

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université M'Hamed Bougara – Boumerdes –
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département : Transport et Equipements des Hydrocarbures

Filière : Génie mécanique

Option : mécanique des chantiers pétroliers

Mémoire de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme de Master

Thème

Etude et maintenance de la pompe à boue NATIONAL OIL WELL 12P160

Réalisé par :

SLIMANI Abdelhamid

SAADOUDI Messaoud

Soutenu publiquement le 13/06/2016

Devant le jury :

AISSANI Slimane

professeur

Président

GUEBLI Abdelhamid

MC/B

Examineur

HATRAF

MB / A

Examineur

Année Universitaire : 2015-2016

Remerciement

Nous tenons tout d'abord à remercier notre Dieu, notre créateur, pour le courage et la patience qu'il nous a donné pour accomplir ce travail

*Nous traduisons nos profonds remerciements pour notre promoteur le professeur **Mr. RezouG mouloud**, pour son aide permanente et surtout pour ses précieux conseils qu'il n'a cessé de nous prodiguer.*

Nous remercions également tous les membres de jury pour nous avoir fait l'honneur d'examiner ce mémoire qu'ils trouvent ici l'expression de mon profond respect.

N'oublions pas de remercier le personnel du service de la société de l'ENTP particulièrement le personnel du chantier TP 222, pour leur disponibilité à nous remettre toutes les données dont nous avons besoin.

Nous adressons Nos sincères remerciements aussi aux enseignants, bibliothécaires et administrateurs de FHC, à tous ceux qui ont contribué à nos formation et à tous ceux nous ont accompagnée amis et proches de près ou de loin ces dernières années.

SAADOUDI.M & SLIMANI.A

Sommaire

Introduction	01
--------------------	----

Chapitre I Présentation de l'entreprise

I.1. Historique de l'entreprise.....	03
I.2. Organigramme de l'entreprise.....	05
I.3. Les moyens de l'entreprise ENTP	06
I.4. Infrastructures	08
I.5. Centre de formation	09

Chapitre II généralités sur les pompes

II.1 Définition.....	10
II.2. principe de fonctionnement des pompes	10
II.3. Surveillance des pompes	10
II.4. Utilisation des pompes	11
II.5. Classification des pompes	12
II.5.1. Turbopompes.....	12
II.5.1.1. Pompes centrifuges	13
II.5.1.2. Pompes à hélices	14
II.5.1.3. Pompes hélico-centrifuges	14
II.5.2. Pompes Volumétriques	14
II.5.2.1. Pompes volumétriques rotatives	15
a. Pompes à palettes libres	15
b. Pompes à engrenages	16
II.5.2.2. Les pompes volumétriques alternatives	17
a. Pompes à piston	17

CHAPITRE III Etude technologique de la pompe triplex à simple effet national oil-well 12p160

III. Introduction.....	20
III.1 construction de la pompe à boue triplex à simple effet	21

Sommaire

III.1.1 La partie mécanique.....	21
III.1.2. La partie hydraulique.....	27
III.2. Refroidissement de la pompe à boue 12P160	31
III.3. Annexes de la pompe à boue	31
III.3.1. Les amortisseurs de pulsation	31
III.3.2. Soupape de décharge ou de sécurité	33
III.3.3. Les pompes de suralimentation	34
III.4. Principe de fonctionnement et débit instantané	35
III.4.1. Principe de fonctionnement	35
III.4.2. Débit instantané	36
III.4.3. les Caractéristiques des pompes à boue	36
III.5. Les avantages et les inconvénients de la pompe triplex simple effet	40

Chapitre IV : calcul de la pompe à boue oil-well 12p160

Introduction.....	41
IV.1. CHOIX DE LA POMPE.....	41
IV.1.1. Le calcul du choix de la pompe	41
IV.2. La puissance mécanique	41
IV.3. la puissance hydraulique.....	58
IV.4. Nombre de pompe dans chaque phase.....	59
IV.5. CALCUL DE VERIFICATION DE LA POMPE.....	60
IV.5.1. calcul hydraulique.....	60
IV.5.2. calcul mécanique.....	67
IV.5.3. Conclusion.....	72
IV.5.4. Vérification de la résistance par la méthode des éléments fins.....	73
a. Etude de la résistance à l'éclatement de la chemise	73
b. Etude de la résistance de la tige de piston	75

CHAPITRE V : Exploitation et maintenance de la pompe à boue

V.6. Généralité sur la maintenance industrielle	77
V.7. Définition de la maintenance	77

Sommaire

V.8. Objectif de la maintenance	77
V.9. La méthode de maintenance	78
V.10. Les différents types de maintenance	78
V.10.1. Maintenance préventive	78
V.10.2. Maintenance corrective	80
V.11. Maintenance de la pompe OIL-WELL 12P160.....	81
V.11.1. Maintenance préventive	81
V.11.2. Maintenance corrective (curative)	82
V.12. Conditions de fonctionnement de la pompe oil-well 12p160 Entretien de la pompe à boue OIL-WELL 12P160 au niveau du chantier	82
V.12.1. Entretien préventif de la partie hydraulique	83
V.12.2. Entretien préventif de la partie mécanique	84
V.13. Pannes de la pompe à boue et leurs remèdes.....	84
V.14. Operations de réparation des pompes a boue	87
V.14.1. Réparation apportée à la pompe a boue	87
V.15. Méthode de lancement des travaux de réparation de la pompe à boue	88
V.16. Montage et démontage de la pompe à boue.....	89
Conclusion generale.....	90

Figure II.1 : Différentes formes de roues de Turbopompes	13
Figure II.2 : Pompes centrifuges	13
Figure III.1 : pompe à boue triplex à simple effet	20
Figure III.2 : pompe triplex.....	21
Figure III.3 : Partie mécanique.....	22
Figure III.4 : Partie mécanique.....	22
Figure III.5 : Entraînement par chaines.....	23
Figure III.6 : L'arbre grande vitesse.....	24
Figure III.7 : L'arbre petite vitesse.....	25
Figure III.8 : Système bielle- manivelle.....	25
Figure III.9 : Roulement de Bielle.....	26
Figure III.10 : Le corps hydraulique.....	28
Figure III.11 : Le piston et la tige de piston	29
Figure III.12 : La chemise.....	29
Figure III.13 : Sièges et clapets.....	30
Figure III.14 : Sièges et clapet.....	30
Figure III.15 : L'amortisseur de pulsations.....	32
Figure III.16 : principe de fonctionnement des pompes triplex.....	35
Figure III.17 : principe de fonctionnement des pompes à boue.....	35
Figure III.18 : Débit instantané de la pompe triplex à simple effet.....	36
Figure IV.1 : Phase 1 ^{ère} de forage.....	45
Figure IV.2 : Phase 2 ^{ème} de forage.....	49
Figure IV.3 : Phase 3 ^{ème} de forage.....	53
Figure IV.4 : Mécanisme bielle- manivelle	61
Figure IV.5 : débit instantané pour chaque piston.....	64
Figure IV.6 : Amortisseur de pulsations.....	64
Figure IV.7 : Tige de piston.....	67
Figure IV.8 : information sur le maillage de la chemise.....	74
Figure IV.9 : résultats de l'étude.....	74
Figure IV.10 : information sur le maillage de la tige piston.....	75
Figure IV.11 : résultats de l'étude.....	76
Figure IV.12 : types de maintenance	80

Introduction :

La majorité des choses autour de nous est issu du pétrole, on a presque cent-cinquante ans l'or noir a bouleversé la vie du monde jusqu'à devenir le cœur de l'économie mondiale, la production et la consommation augmente sans cesse a une vitesse folle, les états producteurs et les industriels se sont lancés dans une course effréné pour puiser la pression liquide partout.

C'est pour ça Pour récupérer les hydrocarbures, le forage reste seul moyen pour atteindre le réservoir et extraire le pétrole avec un prix de revient le plus minimal possible et dans des meilleures conditions de sécurité.

La technologie de forage des puits de pétrole et de gaz exige l'emploi d'un matériel complexe de surface et du fond et des outils modernes,

Dans l'installation de forage on trouve le système de circulation d'un liquide qui est généralement la boue de différentes natures afin d'absorber la chaleur dégagée lors du frottement de l'outil de forage avec les roches et de faire monter les déblais des roches vers la surface par circulation en recyclage. Cette circulation nécessite l'utilisation d'un équipement qui est la pompe volumétrique appelée pompe à boue qui assure un débit important et avec une grande pression.

Actuellement près de 80% de l'énergie consommée est absorbée par les pompes à boue appelée aussi les pompes à piston.

Les pompes à piston sont des équipements dont l'utilisation dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, compte tenu des puissances unitaires développées élevées, à de faciles adaptations, à des régimes variables des processus d'exploitation et à de modes de démontage en blocs qui permettent des périodes de fonctionnement entre réparations de plus en plus élargies.

Le présent mémoire est structure en cinq principaux chapitres en plus de l'introduction générale et de la conclusion générale.

Dans le deuxième chapitre, une introduction courte dans laquelle nous donnerons quelque généralité de base sur les différents types des pompes et de leurs fonctionnements, la partie principale de ce chapitre est consacré à la définition des pompes à piston qui représente notre sujet.

Le troisième chapitre concerne une étude technologique sur la pompe à boue en générale et sur la pompe oil-well 12p160 en particulier.

Nous donnerons dans le quatrième chapitre le calcul d'une pompe composé de deux parties, calcul hydraulique et calcul mécanique.

Dans le cinquième chapitre nous exposerons quelque des opérations de la maintenance de la pompe à boue.

Enfin nous terminerons par une conclusion générale.

I.1. Historique de l'ENTP :

Le forage algérien est un produit de SONATRACH depuis l'année 1968.

« Keskassa1 » étant le premier puits foré, et La structure opérationnelle s'appelait « Direction des Services Pétroliers (DSP) » et disposait d'un parc de quatre appareils de forage.

En Juillet 1972 : DSP prend le nom de : Direction des Travaux Pétroliers (DTP).

1^{er} Août 1981 : la Restructuration de SONATRACH au début des années 80, émergeait **ENTP** (Entreprise Nationale des Travaux aux Puits) héritière de la DTP pour les activités de forage et de Works – Over (entretien des puits) Créée par décret n° 81-171, ENTP est devenue opérationnelle le premier janvier 1983.

Juin 1989 : transformation du statut juridique d'ENTP en société par actions.

30 Mars 1998 : ENTP fait partie du Groupe Services Hydrocarbures (GSH) Sonatrach. Ses actionnaires sont :

- Sonatrach : Holding SPP 51%
- Société de gestion des participations des travaux énergétiques «TRAVEN» 49%.

04 Avril 2003 : ENTP a obtenu avec brio la certification ISO 9001 : 2000 pour l'ensemble de ses activités.

01 janvier 2005 : transfert des actions détenus par la Société de gestion des participations TRAVEN dissoute, vers la Société de Gestion des participations dénommée "INDJAB"

28 décembre 2005 : cession à titre gratuit des actions détenues par la SGP INDJAB (49%) en faveur du Holding Sonatrach "SPP Spa". ENTP devient 100% Sonatrach.

septembre 2008 : Concrétisation du Joint-Venture avec WEATHERFORD, qui s'est traduite par la création de la filiale IDIS, opérationnelle depuis septembre 2008.

Fiche d'identité :

Raison sociale:	Entreprise Nationale des Travaux Aux Puits.
Dénomination:	E.N.T.P
Date de création:	1er août 1981
Forme juridique:	EPE/SPA en date du 21 Juin 1989
Adresse du siège social:	ENTP BP 206 207 Base Industrielle du 20 août 1955 Hassi-Messaoud, wilaya de Ouargla
Base Birkhadem:	Les Vergers-BP 12- ALGER

Tableau I.1 : Fiche d'identité de L'ENTP

Profil

Les Travaux aux Puits, c'est l'exécution des forages de recherche et de développement sur gisements d'hydrocarbures liquides ou gazeux ; c'est aussi l'entretien des puits producteurs d'huile et de gaz (Work-Over) et accessoirement la réalisation de forages hydrauliques profonds.

Impulsée par son aspect stratégique pour l'exploitation des hydrocarbures, l'activité forage et Work-Over acquit la stature d'une entreprise nationale ENTP, lors de la Restructuration de SONATRACH au début des années 80.

Capital social : 14 800 000 000 DA.

Métiers :

- Forage des puits d'hydrocarbures.
- Entretien des puits d'hydrocarbures (Work-Over).
- Forage des puits d'eau de grande profondeur.
- Transport (DTM des appareils et camps de forage et rénovation des véhicules).
- Maintenance pétrolière.
- Hôtellerie.

Marché de l'ENTP :

ENTP est le premier contracteur de forage en Algérie (44.3% du marché).

Ses principaux clients sont :

- Sonatrach.
- Groupement Berkine (SONATRACH/ANADARKO)
- Groupement SONATRACH/AGIP
- Groupement SONATRACH/AMERADA Hess
- Association SONATRACH /REPSOL
- Shell Exploration et Production
- Petro-Vietnam Exploration Production(PVEP-Algeria).
- Petroleum Development OMAN LLC

Effectif :

L'effectif global de l'ENTP en fin octobre 2014 est de 7403 agents dont 5788 agents permanents soit 58% et 2961 en contrats à durée déterminée, soit 42%. La population féminine durant ce mois est de 132 agents, soit 2 % de l'effectif global, dont 122 agents permanents, 10 temporaires.

Agrégats financiers 2013 - 2014 :

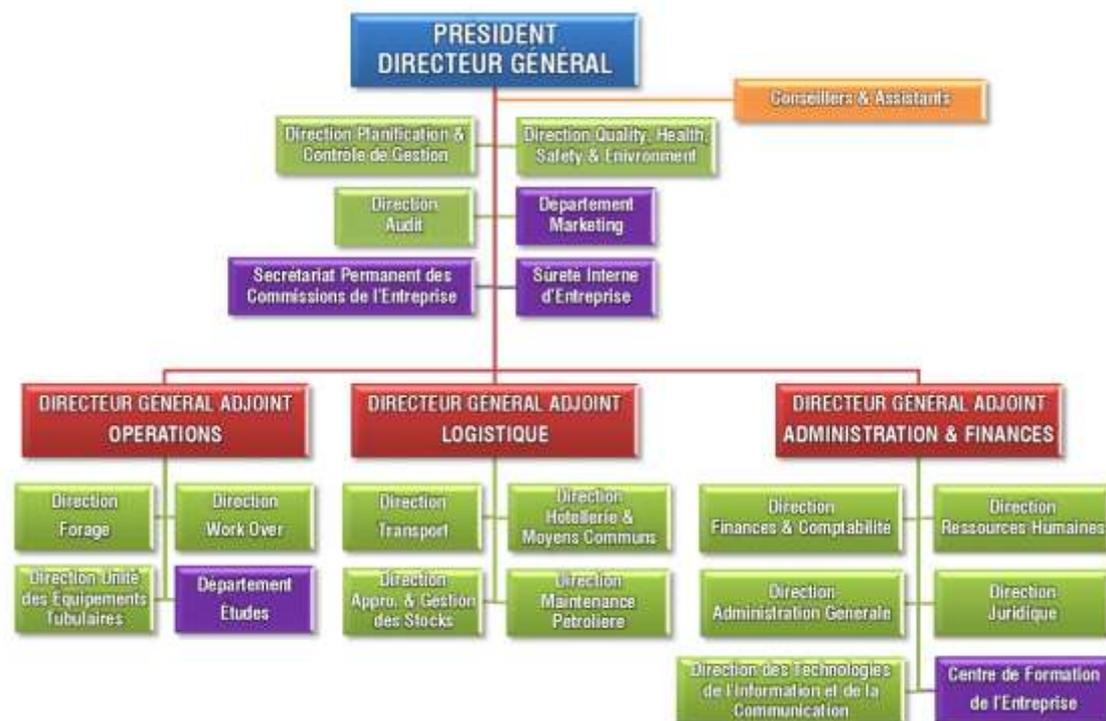
Rubrique	2009	2010	2011	2012	Mars 2013
Chiffre d'affaires	33830	34500	36095	38974	3510
Valeur ajoutée	23394	24436	24648	28247	2464
Résultat des activités ordinaires	3068	2807	3260	7930	703

Tableau I.2 : Agrégats financiers 2013 - 2014**I.2 Organisation :**

Dans la perspective de maintenir ses parts de marché, de préserver son statut de premier contracteur de forage en Algérie, et d'améliorer ses performances, ENTP mis en œuvre un nouveau projet d'organisation et de fonctionnement, à même de permettre l'adaptation de ses structures aux mutations que va connaître le marché du forage et du Work-Over.

