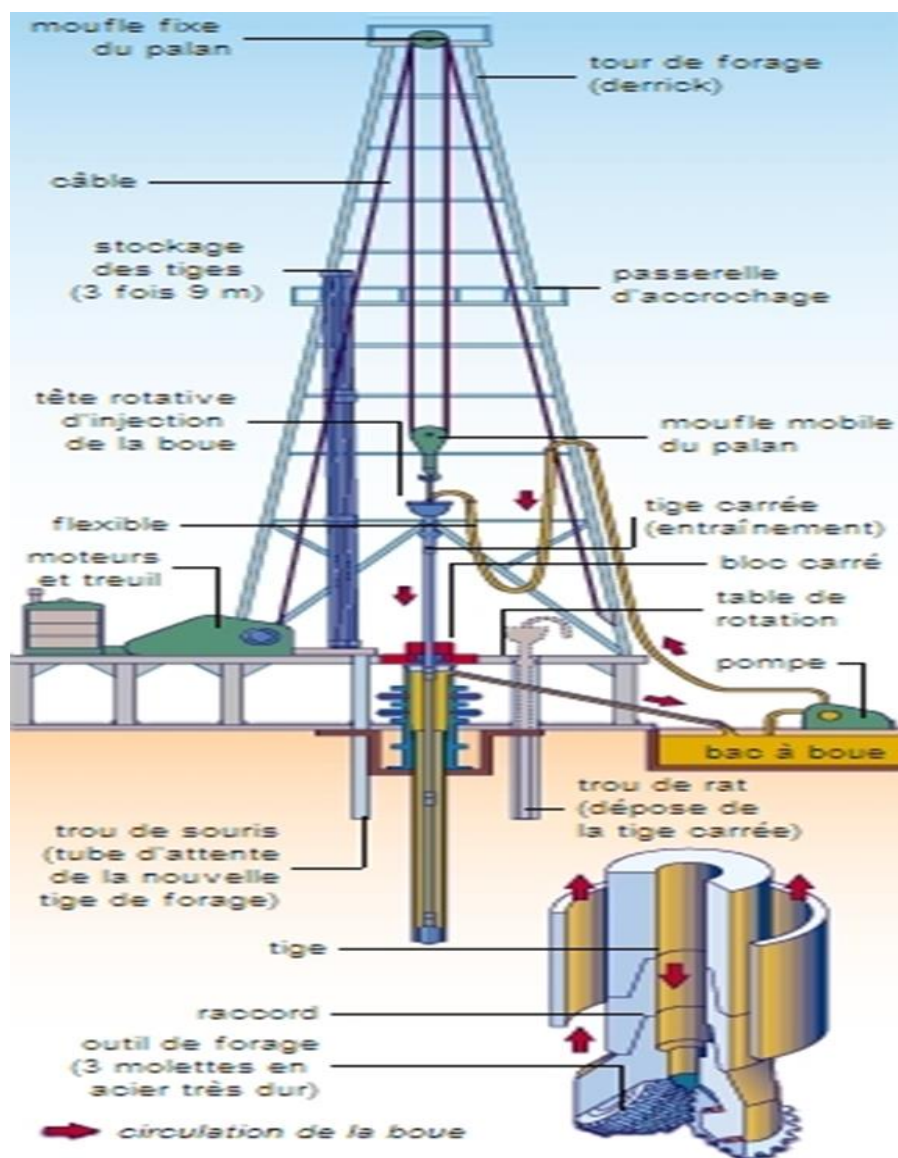


Fig 2 Description d'un équipement de forage.

2.1-Garniture de forage

Le forage rotary exige l'utilisation d'un arbre de forage creux appelé garniture, qui a pour principales fonctions :

- d'entraîner l'outil en rotation,
- d'y appliquer un certain effort,
- d'y apporter l'énergie hydraulique nécessaire à l'évacuation des déblais,

La garniture est la partie descendante dans le puits, elle est désignée aussi par arbre de forage, en raison de la mécanique de liaison qu'elle établit entre la table de rotation en surface et l'outil de forage, elle correspond à la partie opérative dans le puits. Elle effectue plusieurs tâches dont la transmission de l'énergie nécessaire à la désagrégation de la roche, le guidage

et le contrôle de la trajectoire du puits, la transmission de la force de poussée, ainsi que la circulation du boue de forage. Une garniture de forage est constituée principalement de:

- les tiges (drill pipes).
- les tiges lourdes (heavy weight drill pipes).
- les masse-tiges (drill collars).

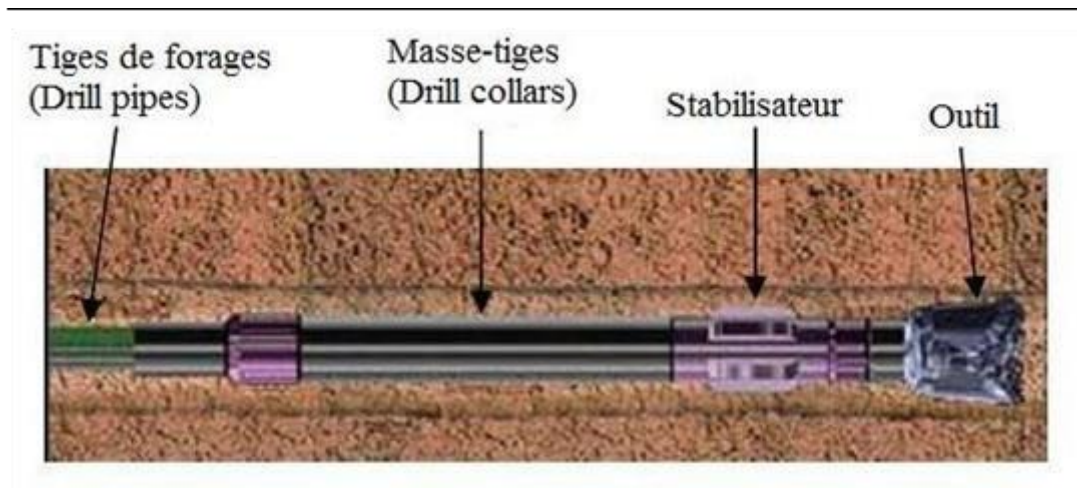


Fig3 garniture de forage.

2.2- Équipement de levage

Pour lever la garniture, il faut utiliser une grue de grande capacité, car la garniture de forage peut atteindre un poids supérieur à 150 tonnes. Cette grue est constituée: d'un mât, d'un treuil, système de mouflage (moufle fixe, moufle mobile et les câbles.)

a) Le mât

Le mât de forage a une construction métallique en forme de A très pointu articulé à sa base, facilement démontable en horizontal et peut être levé en position verticale par le treuil de forage et un câble de levage conçu spécialement à cet effet. Il est très adapté aux appareils de forage terrestre qui nécessitent une grande mobilité.

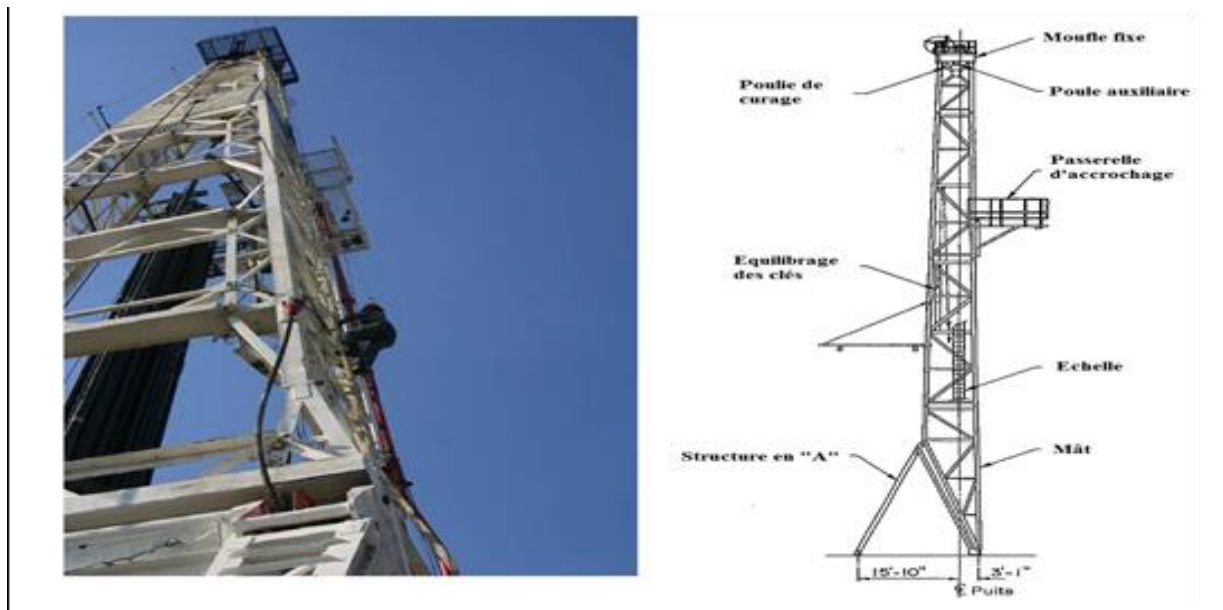


Fig4. Mât d'appareil de forage

b) Le treuil (Draw-works)

Le treuil étant l'un des principaux équipements utilisés dans le forage puits il est considéré comme le cœur d'un appareil de forage, puisque c'est la capacité du treuil qui caractérise la classe de profondeur des forages Il doit assurer :

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

c) Le palan

C'est un mécanisme de transmission du mouvement constitué de deux moufles, l'un fixe, l'autre mobile, contenant chacun un nombre arbitraire de poulies , et d'une corde qui les relie. Il comprend :

Le moufle fixe (crown block): formé d'un certain nombre de poulies et placé au sommet du mât.

Le moufle mobile (travelling block) : formé également d'un certain nombre de poulies par lesquelles passe le câble de forage, il se déplace sur une certaine hauteur entre le plancher de travail et crown block.

Le câble: il est constitué de plusieurs torons chaque toron est lui-même constitué de plusieurs fils calibrés.

2.3- Équipement de rotation

Il est constitué d'une table de rotation, d'une tige d'entraînement, d'une tête d'injection qui peut être motorisée.

2.3.1 Tige d'entraînement (Kelly) :

Le Kelly spinner est un dispositif destiné qui facilite les opérations de vissage de la tige d'entraînement durant les ajouts de tiges ; il permet aussi, d'éliminer l'utilisation de la chaîne de vissage lors des vissages et d'améliore ainsi la rapidité et la sécurité des vissages.