Suite à l'approbation du nouveau schéma de macrostructure par le Conseil d'Administration, la nouvelle configuration structurelle de l'Entreprise se présente comme suit :

- La Direction Générale.
- La Branche "Opérations"
- La Branche "Logistique"
- La Branche "Administration & Finances"



I.3 Les moyens de l'entreprise ENTP

Ressources Humaines

L'effectif global de l'ENTP en fin octobre 2014 est de 7403 agents dont 5788 permanents et 1615 en contrats à durée déterminée (22% de l'effectif).

La filière la plus importante concerne les Travaux de forage et Workover, à elle seule, 65.9% de l'effectif total.

GSP	Mars	%	Avril	%	Ecart
Cadres dirigeants	13	0,19 %	13	0,19 %	0
Cadres supérieurs	82	1,17 %	86	1,23 %	+4
Cadres moyens	2552	37,20 %	2595	37,09 %	-13
Maîtrise	2499	36,73 %	2571	36,74 %	-4
Exécution	1786	24,72 %	1732	24,75 %	-1
Total	6932	100 %	6997	100 %	-14

Tableau I.3 : ressources humaines de L'ENTP

Effectif par catégorie :

Catégorie	Mars	Avril	%
Personnel permanent	4050	4046	58 %
Personnel temporaire	2961	2951	42 %
Total	7011	6997	100 %

Tableau I.4 : Effectif par catégorie

La gestion des ressources humaines enregistre un regain de dynamisme notamment par:

- Le redéploiement d'une partie des effectifs.
- La sélectivité objective et qualitative des recrutements des personnels.
- Le rajeunissement de l'effectif par l'injection de jeunes ingénieurs.

I.4 Infrastructures

L'ENTP dispose de plusieurs bases et ateliers à Hassi-Messaoud.

Sites :

Sites	Ateliers	Fonctions
BASE 20/08/55	9(12 530 m2)	Maintenance du parc véhicules et engins
	14(9 750m2)	Maintenance des équipements de forage
	49 800 m2	Zone de stockage à l'air libre
Base 18 février	148 957 m2	Logistique work over
Unité Tubulaire	2 170 m2	Traitement des équipements tubulaires

Tableau I.5 : bases et ateliers de L'ENTP

Bases :

Bases	Superficiers	Fonctions
Base 20/8/55	594 930 m2	Siège social et dépendances administratives Ateliers et parc matériel de logistique
Base 11/12/61	349 520 m2	Hébergement capacité principale
Base T 32	37 000 m2	Hébergement capacité complémentaire
Base 18Février	148 957 m2	Parc matériels
Unité Tubulaire	2170 m2	Préparation stockage matériels tubulaires
Centre FP	12 000 m2	Bloc pédagogique de 17 classes (150 places)
		Laboratoire de langues
		Salle de conférences (50 places)

Tableau I.6 : Bases de l'ENTP

I.5 Centre de formation :

L'entreprise poursuit son effort dans l'amélioration du niveau de qualification individuelle de ses agents et le développement de leur professionnalisme.

Le Centre de Formation de l'Entreprise a été fortement mis à contribution dans la réalisation de ces objectifs.

Pour le mois d'Octobre 2014, les actions de formation ont concerné 357 agents dans diverses spécialités. Le coût total de l'ensemble des actions de formation s'élève à 16 238 milliers DA soit 1.47% de la masse salariale.

195 agents ont été formés au sein du centre de formation de l'entreprise (intra-Entreprise) pour le coût de 9 686 milliers DA et 162 agents en extra -entreprise pour un coût de 6 597 milliers DA, Ces formations incluent des cycles d'induction aux nouvelles recrues, ainsi que des formations spécialisées, dispensées par des organismes algériens et étrangers, de recherche et de formation.

En plus des actions de formation au profit de son propre personnel, l'Entreprise contribue aux efforts nationaux en direction des jeunes, par des actions d'apprentissage, des stages, ainsi que les mises en situation professionnelle pour les étudiants universitaires pour la préparation de leurs mémoires de fin d'études.

Parc appareils de forage :

L'ENTP dispose d'un parc composé de 61 appareils de forage. L'effort soutenu pour l'accroissement de notre plan de charges depuis fin 2013 à octobre 2014, s'est caractérisé par le renforcement de notre parc appareils, qui s'est traduit par:

- L'acquisition en cours de huit (08) appareils de forage.
- La réhabilitation de notre parc d'appareils (rénovation et revamping) en vue de disposer d'un outil de production compétitif à même de satisfaire aux exigences de plus en plus pointues, de ses clients.

Ses appareils sont dotés d'équipements modernes tels que :

- SCR.
- Top Drive.
- Wireless Net Work Communication.

Type appareils/Année	2011	2012	2013	2014
2000 HP	9	9	9	9
1500 HP	26	26	27	27
1200 HP	8	10	10	11
1000 HP	1	1	1	1
750 HP	4	4	4	4
500 HP	3	3	3	3
Total	53	53	57	61

Tableau I.5 : Parc appareils de forage

II.1 Définition :

Les pompes sont des machines hydrauliques qui servent à déplacer du liquide (ou les pompes sont destinées à faire circuler le liquide).

Le fonctionnement donc d'une pompe consiste à transformer l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie de pression (hydraulique) de liquide est véhiculé sous une puissance soit horizontalement soit d'un niveau bas au niveau plus haut.

Alors, Beaucoup de pompes fonctionnent pratiquement d'après le même principe, mais l'existence de certains facteurs et phénomènes physiques tels que : la viscosité et la compressibilité changent parfois considérablement les constructions de ces derniers. Ces différences entraînent certaines particularités dans la classification des machines hydrauliques d'après le principe énergétique qui est utilisé pour distinguer ces machines.

II.2 principe de fonctionnement des pompes :

le principe de fonctionnement de n'importe quelle pompe est de faire transporter un liquide d'un réservoir à un autre dont l'un est situé à un niveau plus bas, à l'amont de la pompe, c'est à dire à une faible pression d'aspiration et l'autre situé à l'aval, c'est à dire à une pression de refoulement nettement supérieure.

D'une façon générale, le principe est de fournir au liquide la pression nécessaire pour qu'il puisse se déplacer d'un point à un autre.

II.4 Surveillance des pompes :

Le bon rendement d'une pompe dépend des heures de fonctionnement et de la sévérité du service auquel elle est destinée de l'adéquation des matériaux employés, du fluide convoyé et des opérations de manutention ou des réparations effectuées.

La pompe doit être gardée toujours sous contrôle et doit être inspectée régulièrement, à fin d'assurer une intervention immédiate dans le cas où il y aurait des inconvénients, dans le normale fonctionnement aussi que des ruptures ou accidents.

En particulier :

- a. la pompe doit marcher tranquillement sans vibrations ou bruits anormaux.
- b. Contrôle la nature et les conditions du liquide convoyé (température, poids spécifique (densité), composition chimique, etc....)
- c. Contrôle périodiquement la température des paliers et de la chambre du dispositif d'étanchéité.
- d. Une augmentation de la température dénote souvent des inconvénients
- e. contrôle de l'efficacité de la tenue (aussi bien a garniture que mécanique), des bagues d'étanchéité de l'huile du support et de toutes les garnitures des pompes.
- f. Dans les pompes avec refroidissement (ou chauffage) ; contrôle que l'eau (ou la vapeur) écoule librement des conduites et que sa température n'atteigne pas des valeurs trop élevées.
- g. Contrôle les heures de fonctionnements des pompes et éventuellement change l'huile de lubrifiante, nettoyant soigneusement les paliers ou roulements.
- h. On note les heures de fonctionnement et d'arrêt et on marque aussi les éventuelles interventions qu'on a dû opérer a cause des pannes et d'autres inconvénients.
- i. vérifie le débit et l'auteur suivant les données contractuelles du projet et intervenir s'il est nécessaire sur les bagues d'étanchéité des pompes.

II.5 Utilisation des pompes :

A l'heure actuelle il faut transporter une quantité de liquide, non seulement de l'eau mais d'autres liquides nécessaires à la production industrielle ; comme les acides ; le pétrole ; les essences, d'ammoniac ainsi que beaucoup d'autres.

Dans une usine on utilise chaque heure des millions de mètres cubes de toutes sortes de liquide ; ces liquides sont déplacés par les pompes.

II.6 Classification des pompes :

Les pompes permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements :

- Les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- Les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités ...
- Les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, ...

Devant la grande diversité de situations possibles, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes :

- Turbopompes.
- Pompes volumétriques.

Une turbopompe est un appareil dans lequel l'énergie transmise au liquide est principalement cinétique, qui lui est communiquée par l'intermédiaire d'un rotor, mais n'est pas en relation invariable avec le déplacement du rotor ; d'autre part, elle n'est pas distribuée uniformément dans tout le liquide.

Une pompe volumétrique est une pompe dans laquelle l'écoulement du liquide est en proportion constant avec le déplacement d'un organe mobile du corps de la pompe.

II.6.1 Turbopompes :

On regroupe sous cette appellation les pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices. Cette famille peut être caractérisée par le fait que la pression y est générée soit par l'action des forces centrifuges, soit par la conversion en pression de l'énergie cinétique communiquée au fluide (en le ralentissant) . Dans la pratique, ces deux modes de génération de pression sont associés, même pour une pompe hélice, lorsque l'on s'écarte du point nominal. Les pompes rotodynamiques constituent un système ouvert et en équilibre, où le fluide n'est jamais enfermé dans un volume totalement clos.

Cette famille de pompes est capable d'atteindre des débits Q très élevés, allant jusqu'à $10^5 \text{ m}^3/\text{h}$. Encore convient-il de remarquer que cette limite n'est pas de caractère technologique, et que des débits sensiblement plus grands seraient réalisable.

Dans les rotodynamiques, suivant le type de rotor et son mode d'action, on distingue :

1. Les pompes centrifuges (à écoulement radi

2. Les pompes hélico-centrifuges (à écoulement diagonal).
3. Les pompes axiales ou à hélices (à écoulement axiales).

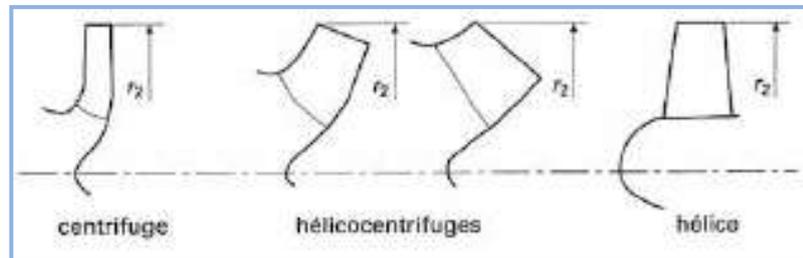


Figure II.1 : Différentes formes de roues de Turbo-pompes

II.6.1.1 Pompes centrifuges :

Le mouvement du liquide est rigoureusement normal à l'axe, car il pénètre au centre de la roue et est projeté vers l'extérieur par l'action combinée de la force centrifuge et des aubes du rotor. La volute du corps transforme la vitesse acquise par le liquide en pression.

C'est le type le plus courant de pompe à cause de sa versatilité et des innombrables variations possible qui portent sur :

Les pompes centrifuges couvrent une énorme zone :

- de débit
- de pression

II.6.1.2 Pompes à hélices :

Dans ce type de pompe, le fluide est animé d'un mouvement à l'axe de la pompe, qui lui est communiqué par un impulsor en forme d'hélice, la conversion partielle de l'énergie en pression se fait par l'intermédiaire d'un diffuseur à aubes ou par une augmentation de la section de passage.

Ce type de pompe est utilisé en général lorsqu'on recherche un débit important pour une pression au refoulement relativement faible

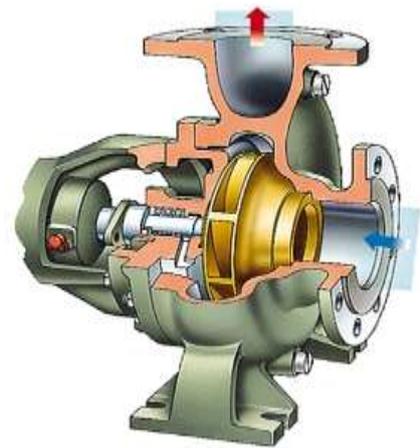


Figure II.2 : Pompes centrifuges

On retrouve là aussi de nombreuses variantes possible :

- axe horizontal, vertical, incliné ;
- diffuseur ou changement de section au refoulement, etc....

II.6.1.3 Pompes hélico-centrifuges :

Ce type de pompe a un impulseur qui est intermédiaire entre deux types extrêmes, centrifuge et à hélice, le mouvement imprimé au liquide est donc à la fois centrifuge et axial.

Les pompes hélico-centrifuges sont utilisées pour les débits moyens ou important mais avec une hauteur de refoulement supérieure aux pompes à hélices sans toutefois atteindre les valeurs obtenues avec une pompe centrifuge.

Les pompes hélico-centrifuges convertissent une partie de la vitesse en pression, soit par une volute, soit par un diffuseur, soit par une combinaison des deux, comme les deux autres types de pompes.

II.6.2 Pompes Volumétriques :

Le déplacement du fluide est dû aux transports d'un volume V_o à chaque rotation. Les pompes volumétriques ou à capacité variable sont des pompes dans lesquels l'écoulement du fluide résulte de la variation d'une capacité occupée par le fluide. Ce volume prélevé dans la conduite d'aspiration engendre une dépression qui fait cancer le fluide vers la pompe par aspiration, Cet effet confère aux pompes volumétriques d'être auto-amorçant. On obtient un débit théorique moyen proportionnel à la vitesse de rotation.

Par contre si le volume aspiré ne peut s'évacuer dans la canalisation de sortie (vanne fermée, ou canalisation obstruée) l'augmentation de pression aboutirait soit à l'éclatement de la conduite, soit au blocage du moteur d'entraînement de la pompe, C'est pourquoi une soupape de sureté doit être impérativement montée à la sortie de la pompe.

Les pompes volumétriques sont généralement auto-amorçantes, Dès leur mise en route elles provoquent une diminution de pression en amont qui permet l'aspiration du liquide il est nécessaire néanmoins d'examiner la notice du fabricant.

Les pompes volumétriques permettent d'obtenir des hauteurs manométriques totales beaucoup plus élevées que les pompes centrifuges. La pression au refoulement est ainsi plus importante. Le débit est par contre généralement plus faible mais il ne dépend pratiquement pas des caractéristiques du réseau.

Le rendement est souvent voisin de 90 %.

II.6.1 Principaux types des pompes volumétriques :

On distingue généralement deux types:

- 1- Pompes volumétriques rotatives.
- 2- les pompes volumétriques alternatives.