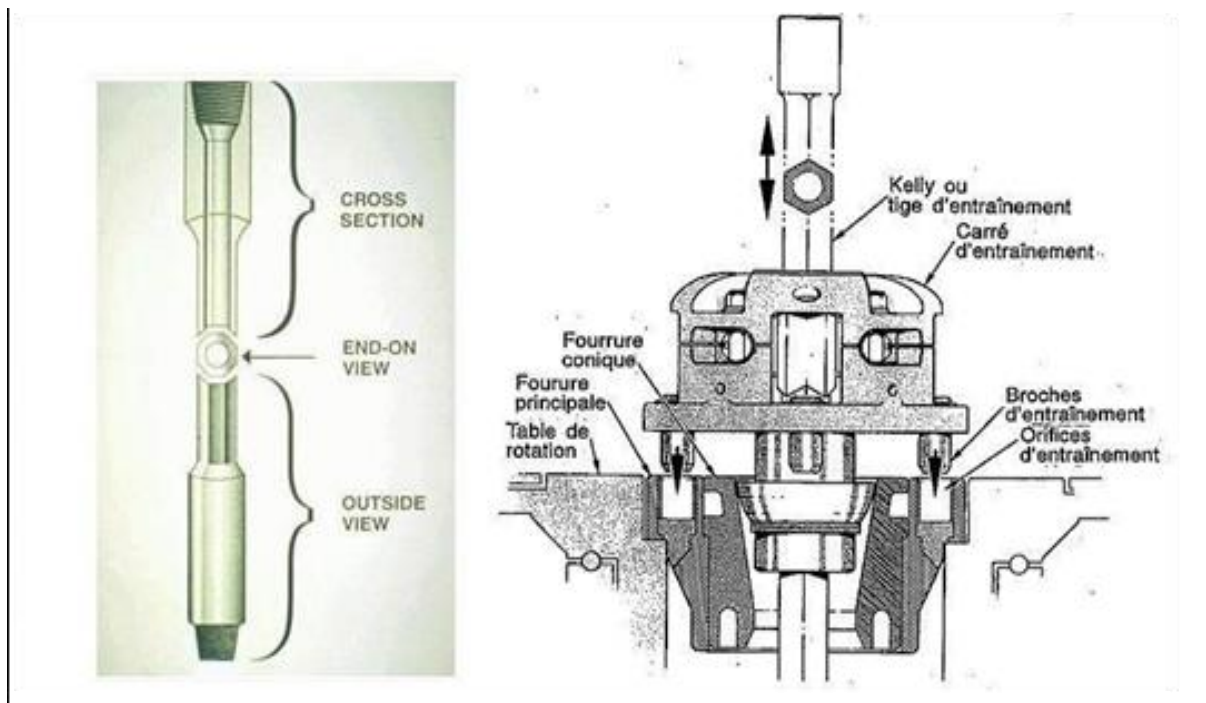


Fig.5: Tige d'entraînement

2.3.2) Table de rotation (Rotary table)

La table de rotation assure les tâches suivantes :

- Transmet le mouvement de rotation à la garniture de forage, par l'intermédiaire de carré d'entraînement et de la tige d'entraînement.
- En cours de manœuvre supporte le poids de la garniture de forage, par l'intermédiaire de coins de retenue.

Les éléments constituent la table de rotation sont :

- Le bâti.
- La partie tournante.
- L'arbre d'entraînement.

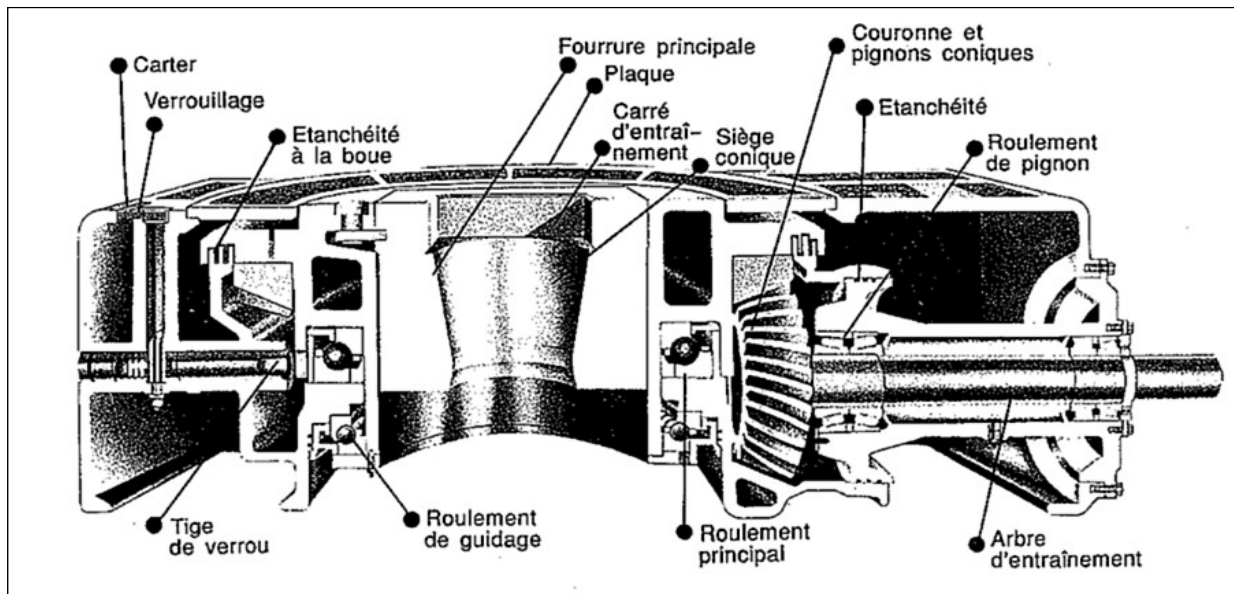


Fig.6 Nomenclature de la table de rotation

c) Tête d'injection motorisée (Top Drive, Direct Drive)

Le top drive est une tête d'injection motorisée qui permet

- 1 / l'injection de la boue,
- 2 / La rotation de la garniture de forage.
- 3 / Pendant le forage, au lieu de faire les ajouts simple par simple, on peut les faire longueur par longueur.
- 4 / Articulation hydraulique des bras de l'élévateur
- 5 / Possède une clé automatique et même une coulisse intégrées.



Fig 7.top drive

3. Garniture de forage

Le forage rotary exige l'utilisation d'un arbre de forage creux appelé garniture, qui a pour principales fonctions :

- entraîner l'outil en rotation,
- appliquer un certain effort,
- apporter l'énergie hydraulique nécessaire à l'évacuation des déblais

Une garniture de forage est constituée des principaux éléments suivants :

- les tiges
- les tiges lourdes
- les masse-tiges

3-1 Les tiges (Drill pipe)

Les tiges de forage permettent la transmission de la rotation de la table à l'outil et le passage du fluide de forage jusqu'à ce dernier.

4- 1. Caractéristiques

4.1.1- Le diamètre nominal :

C'est le diamètre extérieur du corps de la tige, exprimé en pouces

4.1.2 - Le grade :

Détermine la qualité de l'acier et donne la résistance de la tige à la traction et la torsion. Lorsqu'une tige subit un effort de traction, elle s'allonge ; si on ne dépasse pas une certaine valeur et si on relâche la force, la tige revient à sa position initiale : on dit que l'acier a travaillé dans le domaine élastique.

La limite élastique (contrainte maximale admissible) est le rapport de la traction maximale (au-delà de laquelle on sort du domaine élastique) sur la section du corps de la tige

Les grades [grades] d'acier normalisés sont : D55 - E75 - X95 - G105 - S135.

4.1.3 La gamme :

Caractérise la longueur des tiges. Il existe 3 gammes [ranges] de longueur de tige :

- gamme 1 : 5,50 m à 6,70 m (18' à 22'),
- gamme 2 : 8,25 m à 9,15 m (27' à 30'),
- gamme 3 : 11,60 m à 13,70 m (38' à 45').

4.1.4 Le poids nominal :

Exprimé en livres par pied, il indique le poids [weight] du corps de la tige sans les Toul-joints.

4.1.5 Fabrication :

Les tiges de forage sont des tubes d'acier au carbone étirés sans soudure. Leurs extrémités sont refoulées (figure 4) :

- soit intérieurement (internal upset ou IU)
- soit extérieurement (external upset ou EU)
- soit de manière mixte (internal - external upset ou IEU).

5) Les masse – tiges

Les masse-tiges permettent de :

- mettre du poids sur l'outil pour éviter de faire travailler les tiges de forage en compression. Le poids utilisable des masse-tiges ne devra pas excéder 80% de leur poids total dans la boue

- jouer le rôle du plomb du fil à plomb pour forer un trou aussi droit et vertical que possible. Elles ne rempliront pleinement ces conditions que si elles sont aussi rigides que possible donc aussi largement dimensionnées que possible.

5.1 Caractéristiques

Une masse-tige est caractérisée par :

- ses diamètres extérieur et intérieur. Le diamètre intérieur est normalisé par l'API en fonction du diamètre extérieur. Lorsqu'il y a un choix possible, il est avantageux de choisir le plus petit diamètre intérieur de façon à augmenter la résistance de la connexion fileté ;
- son type et son diamètre de connexion fileté (Reg - FH - IF - NC) ;
- son profil : lisse, spiralé ou carré.

5.2 Différents types de masse-tiges :

2.2.1 Masse tiges classiques :

a- Masse tiges lisses: elles sont lisses sur toute leur longueur . L'utilisation du collier de sécurité pour leur manoeuvre dans le puits est obligatoire.

b- Masse tiges à rétreints : deux retreints sont usinés dans la partie supérieure pour permettre l'utilisation de la cale et l'élévateur sans collier de sécurité.

5.2.2 Masse tiges à extrémités soudées :

Les extrémités sont filetées séparément du corps puis reliés à ce dernier par soudure.

5.2.3 Masse tiges à partie centrale surdimensionnée :

Utilisées dans les grosses dimensions, elles assurent un meilleur guidage et une meilleure rigidité d'où moins de tendance à dévier.

La partie supérieure est réduite pour permettre le repêchage par l'extérieur avec un overshot standard et l'utilisation de filetages courants, donc de couples de serrage acceptables.

5.2.4 Masse tiges carrées :

Ayant une rigidité importante et un très bon guidage dans le trou (jeu 1/32" seulement), elles sont utilisées pour supprimer les dog legs et diminuer la déviation.

Les angles sont rechargés par un composite carbure-diamant pour éviter leur usure dans les terrains abrasifs

5.2.5 Masse tiges spiralées :

Elles réduisent le risque de coincement par pression différentielle en diminuant la surface de contact masse-tige/trou. Leur masse est d'environ 4% inférieure à celle des masse-tiges classiques.

6) BHA (Bottom Hole Assembly)

L'assemblage de fond ou BHA (Bottom Hole Assembly) est la partie inférieure de la garniture de forage, elle est principalement constituée de l'outil de forage, des masses tiges et des stabilisateurs. La BHA a un effet prépondérant sur le comportement directionnel du système de forage.

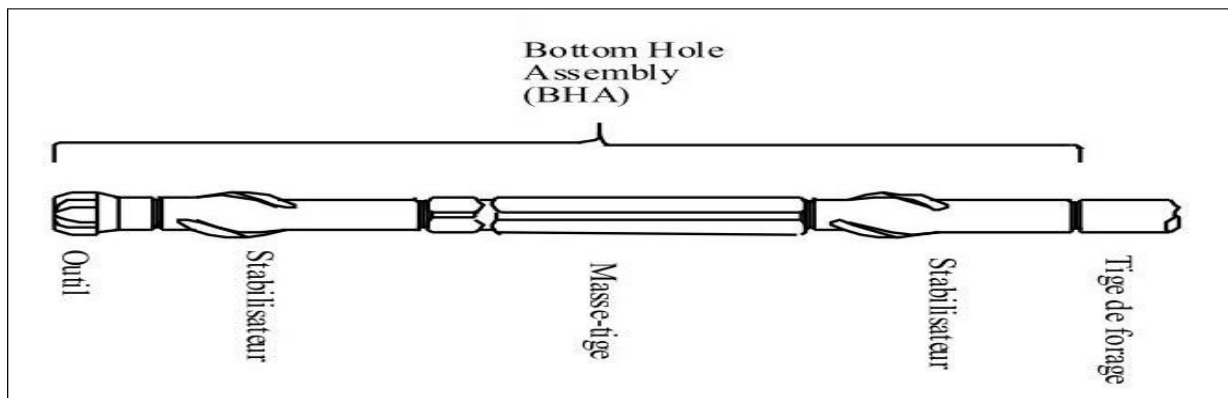


Fig. 8 Assemblage de fond

7) Les équipements auxiliaires

Composés des stabilisateurs (incorporés à la garniture de forage au niveau des masses tiges afin de garder le contrôle sur la trajectoire de l'outil), des amortisseurs de choc, et des raccords divers.



Fig. 9 Raccords (Toul-joints)

CHAPITRE 2 :
MODELISATION
DES LIGNES
ARBRES

1- INTRODUCTION

On peut imaginer les objets concevoir comme quelque chose dans une boîte noire dans ce cas ou doit spécifier les entrées et les sorties de la boîte ensemble, avec leur caractéristique et limitation.

Il y a plusieurs spécifications impliquées résultant de l'environnement particulier du concepteur ou de la nature du problème lui-même tout ce qui limite la liberté de concepteur dans ce choix est une spécification.

Une fois que le problème est défini et que l'ensemble des spécifications qui lui sont reliées sont obtenues, la prochaine étape et la synthèse ne peut se faire sans l'action combinée de l'analyse et si le projet de construction ne satisfait pas l'une ou les deux tests (analyse et optimisation) le processus de la synthèse doit recommencer encore.

L'analyse et l'optimisation exigent la conception (bureau) et la construction (Lobo) de modèle abstrait admettant quelque forme d'analyse mathématique on appelle modèle analytique abstrait et modèle mathématique les équations mathématiques décrivent le comportement physique du système une bonne modélisation permet de simuler le système physique réel et prédire son comportement.

2- MODELISATION DES LIGNES D'ARBRES:**2-1 DEFINITION****2-1-1 Modélisation :**

La modélisation a pour but de définir un modèle mathématique qui se présente sous forme d'un modèle descriptif, ou bien c'est une idéalisation de la structure qui ne permet de faire l'analyse mathématique et physique de la structure sous forme mathématique le modèle analytique observé doit être identifier à la structure réelle afin que l'analyse soit fiable .

2-1-2 Lignes d'arbres :

Les lignes d'

arbres sont les éléments de résistances rotatif qui interviennent dans plusieurs domaines de la construction mécanique (arbre à came – engrenage – les transmissions subsonique et supersonique)

Dans le domaine subsonique (petite vitesses) la modélisation elle est suffisante, mais dans les domaines supersoniques (grande vitesse) la modélisation est une aproscimation pour un redimensionnement.

3 - CARACTERISTIQUE DU MODELE

La complexité de la chaîne de transmission (moteur, réducteur, arbre de transmission, hélice, par exemple) nécessiterait un nombre très élevé de degrés de liberté, ce qui entraînerait un coût du calcul excessif. Ce qui par contre nous paraît faisable est de calculer.

En utilisant le modèle classique "masse ressort". Le modèle le plus couramment utilisé pour les modélisation de mouvement de rotatif, consiste en un ensemble de solide de révolution, supposés infiniment régi des, réunis entre eux par des ressorts de torsion sans masses, de rigidité torsionnelle K_i , comme indiqué sur la figure (3-1). Ainsi, il est nécessaire de créer, pour une ligne d'arbre, différents modèles pour:

- Réaliser l'équilibrage d'un vilebrequin.
- Connaître les fréquences propres des vibrations de torsion, de flexion ou Axiales.
- Déterminer les amplitudes en quelques points particulières des oscillations forcés de torsion; de flexion ou axiale.
- Donner une image de l'état de contrainte de la matière ... etc.

Nous nous limiterons à la caractérisation des modèles traduisant les N premières fréquences naturelles de torsion et les amplitudes des oscillations forcées. Les éléments de ces modèles doivent satisfaire à des règles bien connues: Proportionnalité entre efforts et déformations; conservation des masses, pour que les lois de la mécanique leur soient applicables et que la résolution numérique des équations conduise à l'utilisation de schémas mathématiques classiques.

Ces modèles représentent une distribution de paramètres et de degrés de liberté qui dépendent de l'expérimentation.

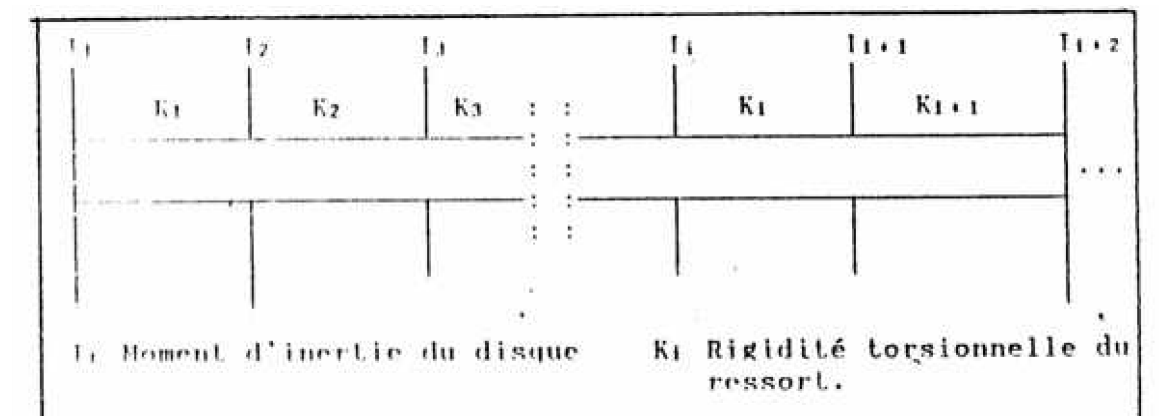


FIG-3-1-Exemple de modèle de ligne d'arbre

4- MODELISATION DES ARBRES COUDES :

Le vilebrequin constitué par des coudes qui ont un mouvement de rotation reliés à des pièces (bielles - pistons) animées d'un mouvement alternatif.

Si l'on veut remplacer le vilebrequin par un arbre cylindrique équivalent, il faut commencer par étudier la rigidité ainsi que le moment d'inertie à la torsion.

4.1 RIGIDITE TORSIONNELLE DU COUDE :

Si l'on considère un coude de vilebrequin soumis à deux couples opposés "C" portés par l'axe du tourillon et appliqués à chaque extrémité, la déformation globale en torsion est la somme des déformations.

Cela se traduit par la rotation relative des deux sections extrêmes du coude d'un angle θ (rad).

La rigidité torsionnelle K du coude est: $K = C I \theta$

Ou encore : $\frac{1}{k} = \frac{2}{K_t} + \frac{2}{K_b} + \frac{1}{K_m}$

K_t : rigidité torsionnelle d'un tourillon.

K_m : rigidité torsionnelle d'un magnéto.

K_b : rigidité équivalente d'un bras.

Si dans un premier temps, nous faisons l'hypothèse que les formules simples de RDM sont applicables aux coudes de vilebrequin, nous pouvons calculer la rigidité K en fonction des dimensions:

$$K_t = \frac{2Gj}{l_\tau} , \quad K_m = \frac{GJ_m}{l_m} , \quad K_b = \frac{EJ_b}{R}$$

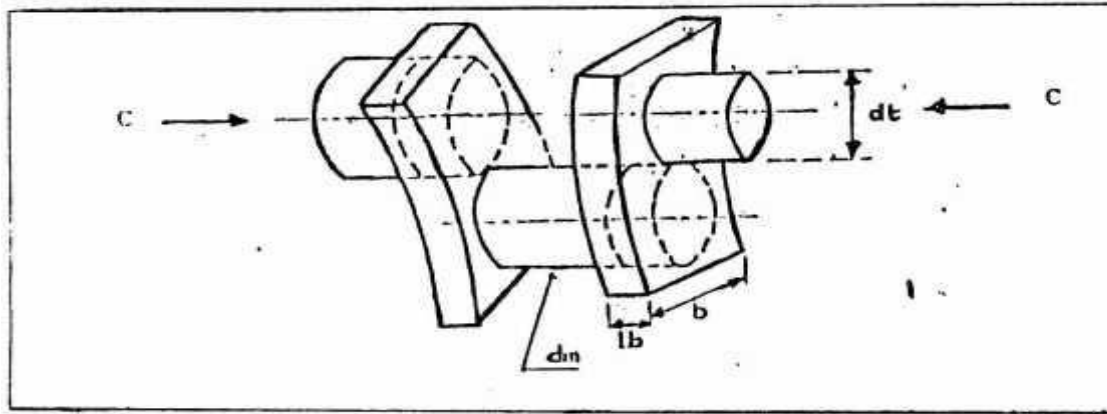


FIG 4-2 -Coude de vilebrequin soumis à 2 couples C.

$$J_t = \frac{\pi}{32}(d_t^4 - d_i^4), \quad j_m = \frac{\pi}{32}(d_m^4 - d_i^4), \quad J_b = \frac{b^3 L_b}{R}$$

Dim: diamètres des alésages dans les tourillons et les manetons s'ils existent.

dt, dm : diamètres respectifs des manetons et tourillons

Lb; b : dimensions de la section du bras.

D'où:

$$\frac{1}{K} = \frac{32l_t}{\pi(d_t^4 - d_m^4)G} + \frac{32l_m}{\pi(d_m^4 - d_{im}^4)G} + \frac{24R}{E l_b * b^3}$$

4-2- Longueur équivalente d'un coude:

Selon la formule classique de la R.D.M, réduisant le coude de vilebrequin à une suite de poutre, la longueur équivalente **Leq** de l'arbre du diamètre équivalent en Torsion **D_{eq}** est égale:

$$L_{eq} = \frac{GD_e^4}{32} * \frac{1}{K}$$

Soit :

$$L_{eq} = D_e^4 \left[\frac{L_t}{d_t^4 - d_b^4} + \frac{L_m}{d_m^4 - d_t^4} + \frac{G.R}{E b^3 * L_b} \right]$$

Coude est un système complexe et seule la prise en compte des formes réelles permet de déterminer avec précision la longueur équivalente.

Pour cela, plusieurs semi- expérimentales ont été proposées pour la détermination de cette dernière, en prenant comme diamètre de l'arbre équivalent au coude, le diamètre du tourillon de

vilebrequin.

Formule de CARTER :

$$L_{eq} = D_e^4 \left[\frac{L_t + 0.8L_b}{d_t^4 - d_i^4} + \frac{3L_m}{4 * d_m^4 - d_i^4} + \frac{3 * R}{2 * E b^3 * L_b} \right]$$

Formule de KER-WILSON :

$$L_{eq} = D_{eq}^4 \cdot \left[\frac{L_1 + 0.4d_t}{d_t^4 - d_i^4} + \frac{L_m + 0.4d_m}{d_m^4 - d_i^4} + \frac{R - 0.2(d_1 + d_m)}{b^3 * L_b} \right]$$

Formule de TIMOSHENKO :

$$L_{eq} = D_e^4 \cdot \left[\frac{L_t + 0.9L_b}{d_t^4 - d_i^4} + \frac{L_m + 0.9L_b}{d_m^4 - d_i^4} + \frac{0.3R}{L_b * b^3} \right]$$

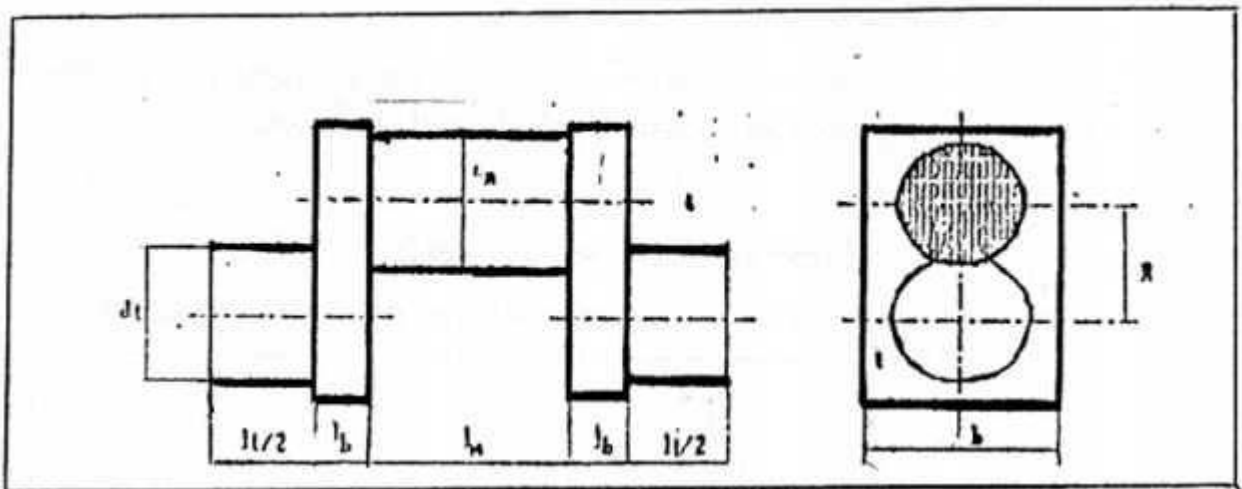


FIG -3- Dimension d'un coude de vilebrequin

4-3- Moment D'inertie D'un Coude:

Le moment d'inertie \$I_C\$ d'un coude de vilebrequin est donnée par:

$$I_C = I_m + 2I_t + 2I_b$$

\$I_m\$: Moment d'inertie du maneton par rapport à l'axe du vilebrequin.

$$I_m = \left(\frac{\pi \zeta L_m}{4} \right) \frac{d_m^4}{8} + R^2 d_m^2$$

ζ en (Kg/m³) : masse volumique du matériau.