II.6.1.1 Pompes volumétriques rotatives :

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompe par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

a. Pompes à palettes libres :

Fonctionnement :

Un corps cylindrique fixe communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. A l'intérieur se trouve un cylindre plein, le rotor, tangent intérieurement au corps de la pompe et dont l'axe est excentré par rapport à celui du corps. Le rotor est muni de 2 à 8 fentes diamétralement opposées deux à deux, dans lesquelles glissent des palettes que des ressorts appuient sur la paroi interne du stator. Le mouvement du rotor fait varier de façon continue les différentes capacités comprises entre les cylindres et les palettes en créant ainsi une aspiration du liquide d'un côté et un refoulement de l'autre.

Caractéristiques et utilisation :

Ce sont des pompes caractérisées par des débits allant jusqu'à $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et des pressions au refoulement de 48 bars. Elles conviennent aux liquides peu visqueux.

Avantage :

- Pas de brassage, ni nécessite d'émulsionner d'un liquide pompe a débit régulier.
- Marche réversible de la pompe.

Inconvénients :

Usure du corps par frottement des palettes difficile pompage des produits visqueux.

b. Pompes à engrenages :**Fonctionnement :**

Elle est constituée par deux engrenages tournant à l'intérieur du corps de pompe. Le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement.

Caractéristiques et utilisation :

Ce sont des pompes qui peuvent atteindre des pressions au refoulement de l'ordre de 5 à 30 bars. Les débits peuvent atteindre $300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. La hauteur manométrique maximale est de 50 à 200m. Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction. Elles sont utilisées pour les produits autolubrifiants et alimentaires.

Avantage :

- Débit régulier.
- Pas de clapets nécessaires,
- Marche de la pompe réversible,

Inconvénients

- Nombreuses usure des pièces
- Pas de particules solides dans cette pompe, ni de produits abrasifs; la présence de traces de sonde ayant pour effet d'accélérer l'usure mécanique des pigeons et de diminuer l'étanchéité entre le corps de pompe et les dents.

II.6.1.2 Les pompes volumétriques alternatives:

La pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif.

a. Pompes à piston :

Fonctionnement :

Son principe est d'utiliser les variations de volume occasionne par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternativement dans un sens ou dans l'autre produisent des phases d'aspiration et de refoulement.

Quand le piston se déplace dans un sens le liquide est comprimé: il y a fermeture du clapet d'admission et ouverture du clapet de refoulement. Le fonctionnement est inverse lors de l'aspiration du liquide dans la pompe. Une membrane est parfois liée au piston.

Caractéristiques et utilisation:

Elles ne conviennent que pour des débits moyens de l'ordre de $80\text{m}^3.\text{h}^{-1}$

L'intérêt des membranes est l'utilisation avec des produits chimiques corrosifs ou acides. La pression au refoulement peut aller jusqu'à 25 bars.

Avantage :

- Fonctionnement à sec sans dommage
- Bon rendement (> 90%)

Inconvénients :

- Débit limite
- Viscosités assez faible
- pompage de particules solides impossible: la pompe ne fonctionne bien que si que si l'étanchéité est parfaite entre le cylindre et le piston

Les pompes à piston sont classées selon plusieurs critères :

Selon le mode d'entraînement :

Pompe à action directe.

Pompe à mécanisme bielle manivelle.

Selon le nombre de cylindre :

Pompe simplexe « 1 cylindre ».

Pompe duplexe « 2 cylindre ».

Pompe triplex « 3 cylindre ».

Selon Le Principe de refoulement :

Pompe à simple effet.

Pompe à double effet

Selon la disposition du cylindre :

Pompe verticale.

Pompe horizontale.

Selon le type de piston :

Piston plein.

Piston creux.

Piston plongeur.

On utilise généralement dans l'industrie pétrolière les pompes triplex à simple effet et les pompes duplex à double effet.

II.6.2 Type de pompe selon les liquides supporté :**a. pompe pour liquides chauds :**

Ce type de pompes est caractérisé par le fait que les clapets sont éloignés par rapport au cylindre, Le liquide chaud est aspiré et refoulé ici par les colonnes du même liquide qui est refroidi dans les conduites, le liquide chaud ne peut pas pénétrer dans le cylindre généralement,

On utilise des clapets à billes dans ces pompes, elle est appelée aussi pompes à piston fluide.

b. Pompe pour les liquides abrasifs :

Dans ce cas, on tache aussi d'isoler les parties du liquide abrasif qui a les inconvénients suivants ;

- Usure rapide des parties mobiles du contact avec les joints.
- Force des frottements élevées qui occasionnent les pertes mécaniques non négligeables.

Les constructions de ces pompes sont les suivantes :

b.1 Pompe à boue :

Ces pompes réalisent la circulation de la boue de forage dans le puits. La boue a pour but essentiel la remontée des déblais pour nettoyer le trou et éviter le bourrage de l'outil de forage.

b.2 Pompe à diaphragme isolant :

Dans ces pompes, la variation des volumes dans la chambre de circulation comprise entre le clapet d'aspiration et celui de refoulement est produit par l'aspiration, expansion lubrifiant dans laquelle se montent un piston plongeant classique.

c. Pompes noyées :

Ils Sont utilisés dans les puits pompés dont leur grande profondeur oblige l'emploi d'un matériel particulier.

On distingue :

- Pompe à tige
- Pompe sans tige.

IV. CHOIX ET CALCUL DE VERIFICATION DE LA POMPE

IV .1 CHOIX DE LA POMPE:

Introduction:

Le choix des pompes est d'une grande importance pour assurer une circulation satisfaisante durant le forage des puits. Le choix consiste à déterminer à partir du programme de forage les paramètres principaux nécessaires pour la remontée des déblais et permettre un bon avancement de l'outil pendant toute la durée de forage. Et à partir de ces paramètres chercher la pompe correspondante par toutes les variétés des pompes existantes.

IV .1- Le calcul du choix de la pompe :

Le choix de la pompe se fait suivant deux paramètres importants :

- 1- Le débit max, qu'elle peut atteindre.
- 2- La puissance maximale, qu'elle peut développer pour atteindre ce débit.

On calcul la puissance de pompage pour chaque phase de forage.

On compare la puissance maximale de chaque phase avec la puissance de service des pompes en place.

a. La puissance mécanique :

La puissance d'entrée des pompes de forage est suivant la formule suivant :

$$P_m = \frac{P_{ref} \cdot Q_r}{\eta_m \cdot \eta_t \cdot 44750}$$

P_m : la puissance d'entrée des pompes pour fournir P_{ref} et Q_r [HP];

P_{ref} : la pression de refoulement en [KPa] ;

Q_r : le débit réel mesuré en [L/min] ;

η_m : Rendement mécanique interne de la pompe ;

η_t : Rendement mécanique interne de la transmission.

Calcul des pertes de charge:

a) Les équations de pertes de charge utilisées en forage :

Introduction :

Dans une conduite, tout fluide en mouvement perd une partie de son énergie par dissipation en forces de frottement :

- ❖ Frottement interne au fluide dus à sa viscosité ;
- ❖ Frottement externe dus à la rugosité des parois de la conduite

Cette partie d'énergie est appelée perte de charge et s'exprime par la différence de pression du fluide entre deux points de la conduite. Par exemple, la boue de forage en circulation possède au départ une énergie représentée par la pression à la sortie de la pompe. Cette énergie est entièrement perdue dans le circuit boue puisque, au retour dans les bassins, la pression de la boue est nulle. La pression à la sortie de la pompe exprime, dans ce cas, la somme des pertes de charge dans le circuit.

Ces pertes de charge se produisent :

- ❖ A l'intérieur des duses de l'outil;
- ❖ Dans le circuit de surface ;
- ❖ A l'intérieur de la garniture :
 - A l'intérieur des tiges de forage ;
 - A l'intérieur de masse-tige ;
 - A l'intérieur de tige lourde ;
- ❖ A l'intérieur de l'espace annulaire :
 - Tubage / tiges ;
 - Trou / tiges de forage ;
 - 3Trou / masse-tige ;
 - Trou / tige lourde

On prend en considération la perte de charge à l'intérieur de tool-joint des tiges de forage, tel que la somme des longueurs des tool-joint correspond **5%** la somme des longueurs des tiges, ainsi que le diamètre intérieur du tool-joint égale à (**3" 1/4**).

On néglige la différence du diamètre entre les tool-joint et les tiges de forage dans le cas du calcul des pertes à l'intérieur de l'espace annulaire c-à-d ont la même diamètre extérieur.

D'après le formulaire du foreur et en supposant que le fluide est un modèle de **BINGHAM**, nous nous sommes basés sur les équations suivantes :

1) Les pertes de charge aux installations de surface :

$$P = N_1 \cdot B \quad \text{Avec} \quad B = d^{0,8} \cdot \mu^{0,2}$$

B : Coefficient correspond à la boue en circulation ;

N1 : Coefficient des pertes de charge ;

d : Masse volumique de la boue en [kg/L] ;

μ : Viscosité en [cp] ;

2) Les pertes de charge dans les orifices de trépan :

$$P = \frac{d \cdot Q_r^2}{2959,41 \cdot C^2 \cdot A^2} \quad \text{Avec :}$$

Q_r : le débit réel mesuré en [L/min] ;

A : aire totale des duses en [in^2] ;

C : coefficient d'orifice :

C=0,80 pour les outils sans jet ;

C=0.95 pour les outils à jet;

3) Les pertes de charge à l'intérieur de la garniture :

$$P = \frac{Q^{1,8} \cdot L \cdot B}{901,63 \cdot D^{4,8}}$$

Avec :

L : longueur en [m] ;

D : diamètre intérieur garniture [in] ;

4) Les pertes de charge dans l'espace annulaire :

$$P = \frac{Q^{1,8} \cdot L \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1,8} \cdot (D_0 - D_i)^3}$$

Avec :

D_0 : diamètre extérieur annulaire [in] ;

D_i : diamètre intérieur annulaire (extérieur garniture) [in] ;

b) Calcul des pertes de charge pour chaque phase de forage :

Données de départ :

Trou foré	Diamètre (in)	Phase 16 "	Phase 12 ¼"	phase 8 ½"
	Profondeur forée (m)		480	1738
Tubage	Diamètre exter (in)	13 3/8	9 5/8	7
	Poids linière (lb/ft)	68,00	47,00	29,00
	Diamètre inter (in)	12,415	8,681	6,184
	Longueur du tubage (m)	480	1738	682
Paramètre hydraulique de forage	Débit (L/min)	3700	3000	2270
	Masse volumique (kg/L)	1,06	1,19	1,09
	Viscosité (cp)	65	50	45
Tige de Forage	Diamètre exter (in)	5	5	5
	Diamètre inter (in)	4,276	4,276	4,276
	Longueur (m)	222	1932	2615
Tige lourde	Diamètre exter (in)	5	5	5
	Diamètre inter (in)	3	3	3
	Longueur (m)	143	143	114
Masse tige	Diamètre exter (in)	8	8	6 ½
	Diamètre inter (in)	2 13/16	2 13/16	2 1/4
	Longueur (m)	115	143	171
Trépan	Nombre et dimension des duses	3x18 + 1x16	8x14	7x12

Tableau IV : Données de départ

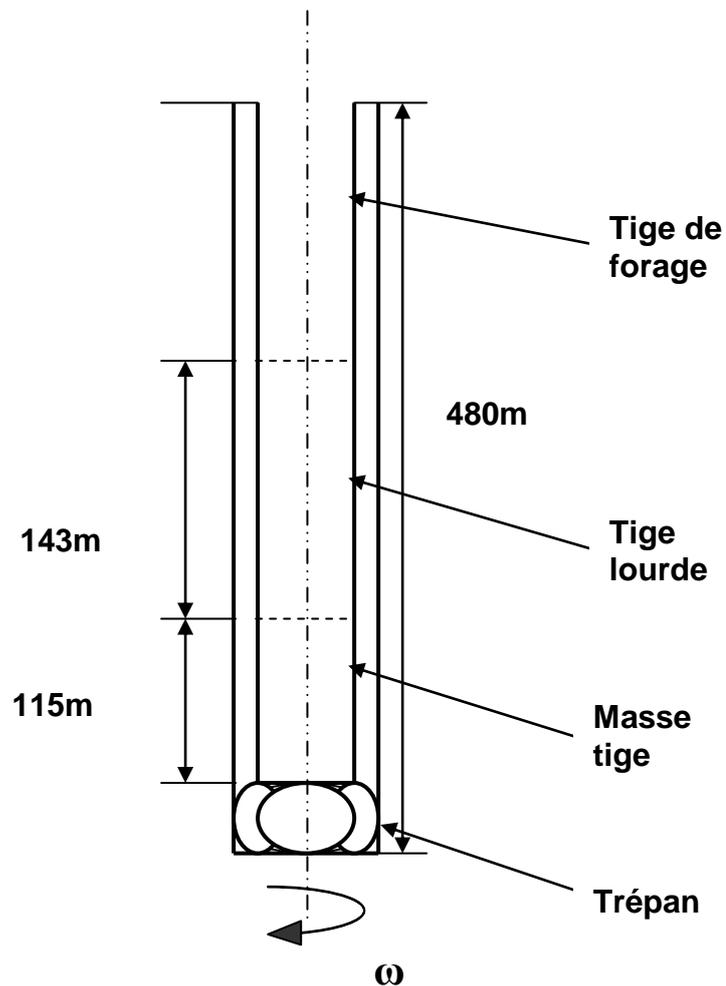
1^{ère} Phase : (16 ")

Figure IV.1 : Phase 1^{ère} de forage

1) Intérieur de la garniture :**Tool-joint :**

$$P_{TJ} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{TJ} \cdot B}{901,63 \cdot D_{TJ}^{4,8}}$$

La longueur totale des tool-joint égale à 5% de la longueur totale des tiges de forage pour chaque phase : $L_{TJ} = 0,05 \cdot 222 = 11,1\text{m}$ et $D_{TJ} = 3\frac{1}{4} = 3,25\text{''}$

$$P_{TJ} = \frac{111 \times 1,06^{0,8} \times 3700^{1,8} \times 65^{0,2}}{901,63 \times 3,25^{4,8}}$$

$$P_{TJ} = 274,69 \text{ KPa}$$

Tige de forage

$$P_{DP} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DP} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DP}^{4,8}}$$

$$L_{DP} = 224 - 11,1 = 210,9 \text{ m}$$

$$P_{DP} = \frac{210,9 \times 1,06^{0,8} \times 3700^{1,8} \times 65^{0,2}}{901,63 \times 4,276^{4,8}}$$

$$P_{DP} = 1398,48 \text{ KPa}$$

Tige lourde :

$$P_{HW} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{HW} \cdot B}{901,63 \cdot D_{HW}^{4,8}}$$

$$P_{HW} = \frac{143 \times 1,06^{0,8} \times 3700^{1,8} \times 65^{0,2}}{901,63 \times 3^{4,8}}$$

$$P_{HW} = 5196,56 \text{ KPa}$$

Masse tige :

$$P_{DC} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DC} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DC}^{4,8}}$$

$$P_{DC} = \frac{115 \times 1,06^{0,8} \times 3700^{1,8} \times 65^{0,2}}{901,63 \times 2,8125^{4,8}}$$

$$P_{DC} = 5696,60 \text{ KPa}$$

2) Espace annulaire :**Trou / tige de forage :**

$$P_{DP} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DP} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1,8} \cdot (D_0 - D_i)^3}$$

$$P_{DP} = \frac{222 \times 1,06^{0,8} \times 3700^{1,8} \times 65^{0,2}}{706,96(16 + 5)^{1,8} (16 - 5)^3}$$

$$P_{DP} = 6,28 \text{ KPa}$$

Trou / tige lourde :

$$P_{HW} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{HW} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1,8} \cdot (D_0 - D_i)^3}$$

$$P_{HW} = \frac{143 \times 1,06^{0,8} \times 3700^{1,8} \times 65^{0,2}}{706,96(16 + 5)^{1,8} (16 - 5)^3}$$

$$P_{HW} = 4,05 \text{ KPa}$$

Trou / masse tige :

$$P_{DC} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DC} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1,8} \cdot (D_0 - D_i)^3}$$

$$P_{DC} = \frac{115 \times 1,06^{0,8} \times 3700^{1,8} \times 65^{0,2}}{706,96(16 + 8)^{1,8} (16 - 8)^3}$$

$$P_{DC} = 6,66 \text{ KPa}$$

3) Trépan :

$$P_t = \frac{d \cdot Q^2}{2959,41 \cdot C^2 \cdot A^2}$$

$$P_t = \frac{1,06 \times 3700^2}{2959,41(0,95)^2 \left(\frac{\pi}{4} \left(\frac{3(18)^2 + (16)^2}{32^2} \right) \right)^2} \quad P_t = 6124,63 \text{ KPa}$$