I_t : Moment d'inertie d'un demi - tourillon par rapport à l'axe du vilebrequin.

I_b : Moment d'inertie d'un bras par rapport à l'axe du vilebrequin.

On effectue un découpage du bras et de son contre poids en éléments simples; puis pour chaque élément, parés avoir calculé son inertie, par rapport à un axe Passant par son centre de gravité, et parallèle à l'axe du vilebrequin, en appliquant le théorème de **HUYGHENS**.

La somme de ces inerties élémentaires est égale à l'inertie du bras par rapport à l'axe du vilebrequin.

a) - Modèle a un disque:

Le modèle à un disque est constitué par un arbre sans masse de diamètre D_{eq} et de longueur L_{eq} portant un disque d'épaisseur nul et d'inertie le :

$$I_C = I_t + I_m + I_{b1} + I_{b2}$$

Avec :

I_{b1} et I_{b2} : moment d'inertie des bras 1 et 2

L_{eq1} et L_{eq2} : sont les longueurs équivalentes des deux demi-coudes.

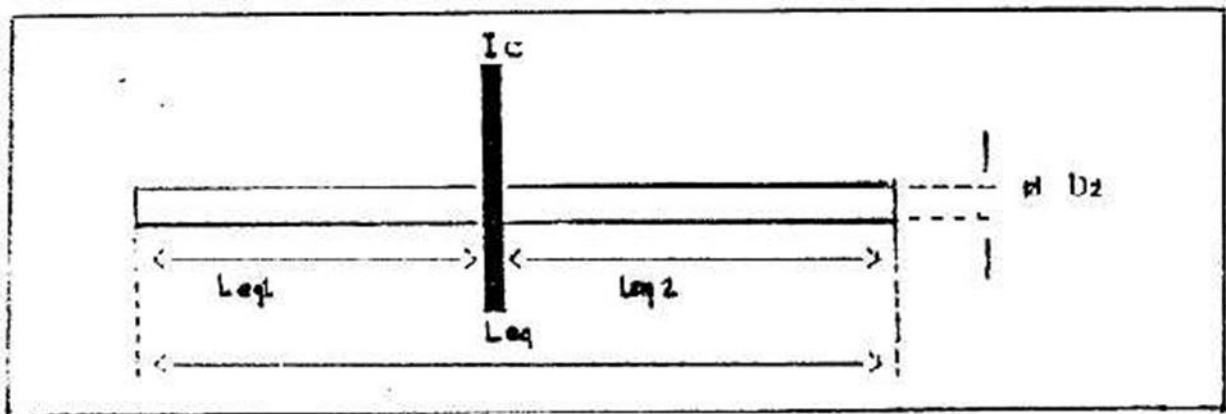


FIG-4 - modèle a un disque

5- Moment d'inertie Equivalent de L'équipage Mobile

Pour tenir compte de l'effet de l'attelage mobile sur le système élastique (vilebrequin), nous allons calculer une masse équivalente constante liée au maneton du coude.

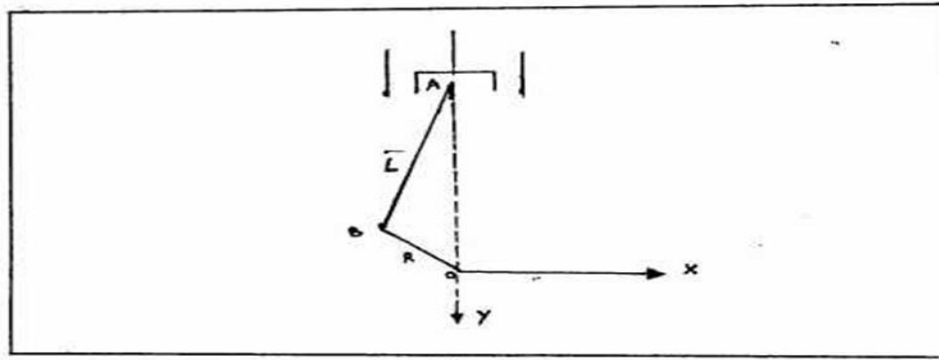


FIG-5- SYSTEME DE BIELLE-MANIVELLE

5-1 - Masse équivalente du piston et de son axe:

L'énergie cinétique du piston à tout instant au cours de son déplacement, doit être égale à l'énergie cinétique de la masse équivalente attachée au mouvement du maneton. La fonction de force due à la pesanteur est identique dans les deux cas :

$$E_c = \frac{1}{2} M_P \left(\overrightarrow{v(A)}^2 \right)$$

Avec:

M_P (Kg) : masse du piston et de son axe

$\overrightarrow{v(A)}$: Vecteur vitesse du point A par rapport au repère fixe L'énergie cinétique de la masse

équivalente attachée au maneton est:

$$\frac{1}{2} M_E(\alpha) * R^2 W^2$$

Avec:

$M_{eq}(\alpha)$ (Kg) : masse équivalente du piston, fonction de l'angle de Rotation (rd) de la manivelle.

R : rayon de la manivelle.

$w = d\alpha/dt$ (rd/s) : vitesse de rotation constante de la manivelle

D'où:

$$M_{eq}(\alpha) = \frac{M_P \left[\overrightarrow{v(A)}^2 \right]}{R^2 W^2}$$

La masse équivalente moyenne cherchée sera obtenue en calculant la moyenne arithmétique de la fonction $M_{eq}(\alpha)$ pour α variant de 0 à $1t$.

$$\mathbf{M}_e = \int_0^n \mathbf{M}_e(\alpha) \cdot d$$

5-2- Masse équivalente de la bielle:

On posant:

$\mathbf{M}_b(\mathbf{Kg})$: masse de la bielle.

α (rd) : angle de rotation de la manivelle.

$w = \frac{d_a}{d_t}$ (rd/s) : vitesse de rotation constante de la manivelle.

$\vec{\omega}_b$: Vecteur rotation de la bielle par rapport au Repère fixe.

$\overline{\mathbf{I}}_b(\mathbf{G})$: Tenseur d'inertie de la bielle par rapport à Repère lie à la bielle et d'origine.

$\overline{\mathbf{V}}(\mathbf{G})$: Vecteur vitesse de G par rapport au repère fixe.

L'énergie cinétique de la bielle est :

$$\mathbf{E}_c = \frac{1}{2} \mathbf{M}_b * \left[\overline{\mathbf{V}}(\mathbf{G}) \right]^2 + \frac{1}{2} \Omega_b * \mathbf{I} \left(\frac{b}{c} \right) * \overline{\omega}_t^2$$

L'énergie cinétique de la masse équivalente ponctuelle M_{eb} attachée au maneton est:

$$\mathbf{E}_c = \frac{1}{2} \mathbf{M}_e(\alpha) \cdot \mathbf{R}^2 \cdot w^2$$

La masse équivalente de la bielle, en fonction de α est donnée par l'expression.

$$M_e(\alpha) = \frac{M_e \cdot \left[\frac{\vec{v}(G)}{V(G)} \right]^2 + \Omega^2 \cdot I(b/G) \cdot \Omega^2 \cdot b}{R^2 \cdot W^2} d\alpha$$

La masse équivalente cherchée sera obtenue en calculant la moyenne arithmétique de la fonction $M_e(\alpha)$ pour α variant de 0 à π .

$$M_e = \int_0^\pi \frac{M_b \cdot \left[\frac{\vec{v}(G)}{V(G)} \right]^2 + \left[\frac{\vec{v}(G)}{V(G)} \right] \cdot I(b/G) \cdot [\Omega_b]}{R^2 \cdot W^2} d\alpha$$

5-3- Moment d'inertie équivalent:

$$I_{eq} = (M_{ep} + M_{eb}) R^2$$

Avec :

- I_{eq} : moment d'inertie équivalent (N.m. s²)
- M_{ep} : masse équivalente du piston (kg)
- M_{eb} : masse équivalente de la bielle (kg)
- R : rayon de la manivelle (m)

5- 4- Modèle D'un Coude et des Pièces Mobiles Associées:

Dans ce cas, le disque a pour moment d'inertie

$$I = I_c + I_{eq}$$

I_c : Moment d'inertie du coude (N.m.s²).

I_{eq} : Moment d'inertie équivalent de l'équipage mobile.

6- MODELISATION DES ARBRES NON COUDES :

(Mise en évidence des vibrations de torsion)

6-1- Arbre a une section constante portant un disque:

Un arbre vertical AB dont l'extrémité B est fixée perpendiculairement au centre d'un disque (FIG-6) peut également servir d'exemple d'un système à un degré de liberté.

Les vibrations de torsion se produisent dans l'arbre AB quand le disque tourne autour de l'axe AB

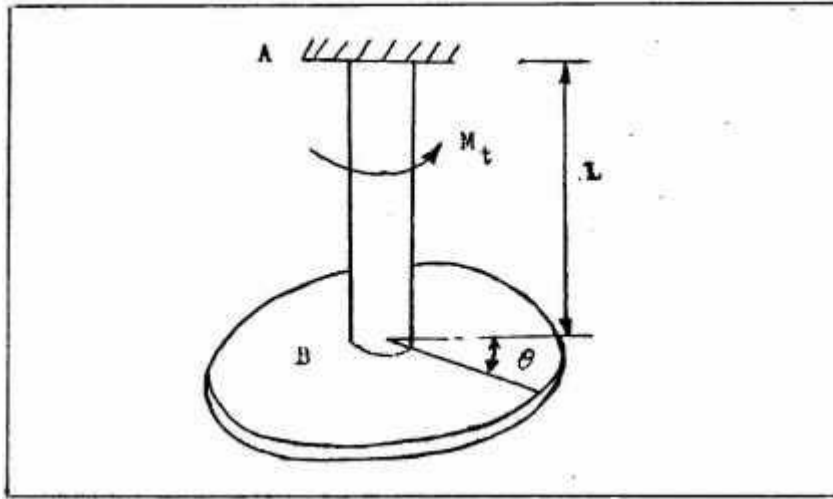


FIG-6-

Le moment de torsion engendré dans l'arbre sera:

$$M_t = -K. \theta \dots \dots \dots (01)$$

Où, K : la rigidité de torsion de l'arbre.

Le moment d'inertie du disque par rapport à l'axe de rotation

$$M_i = I. \theta \dots \dots \dots (02)$$

De l'équation (01) et (02), on peut établir l'équation du mouvement vibratoire en torsion de ce système:

$$\ddot{\theta} + \theta \frac{k}{I} = 0 \dots \dots \dots (03)$$

ω - La pulsation propre de vibration libre en torsion de l'arbre et disque

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{I}} \dots \dots \dots (04)$$

6-1) moment d'inertie du disque

On peut trouver la solution générale de l'équation (03) sous la forme:

$$\theta = \phi. \cos(\omega t - \alpha) \dots \dots \dots (05)$$

\emptyset : Amplitude angulaire tic la vibration de torsion déterminée par les Conditions initiales.

Pour éviter les phénomènes résonance, il faut calculer les fréquences propres ω du système.

Si l'arbre examiné comme un système continu en comprenant sa masse, dans Ce cas le système possède infiniment ω ($\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_n$).

Si nous considérons l'arbre comme un système sans tenir compte sa masse, le système n'existe qu'une fréquence propre de torsion ω calculée d'après la formule (04) Pour calculer ω , il faut connaître les paramètres suivants:

$$K = \frac{GJ_b}{L} \dots \dots \dots (06)$$

J_p : Moment d'inertie polaire tic la section tic l'arbre.

$$J_b = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

$$I = \frac{1}{2} M \cdot R^2 \quad (\text{Moment d'inertie du disque})$$

Enfin, on peut déterminer la fréquence ω sous la forme :

$$\omega = d^2 \cdot \sqrt{\frac{G \cdot n}{3 \cdot L}} \dots \dots \dots (07)$$

Avec:

G : Module de cisaillement (N/mm²).

L : Longueur de l'arbre(m).

D : Diamètre de l'arbre(m).

6-2 Arbre a une section variable portant un disque:

En réalité, dans la pratique toujours on rencontre l'arbre constitué sous la forme variable (fig-7)

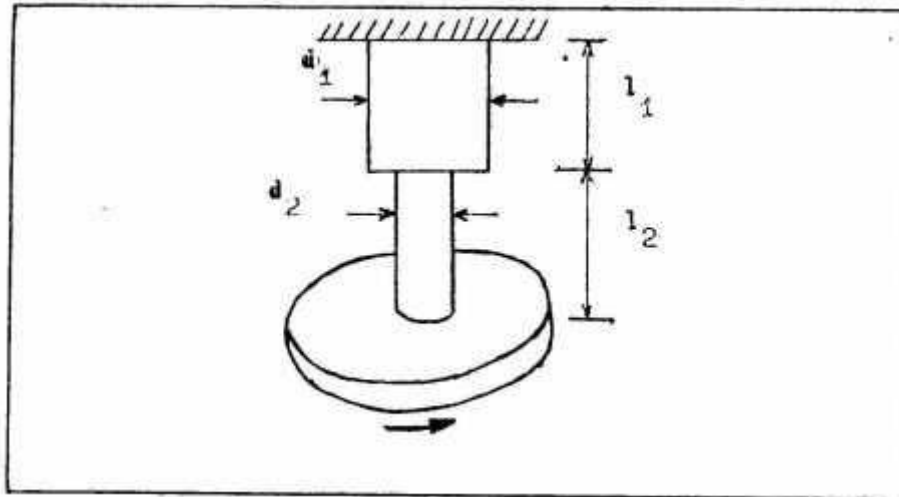


FIG -7 Arbre a une section variable portant un disque

Dans ce cas, l'angle de torsion de ce système peut être déterminé :

$$\theta = \frac{M_t \cdot l_1}{G \cdot J_1} + \frac{M_t \cdot l_2}{G \cdot J_2} \dots \dots \dots (08)$$

J_1, J_2 : Sont les moments d'inertie des sections de l'arbre de diamètres respectivement.

$$J_1 = \frac{\pi d_1^4}{32}, \quad J_2 = \frac{\pi d_2^4}{32} \dots \dots \dots (09)$$

De (08) et (09), on peut former:

$$\theta = \frac{32 \cdot M_t \cdot L_{eq}}{\pi d_1^4} \dots \dots \dots (10)$$

Ou, L_{eq} : est la longueur équivalente de l'arbre de deux tronçons de diamètre d_1 et d_2 :

$$L_{eq} = L_1 * \left(\frac{J_2 \cdot D_1^4}{D_2^4} \right) \dots \dots \dots (11)$$

Nous constatons qu'on peut transformer un arbre composé de deux tronçons différents du diamètre à un arbre de diamètre d , et de longueur L_{eq} .

La rigidité de torsion de l'arbre équivalente est déterminée:

$$K_e = \frac{\pi d_1^4}{32 \cdot L_{eq}} \dots \dots \dots (12)$$

Dans ce cas la fréquence propre du système (arbre + disque) calculée selon la formule:

$$\omega^2 = \frac{K_e}{I} = \frac{\pi d_1^4}{32 \cdot I \cdot L_e} \dots \dots \dots (13)$$

En général, si l'arbre est composé de n tronçons de longueurs l_1 et l_2, \dots, l_n et de diamètres correspondants d_1, d_2, \dots, d_n dans ce cas on peut établir la longueur équivalente de ce système sous la forme:

$$L_e = I_1 * \left(\frac{d_1^4 \cdot l_2}{d_2^4} + \frac{d_1^4 \cdot l_3}{d_3^4} + \dots \dots \dots + \frac{d_1^4 \cdot l_n}{d_n^4} \dots \dots + 1 \right) \dots \dots (14)$$

De cela, on peut facilement calculer la fréquence propre du système compliqué. (FIG-8)

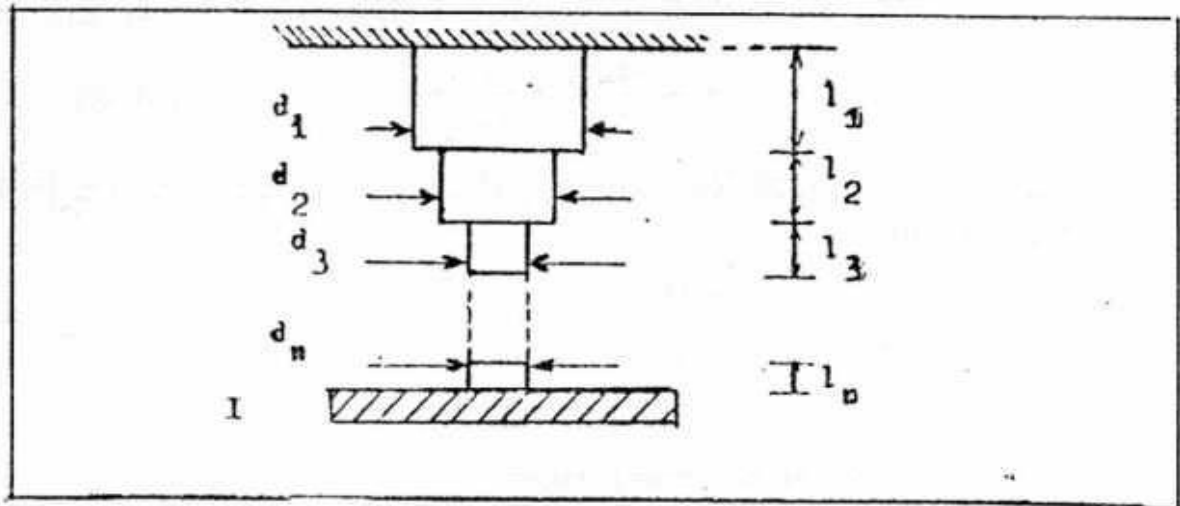


FIG-8

6-3 Arbre a une section constante portant deux disques:

Première Méthode :

Considérons un arbre portant deux disques (FIG-9), si l'on applique sur ces disques deux couples de torsion opposés et qu'on les supprimés brusquement.

L'arbre sera soumis à des vibrations de torsion pendant lesquelles les disques tournent toujours en sens contraire (système à deux degrés de liberté).

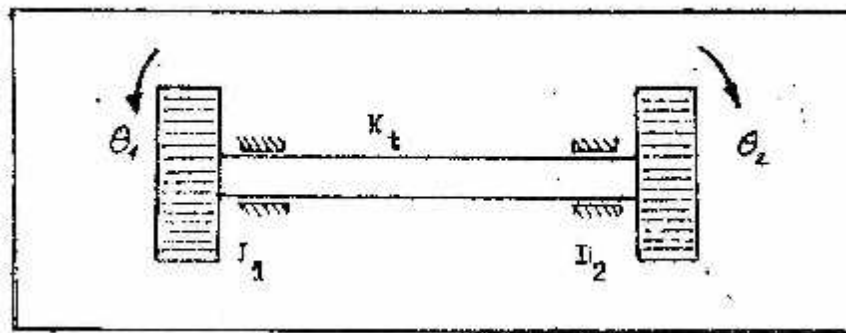


FIG-9 Arbre a une section constante portant deux disques

En désignant:

K : la rigidité torsionnelle de l'arbre.

I_1, I_2 : moments d'inerties de deux disques.

θ_1, θ_2 : La position angulaire de chaque disque par Rapport à leurs positions de repos.

Supposons que le matériau composant le dernier, suit la loi de " HOOKE".

Nous avons :

$$M_t = -K (\theta_1 - \theta_2) \dots \dots \dots (15)$$

Avec:

M_t : couple de torsion de l'arbre.

θ : angle de torsion de l'arbre.

Négligeons l'inertie propre de l'arbre, appliquons la loi fondamentale de la dynamique, nous permet d'écrire l'équation du mouvement de la vibration libre de torsion:

$$1/ I_1 \cdot \ddot{\theta}_1 + K(\theta_1 - \theta_2) \dots \dots \dots (16)$$

$$2/ I_2 \cdot \ddot{\theta}_2 + K(\theta_2 - \theta_1) \dots \dots \dots (17)$$

Par différence des équations (16) et (17) nous obtenons l'équation différentielle homogène du second ordre en (θ) :

$$I_1 \cdot \theta_1 - I_2 \cdot \theta_2 = -2$$

$$I_1 \cdot (\theta + \theta_2) \cdot I_2 \theta_2 = 2 \theta$$

$$I_1 \cdot \theta + (I_1 + I_2) \cdot \theta_2 = -2$$

$$\triangleright \theta + \theta \left(\frac{I_1 - I_2}{I_1} \right) = \frac{-2}{I_1} \cdot \theta$$

$$\triangleright \theta + \frac{K}{I_2} \cdot \theta \left(\frac{I_1 - I_2}{I_2} \right) = \frac{-2}{I_1} \theta$$

$$\triangleright \theta + K \cdot \theta \left[\frac{I_1 - I_2}{I_1 \cdot I_2} + \frac{2}{I_1} \right] = 0$$

$$\triangleright \theta + \left[\frac{K(I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2} \right] \cdot \theta = 0$$

En posant:
$$K \cdot \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) = \omega^2$$

D'où,
$$\omega = \sqrt{K \cdot \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right)}$$
 (pulsation propre du système)

De l'équation (16) et (17), on peut transformer sous la forme matricielle:

$$\begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K & -K \\ -K & K \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Où, [M] : matrice des inerties du système.

[K] : matrice des rigidités.

Supposons que la vibration en torsion du système est libre et harmonique, c'est pourquoi la solution peut être formée sous la forme matricielle 1 suivante :

$$[\theta] = [A] \cdot \sin \omega \dots \dots \dots (20)$$

[A] : La matrice d'amplitude de l'angle de deux disques.

La période des oscillations du système est:
$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

Et la fréquence des oscillations par seconde sera : $F = \frac{1}{T} = \frac{w}{2\pi}$

Deuxième Méthode:

Si le système subit une vibration en torsion, il existe sur le long de l'arbre une section intermédiaire (nn) qui reste fixe pendant la vibration en torsion. Cette section est appelé section neutre ou section nodale.

IL s'agit de déterminer sa position, c'est à dire calcul a et b.