4) Equipement de surface :

$$P_s = N_1 \times B$$

$N_1=378$ (cas n°04) est déduite en fonction des équipements de surface dans le chantier qui correspond au cas n°04 d'après le formulaire du foreur.

$$P_s = 378 \times 1,06^{0,8} \times 65^{0,2} \quad P_s = 912,68 \text{ KPa}$$

Les pertes de charge totale :

$$P_{\text{TOT}} = 1398,48 + 274,69 + 5196,56 + 5696,60 + 6,28 + 4,05 + 6,66 + 912,68 + 6124,63 \quad P_{\text{TOT}} = 19620,63 \text{ KPa}$$

2^{ème} Phase: (12''^{1/4}) :

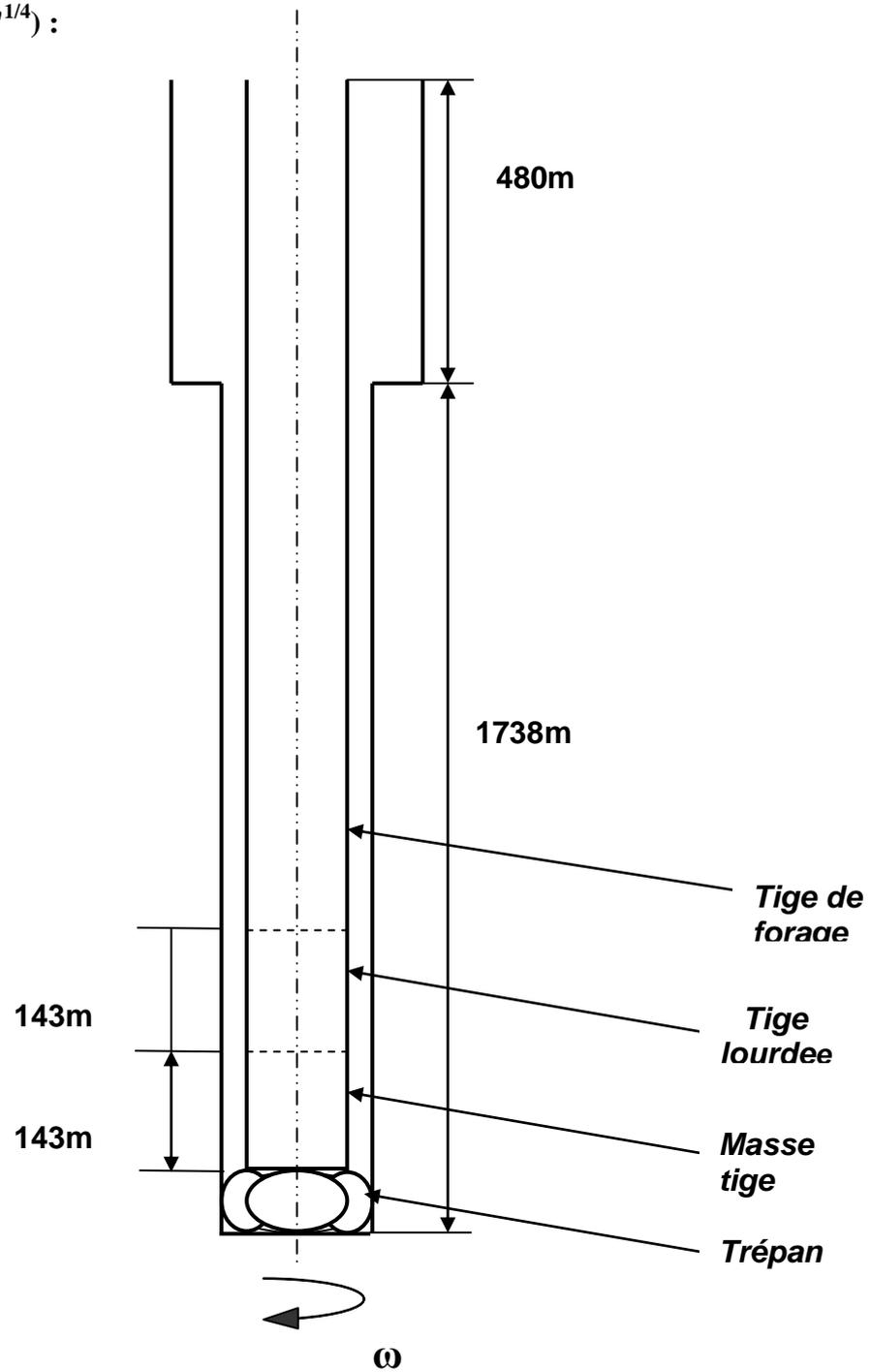


Figure IV.2 : Phase 2^{ème} de forage

1) Intérieur de la garniture :**Tool-joint :**

$$P_{TJ} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{TJ} \cdot B}{901,63 \cdot D_{TJ}^{4,8}}$$

$$L_{TJ} = 0,05 \cdot 1932 = 96,6 \text{ m et } D_{TJ} = 3 \frac{1}{4}'' = 3,25''$$

$$P_{TJ} = \frac{96,6 \times 1,19^{0,8} \times 3000^{1,8} \times 50^{0,2}}{901,63 \times 3,25^{4,8}}$$

$$P_{TJ} = 1705,92 \text{ KPa}$$

Tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DP} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DP}^{4,8}}$$

$$L_{DP} = 1932 - 96,6 = 1835,4 \text{ m}$$

$$P_{DP} = \frac{1835,4 \times 1,19^{0,8} \times 3000^{1,8} \times 50^{0,2}}{901,63 \times 4,276^{4,8}}$$

$$P_{DP} = 8685,03 \text{ KPa}$$

Tige lourde :

$$P_{HW} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{HW} \cdot B}{901,63 \cdot D_{HW}^{4,8}}$$

$$P_{HW} = \frac{143 \times 1,19^{0,8} \times 3000^{1,8} \times 50^{0,2}}{901,63 \times 3^{4,8}}$$

$$P_{HW} = 3608,31 \text{ KPa}$$

Masse tige :

$$P_{DC} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DC} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DC}^{4,8}}$$

$$P_{DC} = \frac{143 \times 1,19^{0,8} \times 3000^{1,8} \times 50^{0,2}}{901,63 \times 2,8125^{4,8}}$$

$$P_{DC} = 5054,91 \text{ KPa}$$

2) Espace annulaire :

Tubage / tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{TUB-1} \cdot B}{706,96 \cdot (D_{TUB-1} + D_i)^{1,8} \cdot (D_{TUB-1} - D_i)^3}$$

$$P_{DP} = 43,35 \text{ KPa}$$

$$P_{DP} = \frac{480 \times 1,19^{0,8} \times 3000^{1,8} \times 50^{0,2}}{706,96(12,415 + 5)^{1,8} (12,415 - 5)^3}$$

Trou / tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{HW} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1,8} \cdot (D_0 - D_i)^3}$$

$$P_{DP} = \frac{1452 \times 1,19^{0,8} \times 3000^{1,8} \times 50^{0,2}}{706,96(12,25 + 5)^{1,8} (12,25 - 5)^3}$$

$$P_{DP} = 146,01 \text{ KPa}$$

Trou / tige lourde:

$$P_{HW} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DC} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1,8} \cdot (D_0 - D_i)^3}$$

$$P_{HW} = 14,38 \text{ KPa}$$

$$P_{HW} = \frac{143 \times 1,19^{0,8} \times 3000^{1,8} \times 50^{0,2}}{706,96(12,25 + 8)^{1,8} (12,25 - 8)^3}$$

Trou / masse tige :

$$P_{DC} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DC} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1,8} \cdot (D_0 - D_i)^3}$$

$$P_{DC} = \frac{143 \times 1,19^{0,8} \times 3000^{1,8} \times 50^{0,2}}{706,96(16 + 8)^{1,8} (16 - 8)^3}$$

$$P_{DC} = 53,49 \text{ KPa}$$

3) Trépan :

$$P_t = \frac{d \cdot Q^2}{2959,41 \cdot C^2 \cdot A^2}$$

$$P_t = \frac{1,19 \times 3000^2}{2959,41(0,95)^2 \left(\frac{\pi}{4} \left(\frac{8(14)^2}{32^2} \right) \right)^2}$$

$$P_t = 2772,45 \text{ KPa}$$

4) Equipement de surface :

$$P_s = N_1 \times B$$

$N_1=259$ (cas n°04) d'après le formulaire du foreur.

$$P_s = 259 \times 1,19^{0,8} \times 50^{0,2}$$

$$P_s = 650,93 \text{ KPa}$$

Les pertes de charge totale :

$$P_{\text{TOT}} = 8685,03 + 1705,92 + 3608,31 + 5054,91 + 43,35 + 146,01 + 14,38 + 53,49 + 2772,45 + 650,93$$

$$P_{\text{TOT}} = 22734,78 \text{ KPa}$$

3^{ème} Phase : (8''^{1/2})

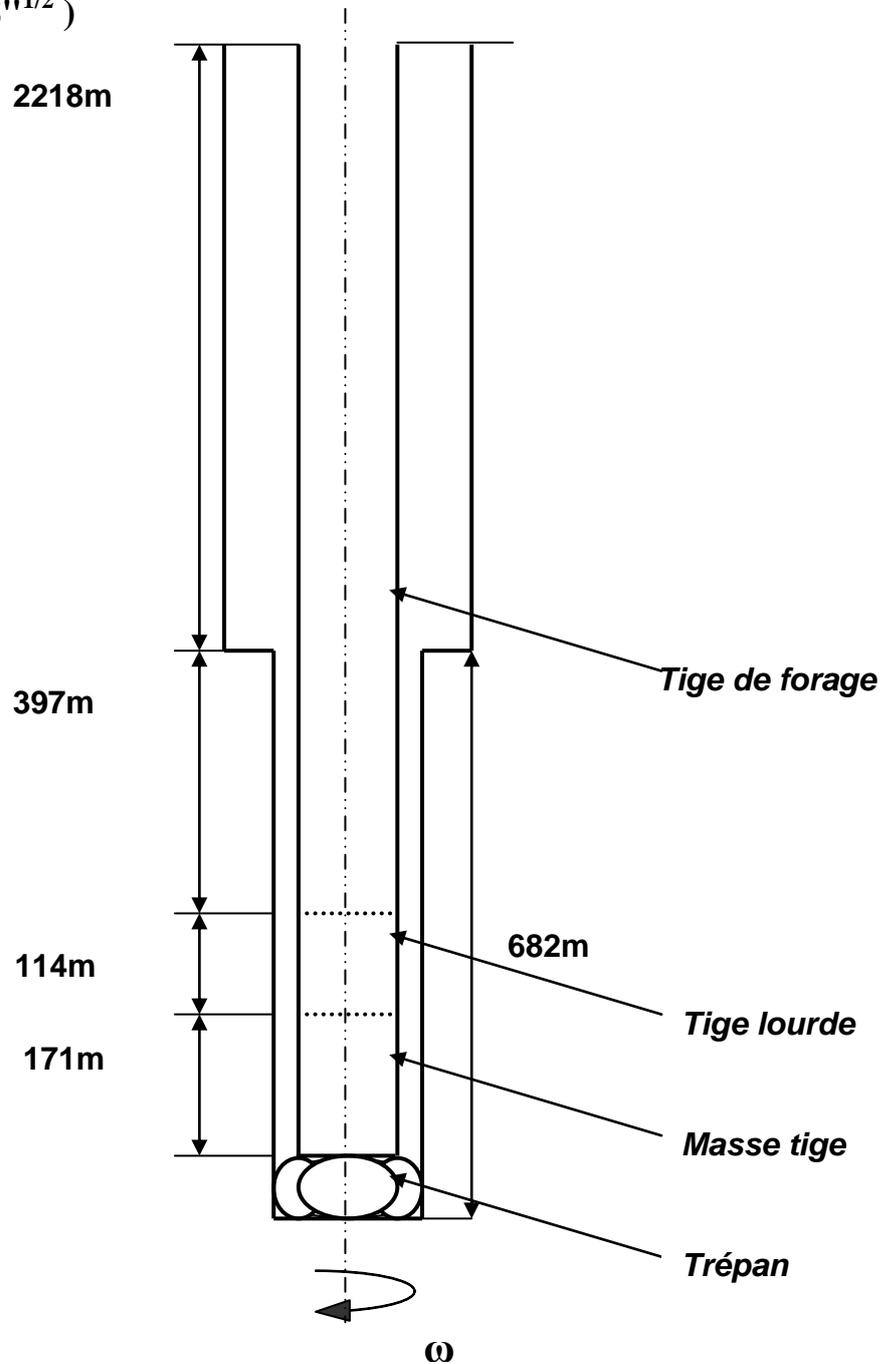


Figure IV.3 : Phase 3^{ème} de forage

1) Intérieur de la garniture :**Tool-joint :**

$$P_{TJ} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{TJ} \cdot B}{901,63 \cdot D_{TJ}^{4,8}}$$

$$L_{TJ} = 0,05 \cdot 2615 = 130,75 \text{ m et } D_{TJ} = 3 \frac{1}{4}'' = 3,25''$$

$$P_{TJ} = \frac{130,75 \times 1,09^{0,8} \times 2270^{1,8} \times 45^{0,2}}{901,63 \times 3,25^{4,8}}$$

$$P_{TJ} = 1275,86 \text{ KPa}$$

Tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DP} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DP}^{4,8}}$$

$$L_{DP} = 2315 - 130,75 = 2484,25 \text{ m}$$

$$P_{DP} = \frac{2484,25 \times 1,09^{0,8} \times 2270^{1,8} \times 45^{0,2}}{901,63 \times 4,276^{4,8}}$$

$$P_{DP} = 6495,55 \text{ KPa}$$

Tige lourde :

$$P_{HW} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{HW} \cdot B}{901,63 \cdot D_{HW}^{4,8}}$$

$$P_{HW} = \frac{114 \times 1,09^{0,8} \times 2270^{1,8} \times 45^{0,2}}{901,63 \times 3^{4,8}}$$

$$P_{HW} = 1633,52 \text{ KPa}$$

Masse tige :

$$P_{DC} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DC} \cdot B}{901,63 \cdot D_{DC}^{4,8}}$$

$$P_{DC} = \frac{171 \times 1,09^{0,8} \times 2270^{1,8} \times 45^{0,2}}{901,63 \times 2,25^{4,8}}$$

$$P_{DC} = 9748,14 \text{ KPa}$$

2) Espace annulaire :