Maintenant considérons le système de deux disques, un disque avec la longueur a et l'autre

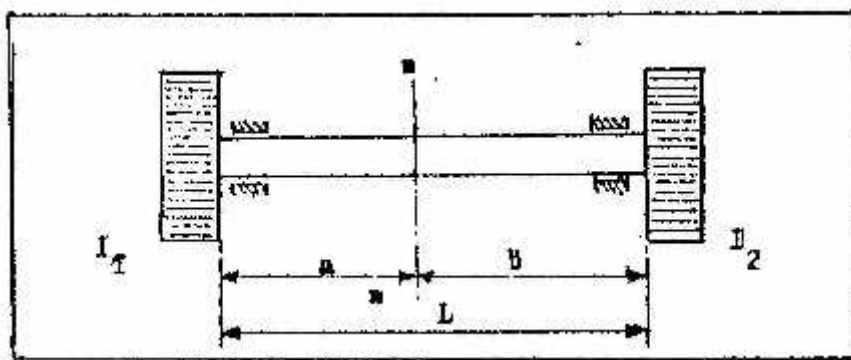


FIG-10 disque avec la longueur b la période de deux systèmes est identique

On a : $T_1 = 2\pi \sqrt{\frac{I_1}{K_1}}$, $T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{I_2}{K_2}}$

Puisque : $T_1 = T_2$, on peut tirer:

$$\frac{T_1}{K_1} = \frac{I_2}{K_2} , \frac{K_1}{K_2} = \frac{I_1}{I_2}$$

Nous calculons enfin: $K_1 = \frac{\pi d^4 G}{3.a}$, $k_2 = \frac{\pi d^4 .G}{3.b}$

.La fréquence propre du système déterminée soit avec a, soit avec b:

$$W_1 = \sqrt{\frac{K_1}{I_1}} = d^2 . \sqrt{\frac{\pi .G}{3.I_1 .a}}$$

$$W_2 = \sqrt{\frac{K_2}{I_2}} = d^2 \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot G}{3 \cdot I_2 \cdot a}}$$

7- MODELISATION DES ACCOUPLEMENTS ELASTIQUES:

Quand les nœuds de vibrations se situent à leur niveau, les accouplements ont une grande souplesse en torsion de là, il faut donner une grande importance à leur Modélisation (FIG:11).

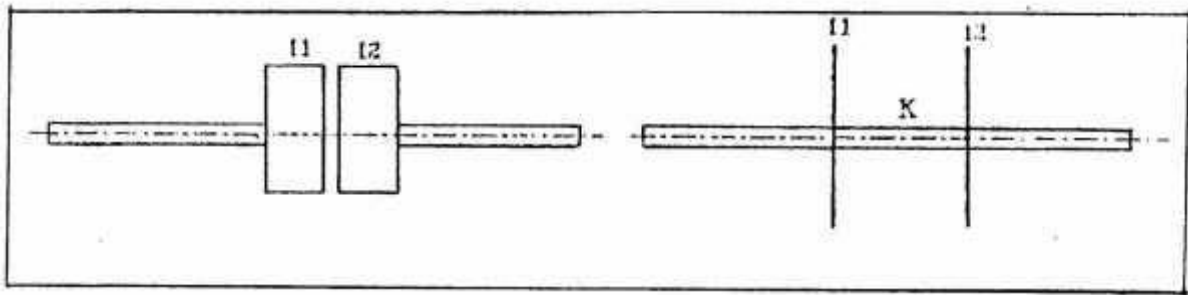


FIG-11-Modélisation d'un accouplement

K : Rigidité torsionnelle

I1 et I2 : Moments d'inertie des deux parties de l'accouplement.

Remarque: on peut négliger I_1 et I_2 car ils sont très faibles.

Conclusion

Ce modèle permet de prédire les vibrations de torsion des tiges pour des paramètres opératoires donnés (vitesse de rotation, poids sur l'outil de forage). Un modèle numérique en éléments finis a été développé pour résoudre les équations du mouvement et analyser ainsi la sensibilité des vibrations aux paramètres opératoires du forage en particulier la vitesse de rotation et l'effort axial dans les tiges. Le modèle permet en outre d'analyser la réponse dynamique d'une garniture en cours du forage (conception).

Chapitre 3 :
**Recherche des nœuds
de vibrations et les
vitesses dangereuses
d'une garniture de
forage**

I- Introduction

Le phénomène des vibrations est rendu complexe par le couplage entre les différents modes ainsi que le nombre élevé de paramètres qui entrent en jeu dans ce processus. Les interactions entre la garniture de forage et la formation forée compliquent d'avantage la modélisation du comportement dynamique de la garniture. Les premiers modèles sont statiques et s'intéressaient surtout au calcul des contraintes et des déformations de la garniture ainsi qu'au comportement directionnel du système de forage. Les modèles dynamiques sont complémentaires aux modèles statiques et se présentent selon deux approches principales. L'approche temporelle qui consiste à prédire l'évolution des contraintes et déformations dans le temps et/ou la réponse transitoire du système. La deuxième approche est fréquentielle, elle consiste à chercher les fréquences propres du système, ce qui permet de déterminer les vitesses de rotation critiques à éviter au cours du forage. Eviter ces vitesses critiques permet d'éviter le phénomène de résonance. Qu'ils soient statiques ou dynamiques, les modèles sont souvent confrontés à des mesures de chantiers ou validés par des expériences au laboratoire. Cette validation est nécessaire, non pas à cause des doutes sur les lois théoriques fondamentales qui sont parfaitement établies, mais parce que le problème mathématique complet est tellement complexe que l'on est amené à procéder à des simplifications pour établir ces modèles.

1- Dynamique des Tiges de Forage

Le phénomène de vibrations est récurrent au cours des opérations de forage pétrolier, et constitue la cause majeure de la fatigue des systèmes de forage. Les vibrations de la garniture sont décomposées selon trois modes : axial, de torsion et latéral.

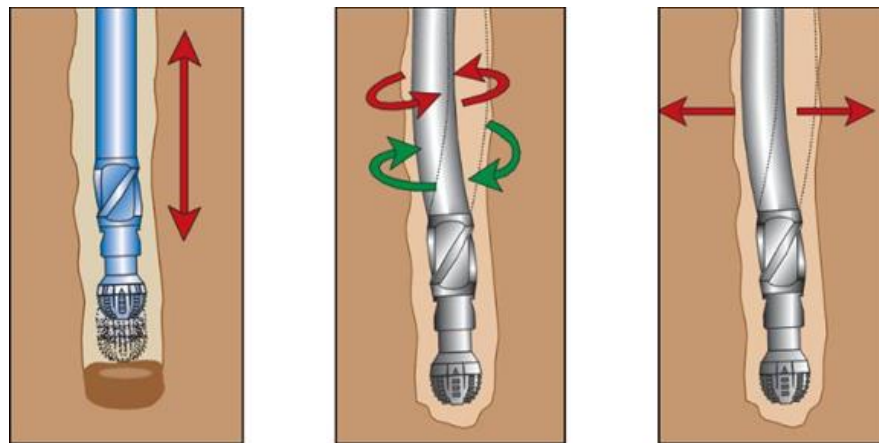


Fig 3-1: Modes de Vibration, (gauche: Axial, milieu: Torsion, droite: Latéral)

Généralement, les trois types de vibrations se produisent simultanément durant le processus de forage et dans certains cas il est difficile de les identifier séparément. Les vibrations les plus sévères se produisent au niveau de la BHA (Spanos et al., 2003). Elles sont responsables de la réduction de la vitesse du forage et donc de l'augmentation des coûts.

1.1- Vibrations Axiales

Les vibrations axiales (Figure 3-1) sont les premières à être observées puisque ce mode de vibrations se propage facilement vers la surface et sont à l'origine des fluctuations du poids sur l'outil. Ces fluctuations affectent le taux de pénétration (ROP) de l'outil dans la roche et mènent à l'interruption du forage (Spanos et al., 2003). Les vibrations axiales sont dues essentiellement aux rugosités des roches forées et aux effets de la pompe à boue et du moteur fond du trou (couplage et résonances)

Le « bit bounce » est une forme sévère des vibrations axiales, ces vibrations peuvent se propager à la surface et engendrent un phénomène de résonance de l'installation de surface. Ce phénomène se produit quand l'outil est en contact intermittent avec le fond du trou. L'outil tricône est plus propice pour développer ce type de vibrations. Le bit-bounce est considéré comme un mode de vibrations forcées qui peuvent être contrôlées en changeant la fréquence d'excitation, Ce qui revient à faire varier la vitesse de rotation (Dykstra, 2011).

1.2- Vibrations de Torsion

Des variations du couple de torsion en surface sont souvent observées au cours du forage. Par ailleurs, même si la vitesse de rotation est maintenue constante en surface, des mesures fond de trou montrent que la vitesse de rotation de l'outil de forage peut présenter des fluctuations. Ces observations mettent en évidence l'existence des vibrations de torsion au niveau de la garniture (Figure 3-1). L'interaction garniture-formation est la cause primaire de ces vibrations. Les vibrations de torsion sont aussi nocives que les vibrations axiales puisqu'elles causent l'usure de tiges, l'endommagement des raccords de tiges et de l'outil de forage (Spanos et al. 2003).

Le phénomène de stick-slip est la forme sévère des vibrations de torsion, il se produit généralement au niveau de l'outil et est caractérisé par une alternance de phases d'arrêt et d'accélération de l'outil. Pendant la phase d'accélération, la vitesse de rotation de l'outil peut atteindre plusieurs multiples de la vitesse de consigne en surface (Figure 3-2). Le stick-slip est un phénomène auto entretenu, donc une fois initié il ne sera pas atténué naturellement. Les vibrations de torsion et le stick-slip se développent surtout lors de l'utilisation des outils PDC, plus consommateurs de couple que les outils tricônes

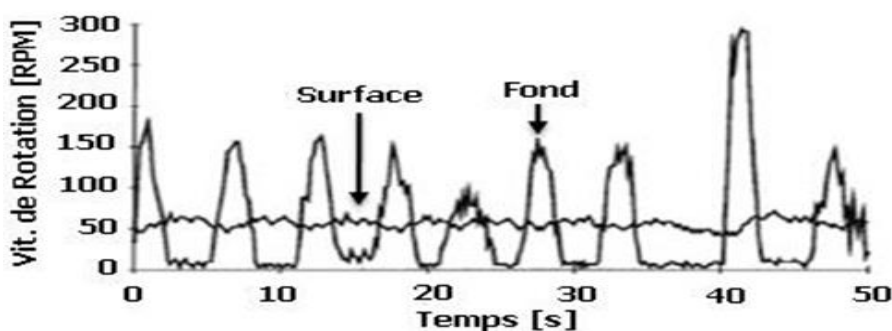


Fig 3-2: Le Phénomène du Stick-Slip (Dykstra, 2011).

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

1.3-Vibrations Latérales

Les vibrations latérales ont été mises en évidence plus tardivement que les vibrations axiales et de torsion. Ces vibrations ne se propagent pas à la surface et sont rapidement atténuées, elles restent souvent localisées au niveau de la partie basse du système de forage, c'est-à-dire au niveau de la BHA. La détection des vibrations latérales a été rendue possible grâce au développement des mesures d'accélération fond de trou au cours du forage. D'après Spanos et al. (2003), ce mode de vibrations est dû au non alignement de la garniture par rapport à l'axe du forage, à son interaction avec les parois du forage ainsi qu'aux fluctuations du poids sur l'outil.

Les vibrations latérales sont plus nuisibles pour la garniture de forage que les vibrations axiales et de torsion. En fait, ces vibrations sont responsables de la rupture des tiges par fatigue (Figure 3-3) et de l'usure de l'outil (Figure 3 -4). Les chocs répétés entre la garniture et la paroi du puits peuvent élargir le trou dans certaines zones et sont responsables de la non-uniformité du diamètre de forage (Dahl et al. 1991).



Fig 3-3: Rupture d'une Tige de Forage



Fig 3-4: Gauche: Outil Neuf, Droite: Outil Ayant Subi des Vibrations Sévères.

Le whirling est une forme sévère des vibrations latérales, on le définit comme le mouvement orbital de la tige de forage autour de la paroi du puits (Figure 3-5).

Ce mouvement orbital peut être un glissement, un roulement sans glissement ou bien une combinaison des deux. Il se produit au niveau de l'outil de forage comme au niveau de la BHA.

Le whirling s'intensifie quand la rigidité de la formation augmente pour les outils de type PDC et tricône (Spanos et al., 2003).

Le whirling est plus nuisible pour les équipements de forage que les vibrations latérales. C'est une cause majeure de la dégradation des performances du système de forage et la perte de son efficacité. Le whirling est donc une véritable cause de défaillance des garnitures de forage et d'augmentation des coûts du forage.

On distingue trois catégories principales de whirling suivant la direction et la norme de la vitesse orbitale de la tige (Figure 3-6). Si la tige évolue le long de la paroi du puits dans le même sens que sa vitesse de rotation autour d'elle-même, le mouvement de précession est appelé « forward whirling ». Si la tige évolue le long de la paroi du puits dans le sens opposé sa vitesse de rotation, ce mode est appelé « backward whirling ». Quand la tige n'a pas une direction privilégiée, le whirling est de type chaotique.

2/ -la vitesse dangereuse et optimisation de la garniture de forage à partir des modes propre :

Nous venons d'avoir un système mécanique conservatif possédant inerte et raideur

Des parties ou distribuées suivant une loi donnée est caractérisée de point de vue vibratoire par :

- Des pulsations bien déterminées, les pulsations propres
- les configurations particulières à chaque pulsation propre, les modes propres

En peut exister un tel système par une action extérieure, de la nature de cette action

De son point d'application dépendra à la réponse de système de vibration forcée

Dans tous les cas sera gouvernées par les modes propres qui seront pondérées

Plus ou moins par les conditions même il est donc particulièrement important avant de faire l'étude de système en vibration forcée, de définir les vitesses dangereuses la nature et l'intensité des actions mécaniques extérieures

Nous entendons par les vitesses dangereuses, les vitesses par lesquelles les pulsations des harmoniques de l'excitation périodique d'amplitude non négligeable.

2.1 Configuration de la Garniture

La trajectoire définie pour ce puits est pseudo verticale, c'est pour cela que la configuration de la BHA est de type stabilisant. Elle est composée d'un outil PDC classique, d'un système de mesure fond de trou (ISUB de Maxwell), d'un premier stabilisateur, d'une masse-tige, d'un deuxième stabilisateur et d'un ensemble de masse-tiges suivies par un ensemble de tiges (Figure 3.5). La longueur de la BHA est de 111 m environ, on rajoute des tiges de 3"½ pour compléter la garniture jusqu'à la surface.

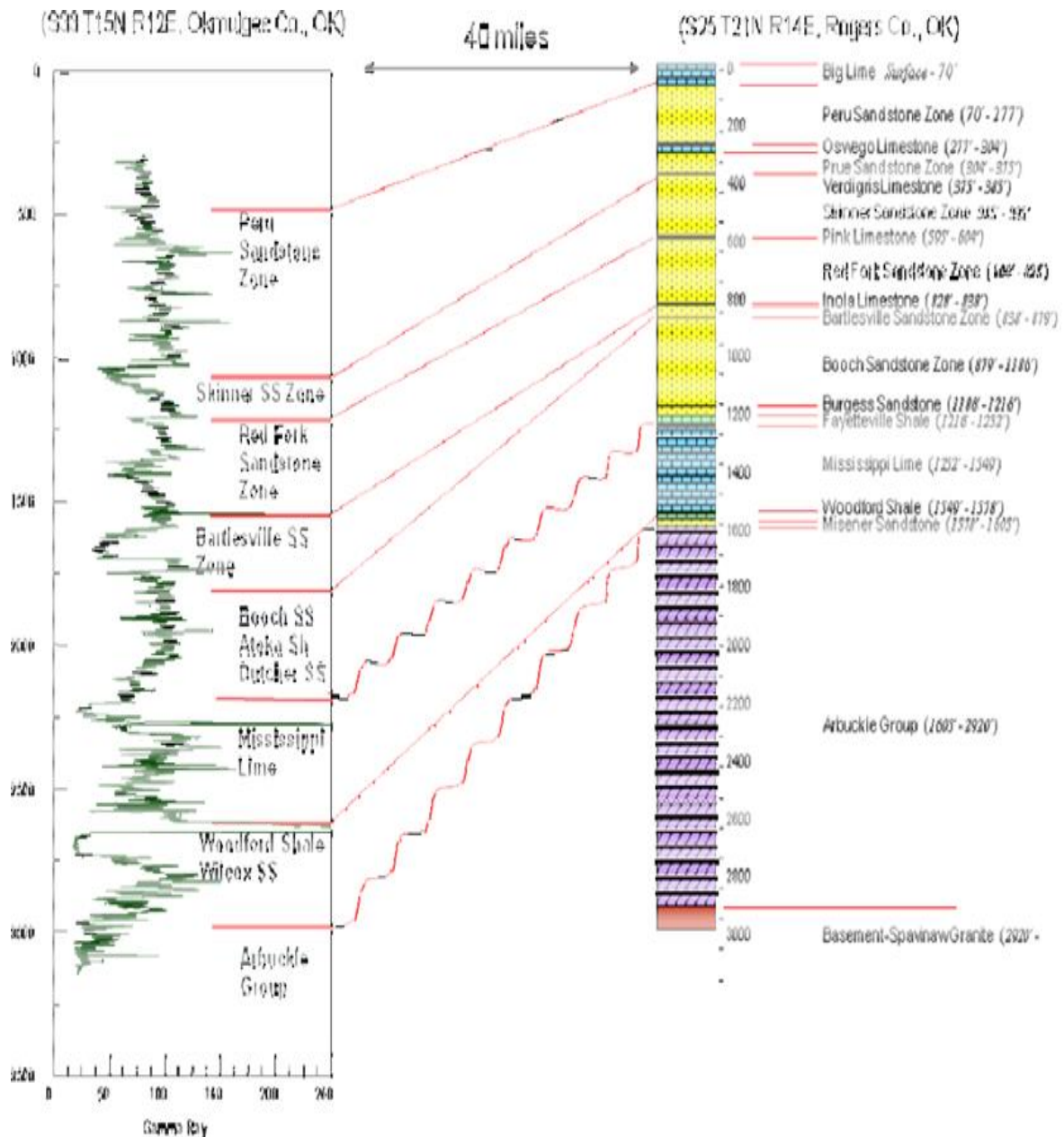


Fig 3.5: Formations Traversées à Catoosa

2.2- Déroulement des Essais et Mesures

L'essai comporte plusieurs phases, chacune est caractérisée par une vitesse de rotation et un poids sur l'outil. La vitesse de rotation varie en moyenne entre 55 et 125 RPM alors que le poids sur l'outil varie entre 2 et 10 tonnes. Le couple sur l'outil varie entre 1000 et 5000 Nm en moyenne. On dispose, à chaque phase, de mesures en surface de la profondeur, de la

vitesse de rotation, du couple, du poids sur l'outil, du poids au crochet et du taux de pénétration.

La fréquence de mesure en surface est légèrement supérieure à 1 Hz. On dispose également d'enregistrements de données au fond pour une analyse post-forage. Ces enregistrements sont réalisés à l'aide de l'Isub de Maxwell placé à 4 m de l'outil (Figure 3.6), à une fréquence de 50 Hz et portent sur le poids et le couple sur l'outil, les accélérations dans les trois directions (latérale, axiale, torsion), la vitesse de rotation, les moments de flexion ainsi que d'autres paramètres comme la température et la pression annulaire.

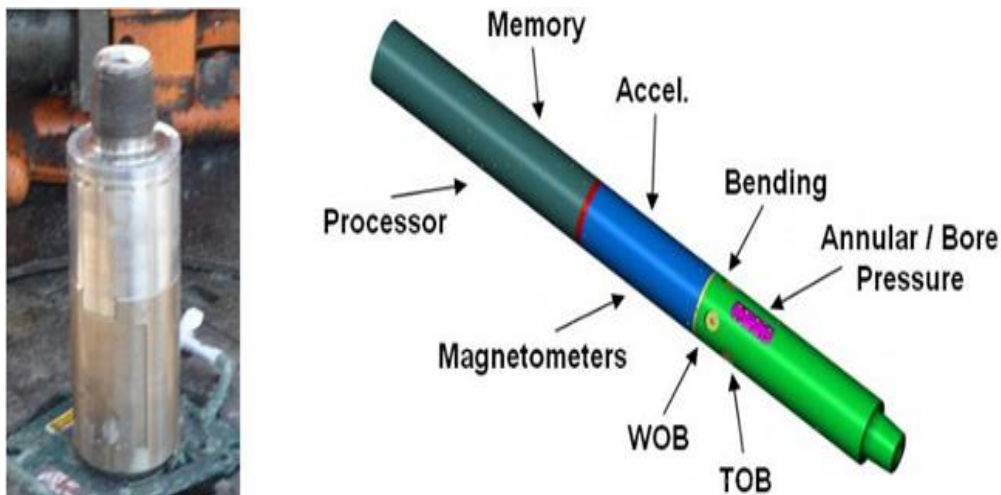


Fig 3.6: Isub de Maxwell.

Les accélérations latérales et l'accélération de torsion ne sont pas mesurées directement. En effet, quatre accéléromètres centripètes sont disposés sur une section de l'Isub comme le montre la Figure 3.6. Donc on déduit les autres accélérations en utilisant les formules suivantes :

- accélération de torsion : $\frac{X + X}{2}$
- accélération latérale 1 : $\frac{X - X}{2}$
- accélération latérale 2 : $\frac{Y - Y}{2}$

3-Analyse des Mesures

Nous avons analysé les mesures dynamiques afin de déterminer les fréquences propres latérales, axiales et de torsion de la garniture de forage. En plus, nous avons tenté de détecter la présence des vibrations latérales les plus sévères et en particulier le whirling. Enfin, nous avons déterminé à partir des mesures une loi empirique de comportement de l'outil de forage qui relie le poids et le couple sur l'outil à la vitesse de pénétration de l'outil dans la roche (exprimée en pénétration par tour).

3-1 Application de modernisation de la garniture de forage :

Le développement des modèles dynamiques est étroitement lié au développement des équipements de mesure en surface et au fond, qui a commencé dans les années 60 (Jansen, 1993). Des phénomènes dynamiques tels que le bit-bounce, associé à l'utilisation des outils tricônes, ont commencé à être compris et la notion de vitesse de rotation critique est devenue importante pour les foreurs (Dareing, 1984).

3-1-1/ Application sur les tiges de forage :

LES paramètres de tige	Les données de tige 5''	Les données de tige 3''
Le diamètre extérieur	5 pouce	4,75 pouce
Le diamètre intérieur	4,28 pouce	2,25 pouce
La longueur des stands	1255m	165 m
Le poids nominal	19,5lb/ft	13,3lb/ft
Tige en acier 'E'	210MPA	210MPA
Gradient de cisaillement	0,3	0,3
La masse volume	7800kg/m ³	7800kg/m ³

La longueur	50 m	30m
La azimuth	12°	12°
L'inclinaison	63°	63°
Le moment d'inertie Ia	14,3 pouce ⁴	9,7pouce ⁴

Tableaux1-les données des tiges de forage.[1]

Calcul de rigidité K de la Tige de forage de 5''ET 3'' :

$$1-Kt = cI\theta, kt = 90090 \text{ PSI}$$

$$2- Kt = cI\theta, kt = 61110 \text{ PSI}$$

Remarque :

Pour un tube, le moment d'inertie polaire **J** est égal à 2 fois le moment d'inertie **Ia**.