Tubage / tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{TUB-2} \cdot B}{706,96 \cdot (D_{TUB-2} + D_i)^{1,8} \cdot (D_{TUB-2} - D_i)^3}$$

$$P_{DP} = \frac{2218 \times 1,09^{0,8} \times 2270^{1,8} \times 45^{0,2}}{706,96(8,681 + 5)^{1,8} (8,681 - 5)^3}$$

$$P_{DP} = 1429,18 \text{ KPa}$$

Trou / tige de forage :

$$P_{DP} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{HW} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1,8} \cdot (D_0 - D_i)^3}$$

$$P_{DP} = \frac{397 \times 1,09^{0,8} \times 2270^{1,8} \times 45^{0,2}}{706,96(8,5 + 5)^{1,8} (8,5 - 5)^3}$$

$$P_{DP} = 304,80 \text{ KPa}$$

Trou / tige lourde:

$$P_{HW} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DC} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1,8} \cdot (D_0 - D_i)^3}$$

$$P_{HW} = \frac{114 \times 1,09^{0,8} \times 2270^{1,8} \times 45^{0,2}}{706,96(8,5 + 8)^{1,8} (8,5 - 8)^3}$$

$$P_{HW} = 87,53 \text{ KPa}$$

Trou / masse tige :

$$P_{DC} = \frac{Q^{1,8} \cdot L_{DC} \cdot B}{706,96 \cdot (D_0 + D_i)^{1,8} \cdot (D_0 - D_i)^3}$$

$$P_{DC} = \frac{171 \times 1,09^{0,8} \times 2270^{1,8} \times 45^{0,2}}{706,96(8,5 + 6,5)^{1,8} (8,5 - 6,5)^3}$$

$$P_{DC} = 682,07 \text{ KPa}$$

3) Trépan :

$$P_t = \frac{d \cdot Q^2}{2959,41 \cdot C^2 \cdot A^2}$$

$$P_t = \frac{1,09 \times 2270^2}{2959,41(0,95)^2 \left(\frac{\pi}{4} \left(\frac{7(12)^2}{32^2} \right) \right)^2}$$

$$P_t = 3518,23 \text{ KPa}$$

4) Equipement de surface :

$$P_s = N_1 \times B$$

$N_1 = 161$ (cas n°04) d'après le formulaire du foreur.

$$P_s = 161 \times 1,09^{0,8} \times 45^{0,2}$$

$$P_s = 369,33 \text{ KPa}$$

Les pertes de charge totale :

$$P_{TOT} = 6495,55 + 1275,86 + 1633,52 + 9748,14 + 1429,18 + 304,80 + 87,53 + 682,07 + 3518,23 + 369,33$$

$$P_{TOT} = 25544,21 \text{ KPa}$$

Nous citons les pertes de charge dans chaque phase de forage :

- 1^{er} phase : $P_{TOT} = 19620,63 \text{ KPa}$
- 2^{ème} phase : $P_{TOT} = 22734,78 \text{ KPa}$
- 3^{ème} phase : $P_{TOT} = 25544,21 \text{ KPa}$

Ce qui nous fait apparaître que la perte de charge augmente à chaque phase même que le débit réel diminue, à cause de certains facteurs traités après.

D'après ces résultats nous calculons la puissance mécanique pour chaque phase en adoptant le rendement interne et le rendement de la transmission (des chaînes) respectivement égale à 0,9 et 0,95 :

Première phase :

$$P_{m1} = \frac{P_{ref1} \cdot Q_{r1}}{\eta_m \cdot \eta_t \cdot 44750} = \frac{19620,63 \times 3700}{0,9 \times 0,95 \times 44750}$$

$$P_{m1} = 1897,38 \text{ HP}$$

Deuxième phase :

$$P_{m2} = \frac{P_{ref2} \cdot Q_{r2}}{\eta_m \cdot \eta_t \cdot 44750} = \frac{22734,78 \times 3000}{0,9 \times 0,95 \times 44750}$$

$$P_{m2} = 1782,69 \text{ HP}$$

Troisième phase :

$$P_{m3} = \frac{P_{ref3} \cdot Q_3}{\eta_m \cdot \eta_t \cdot 44750} = \frac{25544,21 \times 2270}{0,9 \times 0,95 \times 44750}$$

$$P_{m3} = 1515,50 \text{ HP}$$

B) Calcul de la puissance hydraulique pour chaque phase :

$$P_{hr} = \frac{P_{ref} \cdot Q_r}{44750} = P_m \cdot \eta_m \cdot \eta_t$$

1) Première phase

$$P_{hr1} = 1622,26 \text{ HP}$$

2) Deuxième phase

$$P_{hr2} = 1524,2 \text{ HP}$$

3) Troisième phase

$$P_{hr3} = 1295,76 \text{ HP}$$

On désigne le tableau des résultats de calcul :

Phase	Q(débit)	Puissance hydraulique		Puissance mécanique		Pression	
	[L/min]	[HP]	[kwat]	[HP]	[kwat]	[Psi]	[bar]
16	3700	1622,26	1209.525	1897,38	1414.59	2845,73	196.1558
12 ^{1/4}	3000	1524,2	1136.447	1782,69	1328.837	3297,40	227.3201
8 ^{1/2}	2270	1295,76	965.6813	1515,50	1129.735	3704,87	255.3818

Tableau IV.2 : Les résultats de calcul de choix de la pompe

Le choix de la pompe qui doit répondre aux paramètres exigés (puissance, débit, pression) par le forage du puit est la pompe triplex du type **NATIONAL OIL WEL 12P160** à simple effet .Avec l'utilisation d'un groupe des pompes on pourra assurer une continuité de la circulation sans arrêt.

IV .2 : Nombre de pompe dans chaque phase :

Détermination de nombre de coups par minute pour chaque phase :

Dans le chantier (**ENTP 222**), la pompe travaille avec un seul chemisage (6") pour toutes les phases ; ce qui entraîne la variation de nombre de coups par minute de la pompe.

$$N_1 = \frac{Q_1}{Q_{unitaire}}$$

Première phase :

1 coup \longrightarrow 16,68 L (volume/course)

$$N_1 = \frac{3700}{16,68}$$

$$N_1 \approx 222 \text{ coup/min}$$

Deuxième phase :

$$N_2 = \frac{3000}{16,68}$$

$$N_2 \approx 180 \text{ coup/min}$$

Troisième phase :

$$N_2 = \frac{2270}{16,68}$$

$$N_2 \approx 137 \text{ coup/min}$$

Phase	16"	12" ^{1/4}	8" ^{1/2}
(Cps/min)	222	180	137

Tableau IV.3 : Résultats de nombre de coups par minute pour chaque phase

Mais la vitesse maximale de la pompe est 120 coups/mn; donc il faut diviser le nombre de coups de chaque phase par l'utilisation de deux pompes installées en parallèle pour assurer le débit requis.

IV .3 CALCUL DE VERIFICATION DE LA POMPE :

A) calcul hydraulique:

1) Calcul du diamètre de la chemise de chaque phase :

$$D_i = \sqrt{\frac{K \times Q_i}{\alpha \times c \times N}}$$

Où :

D_i : Diamètre intérieur de la chemise [m] ;

K : Coefficient pour les pompes triplex, K= 25,4 ;

Q_i : Débit de la boue de chaque phase (m³/s) ;

N : Nombre des coups par minute, n =120 coups/min (Nombre des coups Maximal de la pompe) ;

C : Course de piston c = 0,3048 m ;

α : Coefficient du débit de la pompe, α = 0,90 ;

Première phase :

$$Q_1 = \frac{3700}{2} L / \text{min}$$

(Débit de la boue pour une seule pompe)

$$D_1 = \sqrt{\frac{25,4 \times 1850 / 60 \times 1000}{0,9 \times 0,3048 \times 120}} = 0,154m \Rightarrow D_1 = 154mm$$

Deuxième phase :

$$Q_2 = \frac{3000}{2} L / \text{min}$$

(Débit de la boue pour une seule pompe)

$$D_2 = \sqrt{\frac{25,4 \times 1500 / 60 \times 1000}{0,9 \times 0,3048 \times 120}} = 0,139m \Rightarrow D_2 = 139mm$$

Troisième phase :

$$Q_3 = \frac{2270}{2} = L / \text{min}$$

(Débit de la boue pour une seule pompe)

$$D_3 = \sqrt{\frac{25,4 \times 1135 / 60 \times 1000}{0,9 \times 0,3048 \times 120}} = 0,120m \Rightarrow D_3 = 120mm$$

D'après la plage des diamètres normalisés, on choisit les chemises suivantes :

$$D_1 = 154,2 \text{ mm} \Rightarrow \mathbf{D_1 = 6''\frac{1}{4}}$$

$$D_2 = 138,9 \text{ mm} \Rightarrow \mathbf{D_1 = 5''\frac{1}{2}}$$

$$D_3 = 120,8 \text{ mm} \Rightarrow \mathbf{D_3 = 5''\frac{1}{2}}$$

2) calcul du débit instantané (Première phase) :

Le débit instantané est calculé en fonction de l'angle de rotation de l'arbre excentrique.

Le débit instantané du liquide par cylindre est :

$$Q_{inst} = V \times S \times \alpha$$

Où :

Q_{inst} : Débit instantané

S : La section maximale de la chemise

α : coefficient du débit, $\alpha = 0,90 \div 0,95$ On prend $\alpha = 0,9$

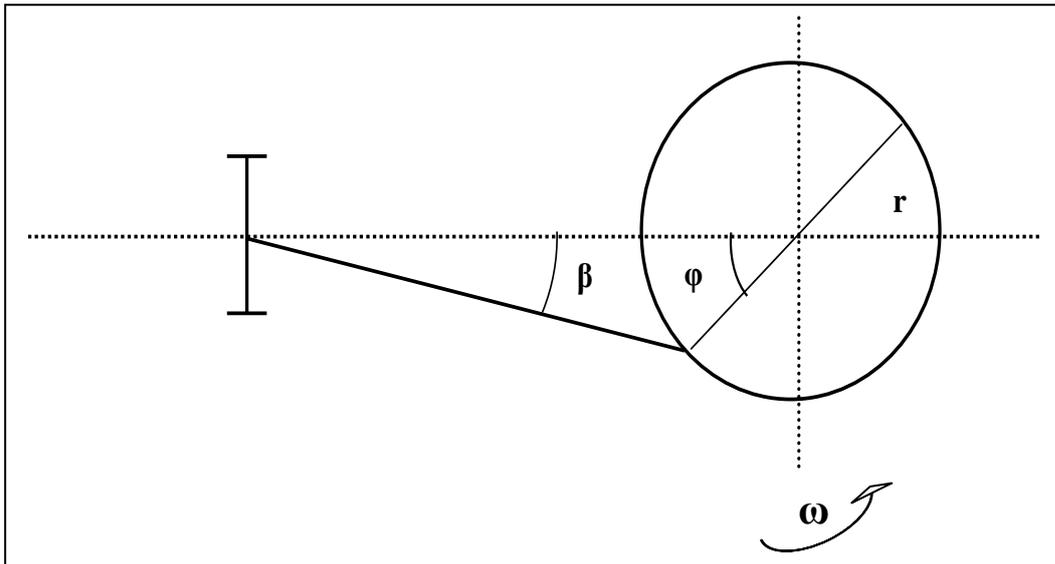


Figure IV.4 : Mécanisme bielle- manivelle

a) Calcul de la vitesse du piston:

$$V = \omega \times r \times \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

Où :

V : vitesse du piston

ω : La vitesse angulaire de la manivelle. D'ou : $\omega = \frac{2 \times \pi \times n}{60}$

r : Rayon de la manivelle . D'ou : $r = \frac{c}{2}$

C : La course, $C = 304.8 \text{ mm}$

Donc:

$$\omega = \frac{2 \times 3,14 \times 120}{60} = 12.56 (\text{rad} / \text{s})$$

$$r = \frac{c}{2} = \frac{0.305}{2} \Rightarrow r = 0,152 \text{ m}$$

Par conséquent, si :

$$\lambda = \frac{r}{L} \leq 0.2 \Rightarrow V = \omega.r.\sin\varphi$$

$$\Rightarrow V = 12.56 \cdot 0.1524 \sin\varphi \quad \Rightarrow V = 1.914 \sin\varphi$$

b) Calcul de la section du piston:

$$S_{\max} = \frac{\pi}{4} D_{\max}^2$$

$$D_{\max} = 154.2 \text{ mm}$$

$$S_{\max} = \frac{3.14}{4} \cdot (154.2 \cdot 10^{-3})^2 = 0,0186 \text{ m}^2$$

Finalement :

$$Q_{inst} = V \times S_{\max} \times \alpha$$

$$Q_{inst} = 1.914 \cdot 0.0186 \cdot 0.90 \sin\varphi$$

$$Q_{inst} = 0,03204 \sin\varphi \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = 32.04 \sin\varphi \left(\frac{\text{L}}{\text{s}} \right)$$

- Détermination des débits en fonction de α qui varie de (0 à 2π) pour les trois pistons.

Angle de rotation (°)	Débit instantané (l/s)		
	Piston n°1	Piston n°2	Piston n°3
0	0		27.74
30	16.02		16.02
60	27.74		0
90	32.04		
120	27.74	0	
150	16.02	16.02	
180	0	27.74	
210		32.04	
240		27.74	0
270		16.02	16.02
300		0	27.74
330			32.04
360	0		27.74
30	16.02		16.02
60	27.74		0

Tableau IV.4 : débit instantané pour chaque piston

3) Calcul de l'amortisseur de pulsations :

Le calcul de l'amortisseur de pulsations est comme suit, le coefficient d'irrégularité de pression est défini par :

$$\delta = \frac{\Delta P}{P_{moy}} = \frac{\Delta V}{V_{moy}}$$

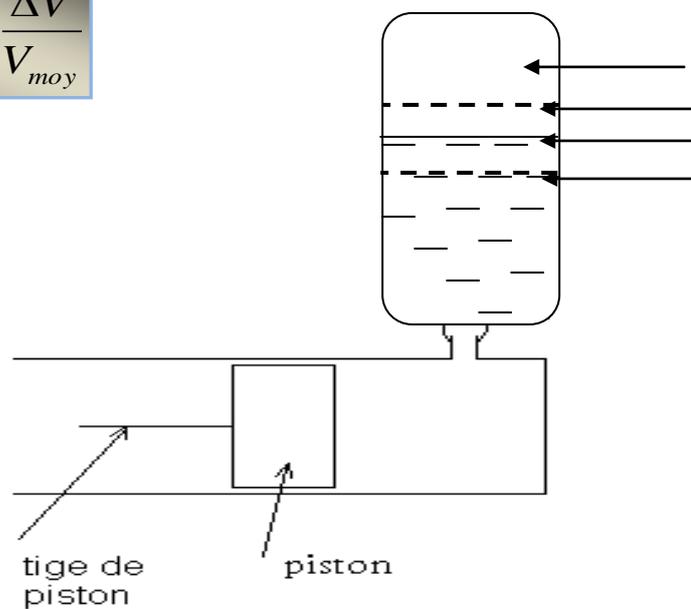


Figure IV.5 : Amortisseur de pulsations

Pour l'exploitation normale des pompes munies des amortisseurs de pulsations, il est nécessaire de déterminer le volume de l'amortisseur assurant la régularité exige de pression $\delta \leq 15\%$, pour notre cas $\delta = (0,0095 \div 0,02)$, on prend $\delta = 0,011$.

$$V_{moy} = \frac{\Delta V}{\delta}$$

L'excès du liquide dans la cloche est :

$$\Delta V = K \times S \times C$$

Où :

K : Coefficient de type de la pompe, pour les pompes triplex, $K = 0,009$;

C : La course du piston, $C = 304.8 \text{ mm} = 0.305 \text{ m}$;

S = Section transversal du piston :

$$S = \frac{\pi \times D_p^2}{4} \quad / \quad (D_p = 154.2 \text{ mm} = 0.1542 \text{ m})$$

$$S = \frac{3,14 \times (0.1542)^2}{4} = 0.0186 \text{ m}^2$$

$$\Delta V = 0,009 \times 0.0186 \times 0.305 = 0.000051057 (\text{m}^3)$$

Le volume moyen :

$$V_{moy} = \frac{\Delta V}{\delta}$$

$$V_{moy} = \frac{0.000051057}{0,011} = 0.0046 \text{ m}^3 \Rightarrow V_{moy} = 4.64 \text{ L}$$

$$V_{réel} = \frac{3}{2} V_{moy} = \frac{3}{2} (4.64) = 6.96 \text{ L}$$

La loi réelle de compression du gaz dans l'amortisseur est polytropique et compte tenue du remplissage de volume incomplet du volume un excès est nécessaire.