Calcul de moment d'inertie polaire de tige 5''et 3'' :

$$1-Jt = 14,3 \times 2 = 28,6 \text{ pouce}^4$$

$$2- Jt = 9,7 \times 2 = 19,4 \text{ pouce}^4$$

Calcul la longueur equivalente de la Tige de forage de 5''ET 3'' :

$$1- Leq = \frac{GDe^4}{32} \times \frac{1}{K} = 70,41 \text{ m}$$

$$2- leq = \frac{GDe^4}{32} \times \frac{1}{K} = 84,55 \text{ m}$$

Calcul la masse équivalente de la Tige de forage de 5''ET 3'' :

$$1- \frac{1}{2}Me \times R^{2 \times W^2} \rightarrow Me = \frac{MP}{R^{2 \times W^2}} = 20619,54 \text{ Kg}$$

$$2- \frac{1}{2}Me \times R^{2 \times} W^2 \rightarrow Me = \frac{MP}{R^{2 \times} W^2} = 8195 \text{Kg}$$

Le moment de torsion engendre des tiges :

$$M_t = -k \times \theta = -3600$$

Calcul de LA fréquence de torsion propre de tige 5'' ET 3'' :

$$1- W = \sqrt{\frac{k}{i}} = 0,699 \text{ Rad /s}$$

$$2- W = \sqrt{\frac{k}{i}} = 1,030 \text{ Rad/s}$$

En fin on peut déterminer la fréquence ω de tige 5'' ET 3'' :

$$1- \omega = d^2 \cdot \sqrt{\frac{G.N}{3L}} = 1 \text{ Rad /s} \rightarrow \varphi = 0,15 \text{ Rad /s}$$

$$2- \omega = d^2 \cdot \sqrt{\frac{G.N}{3L}} = 1,50 \text{ Rad /s} \rightarrow \varphi = 0,23 \text{ Rad /s}$$

3-1-2 Application sur les masse -tiges de forage et le slip-joint

Drill collar GW-112 $4\frac{3}{4}$ in et le slip-joint SLB :

Les paramètres	Les données de masse tige	Les données de slip-joint
Le diamètre extérieur	4,75 pouce	5 pouce
Le diamètre intérieur	2,25 pouce	2,25 pouce
La longueur	30ft	7,57m

Le moment d'inertie $I_a(\text{pouce}^4)$	23,8	22,5
---	------	------

Tableaux2-les données des masses tige et le slip joint.[6]

1-Calcul de rigidité K de la masse Tige de forage :

$$K_t = cI\theta = 149940$$

Pour un tube, le moment d'inertie polaire **J** est égal à 2 fois le moment d'inertie **Ia**.

Donc :

$$- J_t = I_a \times 2 = 47,6$$

Calcul la longueur équivalente de la masse Tige de forage :

$$L_{eq} = \frac{GDe^4}{32} \times \frac{1}{K} = 365.34 \text{ m}$$

Calcul la masse équivalente de la masse Tige de forage :

$$\frac{1}{2} M_e \times R^2 \times W^2 \rightarrow M_e = \frac{MP}{R^2 \times W^2} = 38490,60 \text{ Kg}$$

Le moment de torsion engendre des masses tiges :

$$M_t = -k \times \theta = -6300$$

Calcul de LA fréquence de torsion propre de masse tige :

$$W = \sqrt{\frac{k}{i}} = 0,420 \text{ Rad/s}$$

En fin on peut déterminer la fréquence ω de Masse tige :

$$\omega = d^2 \cdot \sqrt{\frac{G.N}{3L}} = 0,9 \text{ Rad/s} \rightarrow \varphi = 0,14 \text{ Rad/s}$$

2- Calcul de rigidité K de tool -joint :

$$K_t = cI\theta = 141750$$

Calcul la longueur equivalente de Tool-joint :

$$L_{eq} = \frac{GDe^4}{32} \times \frac{1}{K} = 0,30\text{m}$$

Pour un tube, le moment d'inertie polaire **J** est égal à 2 fois le moment d'inertie **Ia**.

Donc :

$$-J_t = I_a \times 2 = 45$$

Calcul la masse équivalente de Tools joint :

$$M_e = \frac{MP}{R^2 \times W^2} = 0,25 \text{ Kg}$$

Calcul de LA fréquence de torsion propre de Tools joint :

$$W = \sqrt{\frac{k}{i}} = 0,44 \text{ Rad/s} \rightarrow \varphi = 0,07 \text{ Rad/s}$$

3.1.3 Comportement de l'outil :

Le paramètre	Les données de l'outil
Poids sur l'outil / Couple sur l'outil	1 tonne/100 dNm
Vitesse de Rotation	120 RPM
Coefficient de Frottement	0.3
Module d'Young de la Roche	246 MPa
Coefficient de Poisson de la Roche	0.4
Rigidité du Contact / Rayon du Contact	100 MPa/0.34 m

Tableaux3-les données d'outil de forage[14]

Moment d'inertie d'une l'outil de forage

Le calcul de moment d'inertie de la géométrie des dents d'outil de forage très difficile mais en peut devisé à des formes géométrique :

$$I_c = I(A) + Z \cdot I_n$$

L'angle au centre correspondant au côté des dents :

$$\alpha = \frac{2\pi}{Z}$$

Le rayon de circonférence :

$$R = \frac{e}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}$$

3-2 Effet de la Vitesse de Rotation

Dans ce cas, on fixe le poids sur l'outil à une valeur de 0.5 tonne et on fait varier la vitesse de rotation (90, 95 et 100 RPM). On remarque que la vitesse de rotation a un effet similaire au poids sur l'outil. Quand on augmente la vitesse de rotation, la sévérité des vibrations latérales augmente et l'amplitude dépasse parfois 8 ms⁻². Cette amplitude est plus élevée que l'amplitude maximale de 6 ms⁻² atteinte pour un poids sur l'outil de 1.5 tonne , cela signifie que si l'on diminue largement le poids et on augmente légèrement la vitesse de rotation, l'amplitude des vibrations latérales augmente. On déduit donc que l'effet de la vitesse de rotation est plus important que l'effet du poids sur l'outil quand il s'agit d'étudier le phénomène des vibrations latérales.

Remarque : le poids sur l'outil et la vitesse de rotation permettent en général de contrôler la sévérité des vibrations latérales. En effet, quand la sévérité des vibrations latérales est élevée, on diminue le poids sur l'outil et/ou la vitesse de rotation pour diminuer les accélérations (Wu et al. 2010).

3-3. Effet de la Longueur de la Tige

A partir de l'état précédent, on fixe la vitesse de rotation à 90 RPM et on prend des tiges de différentes longueurs (45, 50 et 55 m). Augmenter la longueur de la tige, augmente la force de compression dans la tige pour un puits de faible inclinaison. En se basant sur les observations précédentes, on peut déduire qu'une tige plus longue est susceptible de vibrer d'avantage. Pour $L=45$ m, la tige est très rigide, ce qui limite la flexion de la tige et donc on a des vibrations latérales faibles. Cependant, quand on augmente la longueur de la tige, elle devient plus flexible ce qui favorise l'apparition des vibrations latérales ($L=55$ m, par exemple).

Pendant le processus de forage, la longueur stabilisée de la BHA, la distance entre deux stabilisateurs, ou bien entre l'outil et le premier stabilisateur est l'un des paramètres les plus importants pour le contrôle des vibrations latérales, des vitesses de rotation critiques et du comportement directionnel de la garniture (Dareing, 1984).

CONCLUSION

Il s'agit d'un modèle qui prédit le comportement de la garniture en termes de vibrations latérales en tenant compte de l'effet des autres modes de vibrations (couplage). La réponse dynamique du système est calculée dans le régime transitoire en considérant les interactions garniture-puits (forces de contact) et les interactions garniture-fluide (forces hydrodynamiques). Le modèle présenté, malgré son importance, permet d'étudier uniquement les trous à géométrie rectiligne avec une structure de forage courte et des conditions aux limites imposées au niveau de l'outil et des stabilisateurs ;

Conclusion général

Revenons sur les quatre points principaux qui étaient traités dans ce travail de thèse, pour formuler notre conclusion :

Il s'agit d'un modèle qui prédit le comportement de la garniture en termes de vibrations latérales en tenant compte de l'effet des autres modes de vibrations (couplage). La réponse dynamique du système est calculée dans le régime transitoire en considérant les interactions garniture-puits (forces de contact) et les interactions garniture-fluide (forces hydrodynamiques). Le modèle présenté, malgré son importance, permet d'étudier uniquement les trous à géométrie rectiligne avec une structure de forage courte et des conditions aux limites imposées au niveau de l'outil et des stabilisateurs ; les équations différentielles partielles du modèle dynamique sont non-linéaires et couplées, la méthode des éléments finis et la méthode de Newmark ont été choisies pour les résoudre.

Les éléments finis ont permis une souplesse au niveau du choix des conditions aux limites et des historiques de chargement (les excitations). Quand l'excitation provient de l'outil, nous avons montré qu'il existe un certain couplage entre la réponse dynamique de la BHA et le comportement directionnel de l'outil. Un soin particulier a été apporté à l'algorithme de contact qui est indispensable pour garantir l'efficacité des simulations dynamiques. Il convient de signaler qu'un effort considérable a été déployé pour extraire de l'état de l'art les lois empiriques qui régissent le mieux l'action du fluide de forage .

La réalisation d'un banc vertical pour reproduire les vibrations des tiges a fait partie de ce travail de thèse. Les simulations réalisées sur ce banc ont permis d'observer et d'analyser les conditions d'occurrence du phénomène de whirling. Dans le cadre de ce travail de thèse, l'étude réalisée sur ce banc n'est pas exhaustive et ne concerne que la vitesse de rotation et le poids sur l'outil. En revanche, le simulateur sera utile pour des recherches futures.

Données de terrain : ces données ont permis la validation du modèle pour ce qui est des fréquences propres. L'analyse des données a permis aussi de mettre en évidence les situations de forage associées à des vibrations sévères (forward et backward)

REFERENCES

- [1]-**Akgun F. [et al.]** Selection of Drill Pipes Based on Critical Loading Conditions for Slim
- [2]-**Hole Drilling**, Society of Petroleum Engineers,.
- [3]-**Al-Hiddabi S., Samanta B. et Seibi A. Non-linear** Control of Torsional and Bending Vibrations of Oilwell Drillstrings, Journal of Sound and Vibration
- [4]-**Apostal M., Haduch G. et Williams J. A** Study to Determine the Effect of Damping on Finite Element Based, Forced Frequency Response Models for Bottomhole Assembly Vibration Analysis, Society of Petroleum Engineers
- [5]-**Cobern M. [et al.]** Drilling Tests of an Active Vibrations Damper, Society of Petroleum Engineers, 2007
- [6]-**Dareing Don W.** Drill Collar Length is a Major Factor in Vibration Control, Society of Petroleum Engineers, 1984
- [7]-**Dykstra M. Nonlinear** Drill String Dynamics, University of Tulsa, 1996
- [8]-**Formulaire du foreur**
- [9]-**Cours ENSPM garniture de forage.**
- [11]-**M.C. Shepard, C. Wick, T. Burgess :** Designing well paths to reduce drag and torque
- [12]-**Heisig G. et Neubert M. Lateral Drillstring** Vibrations in Extended-Reach Wells, Society of Petroleum Engineers, 2000.
- [13]-**Huang S.** Simulating the Dynamic Response of a Drilling Tool Assembly and its Applications to Drilling Tool Assembly Design Optimization and Drilling Performance Optimization, US 6,785,641 B1, 2004
- [14]-**Judzis A. [et al.]** Optimization of Deep Drilling Performance; Benchmark Testing Drives ROP Improvements for Bits and Drilling Fluids, Society of Petroleum Engineers, 2007