B) calcul mécanique:

Le calcul mécanique de la pompe à boue consiste à la vérification des dimensions des chemises, des tiges, ainsi que la résistance de ces pièces travaillant dans des conditions critiques.

1) Calcul de la chemise à l'éclatement :

Le calcul de la chemise consiste à la détermination des dimensions de la chemise et sa vérification à l'éclatement. Le corps de la chemise est conçu en acier XC70,

Donc: $[\sigma] = 489,6 \text{ N/mm}^2$.

Détermination du diamètre extérieur « D_{ext} » de calcul. Le diamètre extérieur de la chemise est calculé d'après la formule suivante :

$$D_{ext} \geq D_{int} \times \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,4 \times P_{eh}}{[\sigma] - 1,3 \times P_{eh}}} [mm]$$

Où :

D_{ext} : Diamètre extérieur de la chemise ; $D_{ext} = 185.2\text{mm}$

D_{int} : Diamètre intérieur de la chemise ; $D_{int} = 154.2 \text{ mm}$

P_{eh} : Pression d'essai hydraulique:

$$P_{eh} = K \times P_{max}$$

Où :

P_{max} : Pression maximale de service en bars : $P_{max}=315.5 \text{ bars}$

K : Coefficient de proportionnalité $K = (1,2 \div 5)$, on prend $K = 3$

Donc :

$$P_{eh} = 3 \times 315.5 = 946.5 \text{ bars} = 94.65 \text{ N/mm}^2$$

On calcul D_{ext} :

$$D_{ext} = 154.2 \times \sqrt{\frac{489,6 + 0,4 \times 94.65}{489,6 - 1,3 \times 94.65}} = 184.94 \text{ mm}$$

Alors on prend :

$$D_{ext} = 184.94 \text{ mm}$$

Ainsi on déduit l'épaisseur de calcul :

$$e_c = \frac{D_{ext} - D_{intc}}{2} = \frac{184.94 - 154.2}{2} = 15.37mm$$

$$e_c = 15.37mm$$

Si on prend les données réelles, on tire le déplacement entre les deux épaisseurs.

Calcul de l'épaisseur réelle :

$$e_r = \frac{D_{ext} - D_{int}}{2} = \frac{185.2 - 154.2}{2} = 15.5mm$$

$$e_c < e_r$$

On a :

De là, on peut interpréter que notre chemise résiste bien à l'éclatement

2) Calcul de la tige de piston :

Pendant le fonctionnement de la pompe de forage, la tige de piston est soumise à différents efforts à savoir :

- Effort de compression
- Effort de flambage de la tige.

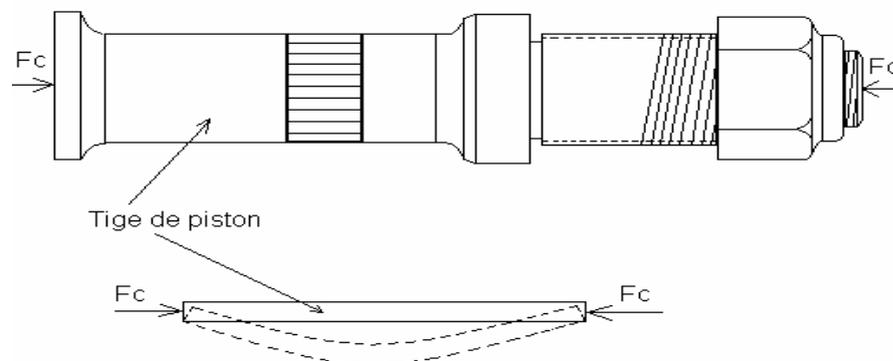


Figure IV.6 : Tige de piston

a) Effort de compression :

$$F_c = F_p + F_f \quad (\text{Newton})$$

Où :

 F_p : Force du piston F_f : Force de frottement du piston

$$F_p = P_{\max} \times \pi \times \frac{D_p^2}{4} (N)$$

$$P_{\max} = 315.5 \text{ bars} = 31.55 \text{ N} / \text{mm}^2$$

D'où :

$$F_p = \frac{31.55 \times 3,14 \times (154.2)^2}{4} = 588894.86 \text{ N}$$

Et :

$$F_f = P_{\max} \times (\pi \times D_p \times L_p \times f_1) (\text{Newton})$$

 D_p : Diamètre du piston ; $D_p = 154.2 \text{ m}$ L_p : Longueur du piston ; $L_p = 105 \text{ mm}$

f_1 : Coefficient de frottement entre la chemise et le piston $f_1 = (0,06 \div 0,3)$, On prend $f_1 = 0,2$

Donc :

$$F_f = 31.55 \times (3,14 \times 154.2 \times 105 \times 0,2) = 320798.7 \text{ N}$$

Par conséquent :

$$F_{\text{comp}} = 588894.8 + 320798.7 = 909693.5 \text{ N}$$

Pendant le refoulement, la partie qui subit la compression est l'extrémité filetée des boulons de la tige sur la crosse, donc la section dangereuse au niveau de ce tronçon est calculée à la contrainte de compression.

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{F_{\text{comp}}}{S_t},$$

Où :

 S_t : Section de la tige

$$D_t = 81 \text{ mm} \Rightarrow S_t = \frac{\pi \times D_t^2}{4} = \frac{3,14 \times (81)^2}{4} = 5150,385 \text{ mm}^2$$

Donc: $S_t = 5150,385 \text{ mm}^2$

$$\sigma_{comp} = \frac{9096,28}{5150,385} = 176,62 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{comp} = 176,6 \text{ N/mm}^2$$

Pour la vérification de la résistance de la tige du piston à la compression, on compare la contrainte de compression réelle avec la contrainte admissible :

$$K_S = \frac{[\sigma]_{comp}}{\sigma} \Rightarrow [\sigma]_{comp} = K_S \times \sigma$$

La tige du piston est de nuance **42CD4**.

$$\sigma = 1230 \text{ N/mm}^2;$$

$$[\sigma]_{comp} = 0,36 \times 1230$$

$$[\sigma]_{comp} = 442,8 \text{ N/mm}^2$$

Alors : $\sigma_{comp} < [\sigma]_{comp}$ donc la tige résiste bien à la compression.

b) Effort de flambage :

Le calcul consiste à déterminer l'élongation de la tige " λ " et la vérification des contraintes à celles admissibles.

$$\lambda = \frac{L}{r}$$

Où :

L : Longueur de la tige (L= 520mm)

λ : L'élongation de la tige

r : Rayon de giration qui est déterminé par la formule suivante :

$$r = \sqrt{\frac{I}{S_t}}$$

$$I = \frac{\pi \times d_t^4}{64}$$

D'où :

I : Moment d'inertie

d_t : Diamètre de la tige.

$$I = \frac{3,14 \times (81 \times 10^{-3})^4}{64} = 2,11 \times 10^{-6} m^4$$

$$I = 2,11 \times 10^{-6} m^4$$

Et :

$$S_t = \frac{\pi \times D_t^2}{4} = \frac{3,14 \times (81)^2}{4} = 5150,385 mm^2 = 5,150 \cdot 10^{-3} m^2$$

Donc :

$$r = \sqrt{\frac{2,11 \times 10^{-6}}{5,150 \times 10^{-3}}} = 0,0020 m$$

Détermination de l'élongation " λ " :

$$\lambda = \frac{L}{r} = \frac{520 \times 10^{-3}}{0,020} \Rightarrow \lambda = 26$$

En comparant λ avec (λ_{limite}) où ($\lambda_{\text{limite}} = 105$) nous trouvons que ($\lambda < \lambda_{\text{limite}}$)

Dans ce cas, on calcule la charge critique (σ_{cr}) sous laquelle la tige perd sa stabilité.

$$\sigma_{cr} = 3350 - 6,2\lambda \Rightarrow \sigma_{cr} = 3350 - (6,2 \times 26) = 3188,8 N / mm^2$$

$$\sigma_{cr} = 3188,8 N / mm^2$$

Par comparaison entre (σ_{comp} et σ_{cr}) $\Rightarrow \sigma_{\text{comp}} < \sigma_{cr}$.

Donc on peut conclure que la tige ne subit aucun phénomène de flambage.

C) Conclusion :

Comme conclusion sur le calcul mécanique, on peut dire que les pièces de la partie hydraulique de la pompe à boue National Oilwell 12P160, résistent aux forces agissantes sur elles, ce qui élimine tout risque de perturbation des caractéristiques et des performances de fonctionnement de notre pompe.

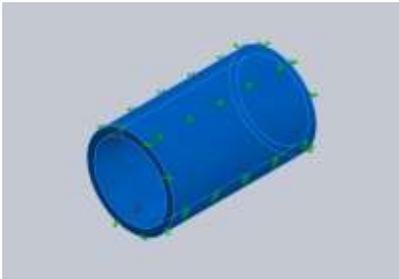
IV.4.1 verification de resistance par la méthode des elements finis avec solidworks

a. Etude de la resistance à l'éclatement de la chemise

Propriétés de l'étude

Nom d'étude	Etude 1
Type d'analyse	Analyse statique
Type de maillage	Maillage volumique
Effets thermiques:	Activé(e)
Température de déformation nulle	298 Kelvin

Propriétés du matériau

Référence du modèle	Propriétés	Composants
	<p>Nom: xc70</p> <p>Type de modèle: Linéaire élastique isotropique</p> <p>Critère de ruine par défaut: Contrainte de von Mises max.</p> <p>Limite d'élasticité: 4.896e+008 N/m²</p> <p>Limite de traction: 7.45e+008 N/m²</p> <p>Module d'élasticité: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Coefficient de Poisson: 0.285</p> <p>Masse volumique: 7850 kg/m³</p> <p>Module de cisaillement: 8e+010 N/m²</p> <p>Coefficient de dilatation thermique: 1.23e-005 /Kelvin</p>	Corps volumique 1(Boss.-Extru.1)(Pièce3)
Données de la courbe:N/A		

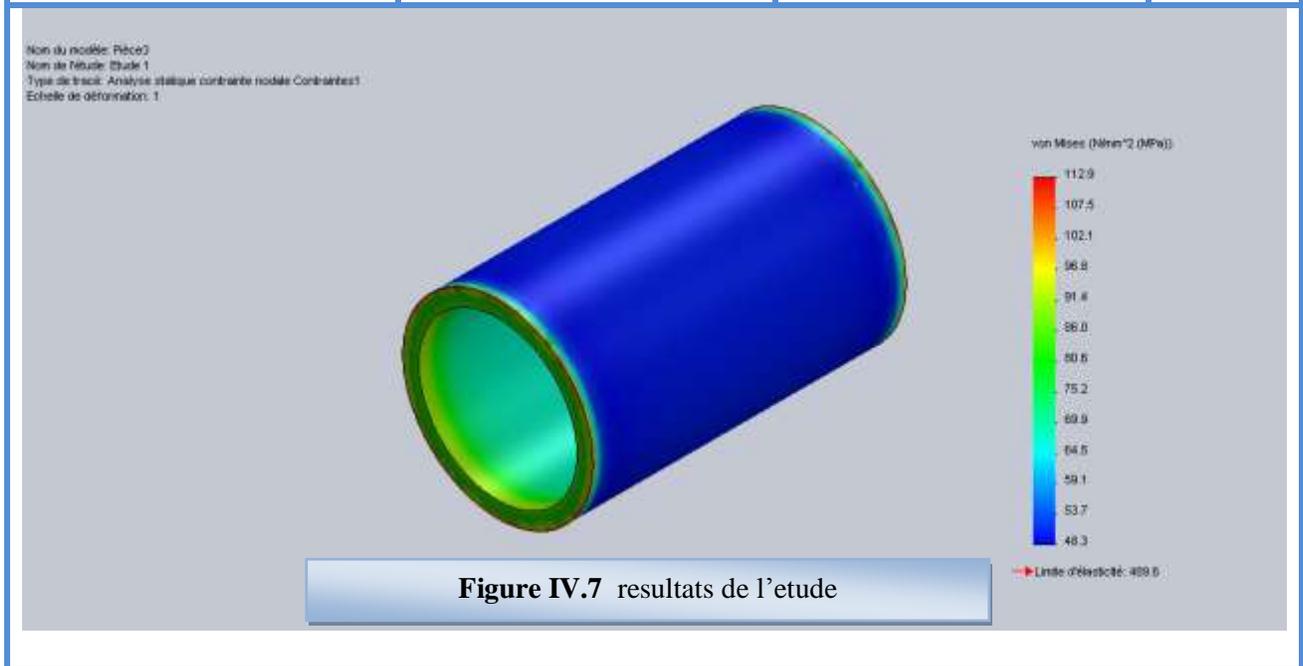
Informations sur le maillage

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Qualité de maillage	Haute



Résultats de l'étude

Nom	Type	Min	Max
Contraintes1	VON: contrainte de von Mises	48.3303 N/mm ² (MPa) Noeud: 59318	112.909 N/mm ² (MPa) Noeud: 67870



b. Etude de la resistance de la tige de piston

Propriétés du matériau

Référence du modèle	Propriétés	Composants
	<p>Nom: NUANCE 42 CD 4</p> <p>Type de modèle: Linéaire élastique isotropique</p> <p>Critère de ruine par défaut: Contrainte de von Mises max.</p> <p>Limite d'élasticité: 4.428e+008 N/m²</p> <p>Limite de traction: 5.6e+008 N/m²</p> <p>Module d'élasticité: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Coefficient de Poisson: 0.285</p> <p>Masse volumique: 7850 kg/m³</p> <p>Module de cisaillement: 8e+010 N/m²</p>	<p>Corps volumique 1(Boss.-Extru.2)(Pièce5)</p>
Données de la courbe:N/A		



Figure IV.8 information sur le maillage du tige piston

Resultat de l'etude

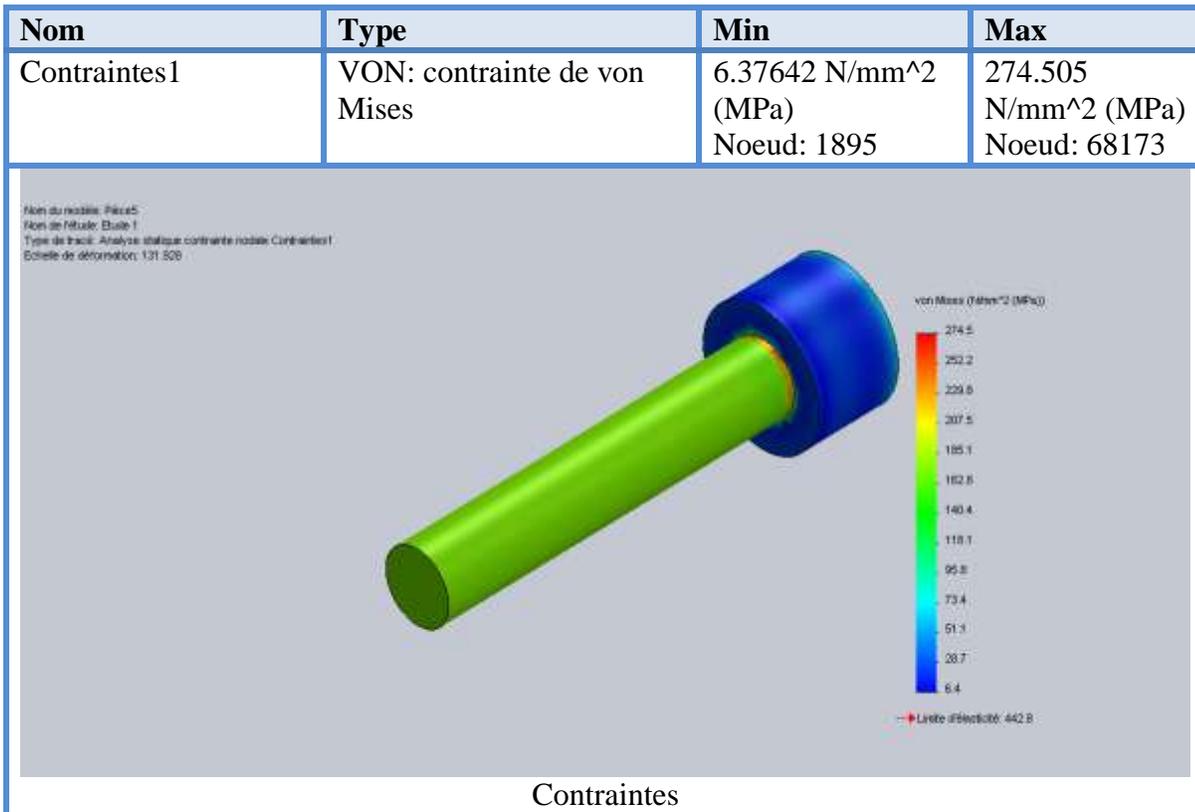


Figure IV.7 resultats de l'etude

V.1 Généralité sur la maintenance industrielle :

Quelque soient les efforts des entreprise au stade de la conception et la fabrication des machines pour assurer leur sûreté de fonctionnement, des défaillances apparaissant au cours de leur exploitation, les causes d'apparition de ces défaillances sont variables. Elles vont du coût de simple remplacement d'une pièce détériorée à d'importants frais d'immobilisation pour la machine donnée, elles peuvent aussi provoquer de graves accidents corporels.

C'est pourquoi on fait appel à La fonction maintenance a pour but d'assurer la disponibilité optimale des installations, de protection et de leurs annexes, impliquant un minimum de temps d'arrêts. L'apparition du terme maintenance de l'industrie à est lieu vers 1950 au état unit USA et France, il se superpose progressivement à l'entretien.

- Entretien : c'est dépanner et réparer un pack matériel, afin d'assurer de la continuité de production.
- Maintenir : c'est choisir des moyens de prévenir de corriger, ou rénover (se fait par le constructeur) le matériel suivant sa criticité économique afin d'optimiser le coût global de possession.

V.2 Définition de la maintenance :

a) selon AFNOR (NFX60-010) 1994 : « **Ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifier ou en mesure d'assurer un service déterminé. bien maintenir, c'est d'assurer l'ensemble de ces opérations au coût optimal** »

Maintenir = maintenance préventif

Rétablir = maintenance correctif

Etat spécifie : la prédétermination des objectifs à atteindre

Service déterminé : la quantification des niveaux caractéristique

V.3 Objectif de la maintenance :

La maitrise du service maintenance joue un rôle très important sur les bénéfices de l'entreprise, l'usine ou l'unité de production,

Parmi les nombreux objectifs de la maintenance nous citons :

- Assurer la disponibilité et la durée de vie du bien
- Diminuer la probabilité des défaillances en service
- Assurer la sécurité des hommes et des biens
- Diminuer les temps d'arrêt en cas de révision ou de panne

- Assurer la qualité des produits
- Assurer la protection de l'environnement
- Assurer l'optimisation des coûts de maintenance
- Assurer une meilleure gestion de stock des pièces de rechange.

On plus de sa :

- Former le personnel dans les spécialités spécifique de maintenance
- Conseiller la direction d'usine et de fabrication
- Maintenir l'installation dans de propriété absolue

Pour atteindre ces objectifs, il faut une organisation adéquate des moyens matériels modernes, des moyens humains qualifiés compétents et d'une bonne formation. Une bonne maintenance pour revenir cher, mais elle permet généralement de dégager des bénéfices importants.

V.4 La méthode de maintenance :

Le choix entre les méthodes de maintenance se fait avec l'accord de la direction de l'entreprise dans le cadre de la politique de maintenance adaptée, pour choisir il faut :

- Etre informé des objectifs de la direction
- Connaître le fonctionnement et les caractéristiques du matériel
- Connaître le comportement du matériel
- connaître le coût de maintenance et le coût de perte de production
- connaître les conditions d'application de chaque méthode.

V.5 Les différents types de maintenance :

V.5.1 Maintenance préventive :

Maintenance effectuée selon des critères prédéterminés, dans l'intention de réduire la Probabilité de défaillance d'un bien ou la dégradation d'un service rendu.

Les activités correspondants sont déclenchés selon un échéancier établi d'un nombre prédéterminé d'unités d'usage (maintenance systématique) et ou des critères prédéterminés significatifs de l'état de dégradation du bien ou du service (maintenance conditionnelle).

V.5.1. But de la maintenance préventive :

- Augmenter la durée de vie des matériels
- Diminuer la probabilité des défaillances en service

- Diminuer les temps d'arrêt en cas de révision ou de panne
- Prévenir et aussi prévoir les interventions coûteuses de maintenance corrective
- Permettre de décider la maintenance corrective dans de bonnes conditions
- Eviter les consommations anormales d'énergie, de lubrifiant, etc.
- Améliorer les conditions de travail du personnel de production
- Diminuer le budget de maintenance
- Supprimer les causes d'accidents graves.

V.5.1.1 Maintenance préventive systématique :

Maintenance préventive effectuée selon un échancier établi selon le temps ou le nombre d'unités d'usage.

Même si le temps est l'unité la plus répandue, d'autres unités peuvent être retenues telles que : la quantité de produits fabriqués, la longueur de produits fabriqués, la distance parcourue, la masse de produits fabriqués, le nombre de cycles effectués, etc.

V.5.1.2 Maintenance préventive conditionnelle :

Maintenance préventive subordonnée à un type d'événement prédéterminé (auto-diagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure, etc.).

La maintenance préventive conditionnelle se caractérise par la mise en évidence des points faibles. Suivant le cas, il est souhaitable de les mettre sous surveillance et, à partir de là, de décider d'une intervention lorsqu'un certain seuil est atteint. Mais les contrôles demeurent systématiques et font partie des moyens de contrôle non destructifs.

V.5.1 Les opérations de maintenance préventive :

a. Les inspections :

Activités de surveillance consistant à relever périodiquement des anomalies et exécuter des réglages simples ne nécessitant pas d'outillage spécifique, ni d'arrêt de l'outil de production ou des équipements.

b. Les Visites :

Opérations de surveillance qui, dans le cadre de la maintenance préventive systématique, s'opèrent selon une périodicité déterminée. Ces interventions correspondent à une liste d'opérations définies préalablement qui peuvent entraîner des démontages d'organes et une immobilisation du matériel. Une visite peut entraîner une action de maintenance corrective.

c. Les Contrôles :

Vérifications de conformité par rapport à des données préétablies suivies d'un jugement.

V.5.2 Maintenance corrective :

Ensemble des activités réalisés après la défaillance d'un bien ou la dégradation de sa fonction requise pour lui permettre d'accomplir une fonction requise au moins provisoirement ; ces activités comportent notamment la localisation de défaillance et son diagnostic, la remise en état avec ou sans modification du contrôle de bon fonction.

V.5.2.1 Maintenance palliative (dépannage) :

Elle consiste en un dépannage qui est une remise en état de fonctionnement effectué sur site, le dépannage se fait après panne.

V.5.2.2 Maintenance curative (réparation) :

C'est une opération de maintenance effectuée après défaillance. Elle est effectuée dont le but de maintenir le matériel dans l'état de ses performances initiales.

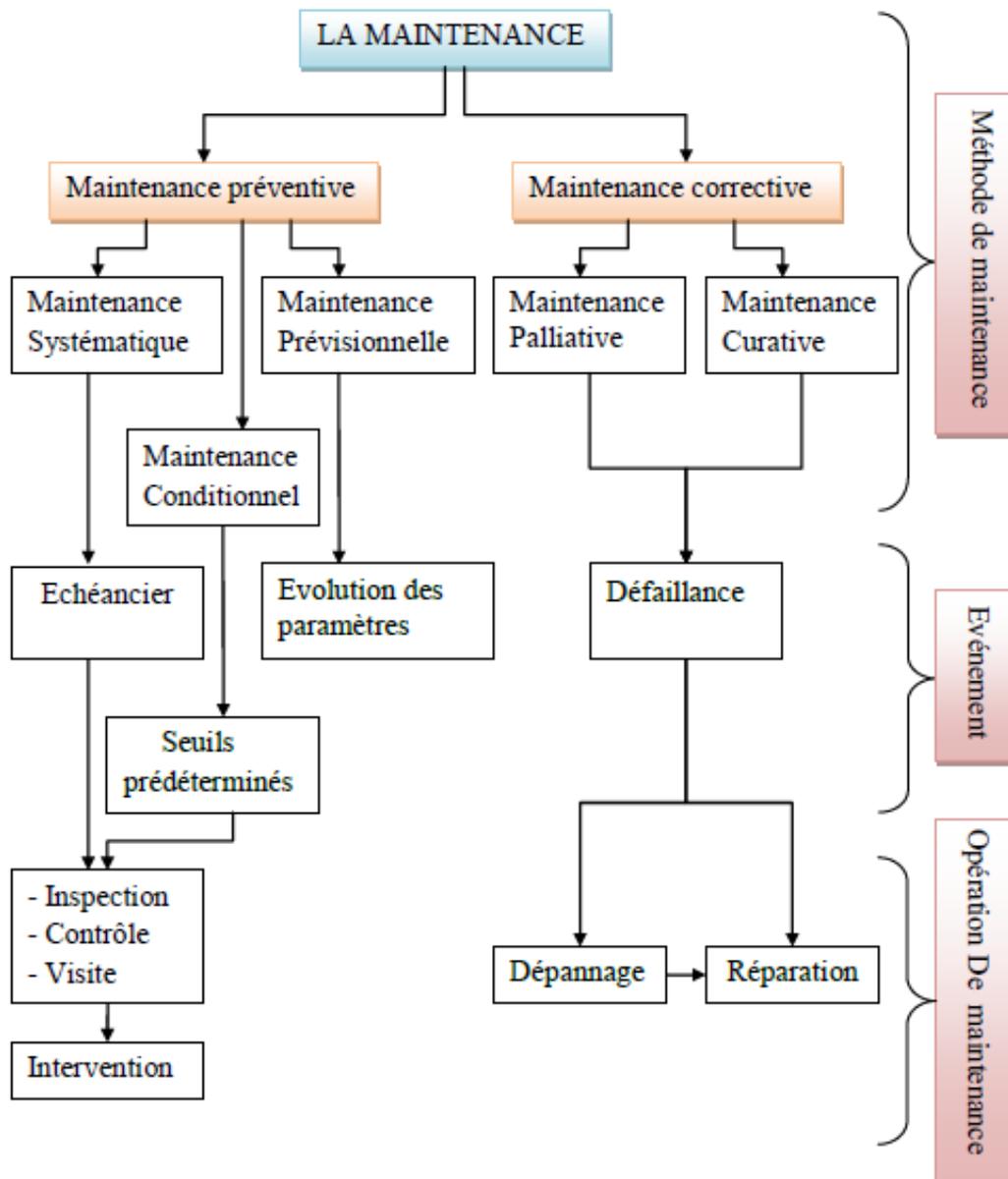


Figure IV.1 : types de maintenance

V.6 Maintenance de la pompe OIL-WELL 12P160 :

V.6.1 Maintenance préventive :

Dans le chantier on utilise deux pompes en parallèles, pour assurer la sécurité et la continuité de production et pour vaincre la pression et le débit nécessaire pour le forage d'un puit, la maintenance

préventive systématique ou conditionnelle n'est pas utilisée pendant l'exploitation de la pompe, cependant périodiquement on assure les inspections suivantes :

- Contrôle de la qualité et le niveau d'huile dans le carter et le changer lorsqu'il est nécessaire
- Contrôle de la température de refroidissement de l'eau
- Contrôle de la pression de refoulement, du débit refoulé et de la vitesse de rotation par le chef de poste
- Contrôle de la pression d'huile de lubrification
- Nettoyage de la pompe
- Voir les fiches de contrôle.

V.6.2 Maintenance corrective (curative) :

Elle consiste en un dépannage qui est une remise en état de fonctionnement effectuée sur site, le dépannage se fait après panne. Le dépannage de la pompe 12p160 consiste au changement des pièces d'usure (pistons, clapets, chemises, joints, rallonge de tige, système d'étanchéité, sièges, changement de tige de piston).

V.7 Conditions de fonctionnement de la pompe a boue national oil-well 12p160 :

Les pompes de forage, fonctionnent dans des conditions rudes. La boue de forage contient des particules de terrain découpées qui provoquent une usure par abrasion des pièces en contact direct avec le liquide, car la dureté des particules est proche de celle des pièces en acier trempé de la pompe.

Le sable et la rouille sur le siège de la soupape peuvent provoquer la détérioration de la soupape. Une très petite fuite peut entraîner de grandes pertes de boue, et la pompe se détériorait avant que la fuite ne soit réparée. La dégradation de la bague d'étanchéité en caoutchouc amène la fuite du liquide à travers la soupape. La diminution du diamètre extérieur des chemises finit par le refoulement du matériau d'étanchéité dans l'espace libre et enfin engendre une dégradation graduelle de cette étanchéité.

Lorsque le traitement chimique n'est pas satisfaisant, la viscosité de la boue alourdie, augmente, ce qui altère le fonctionnement des dispositifs d'épuration de la boue de forage.

Le fonctionnement de la pompe se caractérise par des surcharges de courtes durées qui sont inévitables et se forment à des accroissements irréguliers de la pression, causés par l'éboulement des parois des puits, par les presse-étoupe dans l'espace entre tige de forage et les parois du puits, par

l'obstruction des événements du trépan, ou par l'augmentation de la viscosité de la boue de forage au passage des couches argileuses, etc.

Les pompes à boue doivent être adaptées au fonctionnement dans ces conditions difficiles ; leur fonctionnement doit être sûr et la durée de service longue ; elles doivent permettre d'effectuer facilement les opérations de visite et de remplacement des pièces à usure rapide.

V.7 Entretien de la pompe à boue OIL-WELL 12P160 au niveau du chantier :

V.7.1 Entretien préventif de la partie hydraulique :

Le bon état technique de la partie hydraulique de la pompe dépend de son entretien pendant le fonctionnement et le stockage :

- Les surfaces extérieures des tiges et toutes les autres surfaces usinées des pompes (clapets, pistons, chemises) stockées sont couvertes de graisses pour le protéger contre la corrosion.
- En vue d'éviter la déformation de caoutchouc ; les pièces en caoutchouc doivent être protégées contre l'action de la température. Il est défendu de conserver de longues durées les bagues d'étanchéité.
- Au cours de fonctionnement, et pour éviter la perforation des pièces, ces dernières ne doivent pas présenter d'entailles.
- Le sable et la rouille sur le siège de la soupape peuvent provoquer une détérioration. La dégradation de la bague d'étanchéité en caoutchouc amène la fuite du liquide à travers la soupape.
- Il convient de vérifier l'alésage de la chemise et le diamètre de piston. Le caoutchouc rend étanche l'espace libre entre la chemise et la ceinture conductrice du piston, cet espace ne doit pas dépasser 3mm ; lorsque la pression est très grande, et ne pas dépasser 1.5mm suivant le diamètre.
- Un serrage excessif peut entraîner des déterminations car une grande pression du dispositif d'étanchéité serré sur la tige peut conduire à la formation des sillons, lorsque des particules abrasives tombent sur cette dernière.
- Le bon graissage augmente (de 5 à 6 fois environs) la durée de service de la tige et du dispositif d'étanchéité.
- L'usure ou le dévissage du siège et de la soupape, occasionne la fuite du liquide à travers la soupape.

V.7.2 Entretien préventif de la partie mécanique :

- Le fonctionnement de la partie mécanique de la pompe à boue dépend beaucoup de son graissage (lubrification) ; l’huile propre versée dans le carter de la pompe jusqu’au niveau nécessaire est vérifiée par la jauge d’huile ou par le bouchon de contrôle.
- Le renouvellement de l’huile et le rinçage du carter se fait 3 à 4 fois par an, en été et en hiver. On emploie des graisses de différentes marques en conformité avec l’entreprise.
- La fuite du liquide de forage (boue) à la partie hydraulique peut arriver en cas de la pénétration des particules d’argile, de sable et de l’eau dans la partie mécanique malgré la présence des disques défecteurs sur la tige. La pénétration de la boue dans l’huile conduit à l’usure rapide des paliers, des dents des pignons et des guides des crosses.
- C’est pourquoi, lorsque l’huile est encrassée, il faut la renouveler et enlever les traces de boue de forage qu’on décelé sur les surfaces intérieures.

V.8 Pannes de la pompe à boue et leurs remèdes (tableau 1) :

Incidents	Causes	Remèdes
Baisse de pression de refoulement	<ul style="list-style-type: none"> • Usure de l’ensemble du clapet. • Clapet totalement ouvert. • Mauvais remplissage. • Fuite du fluide. • Manomètre défectueux. 	<ul style="list-style-type: none"> • Remplacer l’ensemble du clapet. • Eliminer le corps qui provoque l’ouverture de la conduite. • Déboucher la conduite. • Remplacer le manomètre. • Augmenter le niveau dans le bac d’aspiration. • Diminuer la vitesse de la pompe à boue. • Amorcer les chambres hydrauliques. • Remplacer les pistons-chemises.
Baisse de pression d’aspiration	<ul style="list-style-type: none"> • niveau d’aspiration Bas. • Capacité insuffisante de la pompe de suralimentation. • Ecoulement lent de liquide de forage. 	<ul style="list-style-type: none"> • Augmenter le niveau dans le bac d’aspiration. • Eliminer les anomalies de la pompe d’aspiration. • Remplacer le manomètre.

	<ul style="list-style-type: none"> • Manomètre défectueux. 	
Coups de bélier cognements fluide	<ul style="list-style-type: none"> • -Existence d'air dans la conduite d'aspiration. • -Existence d'air dans les pompes de suralimentation. • Existence d'air dans le fluide de forage. 	<ul style="list-style-type: none"> • Eliminer l'air de la conduite d'aspiration. • Serrer ou remplacer les garnitures d'étanchéité. • Réduire la vitesse de la pompe à boue. • Ajuster l'amortisseur d'aspiration
vibration de la conduite de refoulement	<ul style="list-style-type: none"> • Anomalie au niveau de l'amortisseur de pulsation. • Boulons desserrés 	<ul style="list-style-type: none"> • Réparer l'amortisseur, la recharge ou le remplacer. • Il faut resserrer les boulons;
Fuite à l'écoulement à travers les trou-témoins	<ul style="list-style-type: none"> • Couvercle du clapet desserré. • Joints usé ou endommagé. • Surface du joint endommagé. 	<ul style="list-style-type: none"> • Serrer le couvercle du clapet. • Remplacer ce joint. • Remplacer le couvercle du clapet
Courte durée de vie des clapets	<ul style="list-style-type: none"> • Présence de la matière abrasive dans le fluide. • Grosses particules dans le fluide. • Mauvais remplissage de la pompe. • Mauvais fermeture du clapet. • Mauvaise fonctionnement de l'amortisseur de pulsation. • Corrosion. 	<ul style="list-style-type: none"> • Filtrer le fluide pompé. • Tamiser le fluide pompé. • Ressort de clapet cassé, alors le remplacer. • Guide du clapet usé, le remplacer. • Réparer l'amortisseur de pulsation. • Traiter et analyser le fluide pompé.
Courte durée de vie du système chemise piston	<ul style="list-style-type: none"> • Présence de matières abrasives. • Usure par friction. • Courte durée de vie du piston. 	<ul style="list-style-type: none"> • Filtrer le fluide de forage et le système d'arrosage. • Garder le serrage aux couples des colliers d'accouplement des tiges des pistons. • Réparer le système d'arrosage.
Courte durée de vie du piston	<ul style="list-style-type: none"> • Existence de matières abrasives dans la boue. • Usure par friction. 	<ul style="list-style-type: none"> • Filtrer le fluide de forage. • Lubrifier avec de l'huile. • Ne pas trop serrer les garnitures du

garniture		piston.
Basse pression d'huile	<ul style="list-style-type: none"> • Bas niveau. • Haute température d'huile. • Lubrifiant contaminé. • Soupape de sécurité mal ajustée. • Fuite dans le circuit d'huile. • Pompe à l'huile défectueuse. • Crépine d'aspiration colmatée. • Manomètre défectueux. 	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier et ajouter l'huile si c'est nécessaire. • Changer l'huile. • Vérifier et recalibrer la soupape de sécurité. • Eliminer toutes les fuites. • Réparer ou remplacer la pompe à l'huile. • Nettoyer la crépine et changer l'huile. • Remplacer le manomètre.
Haute pression d'huile	<ul style="list-style-type: none"> • Huile contaminée • Filtre à l'huile bouchée. • Colmatage des conduites. • Soupape de sécurité mal ajustée. • Manomètre défectueux. 	<ul style="list-style-type: none"> • Changer l'huile. • Changer la cartouche d'huile. • Nettoyer les conduites. • Vérifier et équilibrer la soupape de sécurité. • Remplacer le manomètre.
Haute température d'huile	<ul style="list-style-type: none"> • Roulement mal ajusté. • Mauvais réglage de la crosse. 	<ul style="list-style-type: none"> • Régler le débit de refoulement. • Vérifier et ajuster les jeux.
Haute température d'huile	<ul style="list-style-type: none"> • Roulement mal ajusté. • Mauvais réglage de la crosse. 	<ul style="list-style-type: none"> • Régler le débit de refoulement. • Vérifier et ajuster les jeux.
Cogement dans la partie mécanique.	<ul style="list-style-type: none"> • Rotation incorrecte de la pompe à boue. • Piston – tige desserrée. • Rallonge de crosse desserrée. • Logement couvercles desserrés. • Chapeau de bielle desserré. • Roulements principaux usés. • Vilebrequin usé. 	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier le fonctionnement de la mécanique. • Vérifier et serrer les tiges pistons. • Vérifier et serrer les rallonges de crosses. • Vérifier et serrer les logements couvercles et les chapeaux usés. • Remplacer les roulements usés.

	<ul style="list-style-type: none"> • Axe de crosse usée. 	<ul style="list-style-type: none"> • Rectifier ou remplacer le vilebrequin. • Régler les guides ou les remplacer.
--	---	---

Tableau V.1 : Pannes de la pompe à boue et leurs remèdes

V.9 Opérations de réparation des pompes a boue :

V.9.1 Définition :

La réparation est un ensemble d'opérations ayant pour but le rétablissement du bon état, de l'aptitude au travail et ressources de l'équipement.

Elle comprend :

- Les réparations menues
- Les réparations moyennes
- Les réparations complètes.

V.9.2 Réparation apportée à la pompe a boue :

En fonction de la durée de vie et l'utilisation des mécanismes et pièces de la pompe d'une part, et le volume des travaux à réaliser par la pompe d'autre part ; ainsi que, selon la planification et l'organisation des opérations de réparations, on effectue sur les pompes à boue les travaux de réparation suivants :

a) Réparation menue :

Ces réparations sont effectuées sur le chantier de forage elles consistent à remplacer les pièces de courtes durées de vie telles que :

- Joints d'étanchéité, filtres, chemises, pistons, serrage des écrous, etc....

Ces opérations doivent être effectuées en dehors du fonctionnement de la pompe à boue, c'est-à-dire au moment du repos de la pompe.

b) Réparation moyenne :

Son volume moyen de travail est supérieur à celui de la réparation menue, se caractérisant par la dépose des organes défectueux de la pompe (bielle –manivelle, roulements, etc.....).

Le remplacement des pièces d'usure ou d'ensembles entières (unité de montage) dont la durée de service est égale à une période entre eux, réparations moyennes. Elle s'effectue à l'atelier central de Hassi Messaoud.

c) Réparation générale (Complète) :

Se caractérisant par la dépose de tous les groupes et organes de la pompe, le remplacement ou la réparation des groupes défectueux ; la pompe est ensuite remontée, rodée et essayée. Elle se réalise dans un atelier de réparation centralisé (atelier de la base centrale de Hassi Messaoud).

V.10 Méthode de lancement des travaux de réparation de la pompe à boue :

a) Sur chantier :

Selon un planning, le chef mécanicien transmet au mécanicien de chantier les programmes de révision et réparation périodique à effectuer. Le mécanicien après avoir reçu les messages exécute les ordres en réalisant toutes les opérations nécessaires telles que la vérification de niveau d'huile, de température et de pression. Par la suite, ils établissent leur rapport de vérification en exprimant l'état général de la pompe à boue.

En cas d'apparition des pannes imprévues, le mécanicien et le chef mécanicien vérifient l'état de la pompe afin de prendre les décisions de réparation sur atelier ou sur chantier.

b) Sur atelier :

Le chef de chantier signe un ordre de mission et bon de sortie de la pompe afin de pouvoir la transmettre à l'atelier et pendant la réception de la pompe on mentionne sur la fiche de suivi la date d'entrée et l'état de la pompe.

Les mécaniciens dans l'atelier procèdent donc au nettoyage extérieur et au démontage de la pompe. Toutes les pièces sont bien nettoyées et contrôlées soigneusement, afin de juger celles à rebouter, ou à remplacer par d'autres neuves, ou bien à réparer.

Toutes les pièces d'usure de la partie hydraulique sont remplacées par d'autres neuves (garniture d'étanchéité, clapets, tiges, chemises, etc....), ces pièces sont fournies par le magasin des pièces de rechange, après la prise d'accord du chef d'atelier par un bon de réquisition des matériels.

Après le remontage et avant la livraison de la pompe vers le chantier le chef d'atelier, doit mentionner toutes les réparations réalisées, les pièces rechangées et les coûts de réparations réalisées et la date de sortie de la pompe sur la fiche technique de suivi de la pompe à boue.

V.10 Montage et démontage de la pompe à boue :

Les opérations de démontage et remontage sont des opérations très importantes et nécessitent une exécution bien correcte et soignée. Le personnel qui exécute ces opérations doit être qualifié et

connaître bien la pompe à boue parce qu'une simple erreur peut engendrer la détérioration des pièces qui sont très coûteuses.

V.10.1 Démontage de la pompe à boue :

Le démontage de la pompe s'effectue comme suit :

V.10.1.1 Démontage de la partie hydraulique :

- Ouvrir les portières des clapets d'aspiration et de refoulement ;
- Enlever les sièges des clapets ;
- Démontez le système d'arrosage de l'arrière piston ;
- Démontez les portes des cylindres ;
- Dévisser les couvercles de chemise ;
- Extraire les chemises ;
- Démontez les pistons et les tiges des pistons ;
- Démontez l'amortisseur de pulsation.

V.10.1.2 Démontage de la partie mécanique :

- Vidange de l'huile du carter de la pompe ;
- Démontage du bâti supérieur de la pompe ;
- Enlever les caches des excentriques crosses et chaînes ;
- Démontez la chaîne de transmission ;
- Enlever les pieds des bielles en retirant les boulons de fixation de l'axe de crosse ;
- Démontez le pignon d'attaque ;
- Démontez le système de guidage (crosse glissière) ;
- Démontez les paliers (roulements coniques) de l'excentrique sous pression de l'huile ;
- Extraire les cages des paliers ;
- Enlever l'ensemble bielles excentrique à l'aide d'un élévateur ;
- Démontez les bielles en enlevant les boulons de fixation sur l'excentrique ;
- Démontez la roue dentée ;
- Nettoyer et faire le diagnostic de tous les organes démontés.

V.10.2 Remontage de la pompe à boue :

Le remontage est une opération très difficile et il lui faut un mécanicien qualifié, il se fait dans le sens contraire du démontage, mais avec une grande précaution de façon à présenter :

- Le bon déplacement des pièces
- L'alignement soigné du système de guidage avec la tige et la partie hydraulique
- Le bon serrage des boulons
- L'ordre de montage de la pompe se fait à l'aide des documents techniques de la pompe.

Conclusion générale :

D'après l'étude que nous avons effectuée sur la pompe à boue National Oil-Well A **12p160**, nous pouvons retenir les conclusions suivantes :

- Au bout d'une installation de la pompe à boue, nous a permis de connaître les différents éléments de construction, avec leurs fonctionnements, et différents circuits de graissage, refroidissement et sécurité.
- Le calcul des pertes de charges montre que ces dernières sont plus importantes au niveau de l'outil, à cause de plusieurs facteurs.
- Les puissances hydraulique et mécanique calculées peuvent satisfaire les besoins hydrauliques du puits.
- D'après le calcul de vérification à la sollicitation de l'élément (tige de piston) nous avons confirmé que la condition de résistance à la compression est vérifiée nous avons confirmé aussi que la chemise résiste à l'éclatement.
- Au cours de l'étude de la maintenance effectuée nous avons constaté que pour assurer une grande durée de vie à la pompe il faut suivre deux voies de maintenance :
 - Maintenance préventive : qui consiste à suivre les opérations d'entretien périodiques (journalières, hebdomadaires, mensuelles, semestrielles).
 - Maintenance corrective : qui se présente comme dépannage, réparation, révision.

Ce mémoire a été pour nous l'occasion pour approfondir nos connaissances sur le fonctionnement de la pompe à boue et leurs maintenances et aussi sur les équipements de forage et leurs fonctions.

BIBLIOGRAPHIE

- 1-** Machines, mécanismes et installations de forage.
A.ILSKI, V. KASSIANOV, V. POROCHINE
MOSCOU 1967.
- 2-** Le forage rotary (édition TECHNIP).
PARIS 1971
- 3-** Formulaire du foreur (édition TECHNIP).
PARIS 1989
- 4-** Machines et équipements de forage
ILSKI. A
- 5-** Calculs à la résistance des éléments de l'équipement pétrolier
A. TCHERNOBYLSKI I. DEGTIAROV
BOUMERDES 1979.
- 6-** Résistance des matériaux (édition MIR MOSCOU)
V.FEODOSSIEV.
- 7-** Guide de la maintenance
D. BOITEL C.HAZARD.
- 8-** Manuel des pompes National Oil Well
Document ENTP