

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université du 20 Août 1955 Skikda

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique



N°d'ordre : D012121021D

THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de

DOCTORAT LMD

Filière : Electromécanique

Spécialité : Mécanisation Industrielle

THEME

Etude et Amélioration (Optimisation) de l'Energie d'un Coup du Marteau Perforateur

Présentée par :

SOUILAH NADJET

Soutenue le : 15./12/2021

Devant le Jury composé de :

Président	Lachouri	Abderrazak	Pr	U. de Skikda
Rapporteur	Zahzouh	Zoubir	MCA	U. de Souk Ahras
Examineur	Hadjadj	Aoul Elias	Pr	U. de Annaba
Examineur	Bouzaouit	Azzeddine	Pr	U. de Skikda

2021/2022

Dédicace

*A mon **cher père**, le symbole de sacrifice et de dévouement, pour
tout ce qu'il a fait pour moi*

*A ma **chère mère**, le symbole d'amour, de tendresse et de
douceur*

*A mon **époux***

*A toute **ma famille***

*A tous **mes amis**.*

Remerciement

*Un remerciement infini adressé aux **GRAND DIEU** miséricordieux qui m'a donnés le pouvoir et la capacité d'arriver à ce que je suis.*

*Je tiens à remercier le **Dr. Zoubir ZAHZOUH** pour l'intérêt qu'il a pris à mon travail, pour avoir accepté d'être mon rapporteur, pour tout ce qu'il m'a appris, ses conseils, sa disponibilité, et son constant soutien.*

Qu'il trouve ici le témoignage de toute mon admiration et de toute mon

*amitié. Messieurs président du jury **LACHOURI Abderrazak,***

professeur à l'université de Skikda, et membres du jury Monsieur le

***Pr. HADJADJAoul Elias** à l'université d'Annaba et Monsieur*

***BOUZAOUIT Azzedine,** professeur à l'université de Skikda, je tiens à*

leur exprimer ici ma très vive gratitude pour l'honneur qu'ils m'en font

d'accepter d'estimer mon travail.

Je présente avec sincérité une grande reconnaissance à tous mes professeurs dès mon très jeune âge à leurs têtes mes parents, pour leur confiance et leur soutien, merci pour leurs patientes infinies de m'avoir

toujours épaulé, et encouragé, et pour leurs aides inestimables. Sans

oublier de dédier mon travail à l'esprit pur de mon précédent

*superviseur **Pr. KHOCHMANE Lakhdar** demandant à Dieu d'avoir*

pitié de lui et de demeurer dans ses paradis spacieux.

Je tiens à exprimer ma sympathie à tous ceux avec qui j'ai eu la bonne compagnie durant mes études, à ceux fidèles à mon amitié et pour ceux

que je suis chères.

Résumé :

La consommation de matières premières n'a cessé d'augmenter. C'est pour cette raison, les pays riches explorent plusieurs matières premières telles que le phosphate, le minerai et le cuivre. Ceux-ci nécessitent, des exploitations qui doivent être importantes, hautement mécanisées et produire en grandes quantités pour être rentables. Le choix de la machine a donc un impact direct sur les coûts et les résultats. Le but de ce travail est d'assurer une bonne exploitation avec un calcul optimum d'énergie pour un marteau perforateur en tenant compte de leurs caractéristiques économiques ou techniques de conception. Pour connaître les pertes d'énergie d'un coup de marteau, la formule Baron et Ghrainger qui a été appliquée nous permet de calculer la vitesse de forage et de déduire l'énergie de coup. Ensuite, pour calculer les pertes d'énergie et extraire les valeurs optimales pour différents paramètres, un modèle statistique du théorème de GAUSS-MARKOV a été introduit.

Mots clés: Perforateur percutant; Force axiale; Vitesse de forage; Rocheux; Énergie d'un coup.

ABSTRACT

Consumption of raw materials has steadily increased. Rich countries explore several raw materials such as phosphate, ore and copper. For this, exploitations must be large, highly mechanized and produce in large quantities to be profitable. The choice of the machine therefore has a direct impact on costs and results. The aim of this work is to ensure a proper exploitation with an optimum energy calculation for a drill hammer-blow taking into account their economic or technical conception characteristics. To find out the energy losses of a hammer blow, the Baron and Ghrainger formula which has been applied allows us to calculate the drilling speed and to deduce the blow energy. Then, to calculate the energy losses and to extract the optimal values for different parameters, a statistical model of GAUSS-MARKOV theorem has been introduced.

Keywords: Hammer drill; Axial force; Drilling speed; Rock; Energy of a blow.

ملخص

إن استمرار استهلاك المواد الخام في الزيادة. و استكشاف الدول الغنية العديد من المواد مثل الفوسفات والخام والنحاس. لهذا ، يجب أن تكون الاستغلالات كبيرة وميكانيكية للغاية وتنتج بكميات كبيرة لتكون مربحة. لذلك فإن اختيار الجهاز له تأثير مباشر على التكاليف والنتائج مهم جدا. والهدف من هذا العمل هو ضمان التشغيل الجيد مع حساب الطاقة الأمثل لحفر المطرقة ، مع مراعاة خصائص التصميم الاقتصادية أو التقنية. لمعرفة فقد الطاقة لضربة المطرقة ، تسمح لنا معادلة Baron and Ghraimer التي تم تطبيقها بحساب سرعة الحفر واستنتاج طاقة النفخ. بعد ذلك ، لحساب فقد الطاقة واستخراج القيم المثلى لمعلمات مختلفة ، كما تم أيضا تقديم نموذج إحصائي لنظرية GAUSS-MARKOV .

الكلمات المفتاحية: حفر تأثير. القوه المحوريه؛ سرعة الحفر صخري؛ طاقة الطرقة الواحدة.

Table des matières		page
Remerciement.....		
Dédicace.....		
Résumé		
Abstract.....		
ملخص.....		
Table des matières		
Nomenclature.....		I
Liste des figures.....		II
Liste des tableaux.....		III
Introduction Générale		01
Chapitre I :	<i>Etude bibliographique et généralités</i>	
Introduction		05
I. Le forage		05
I.1 Etude théorique sur la prévision et l'optimisation de la vitesse de pénétration ...		05
I.1.1 Les méthodes traditionnelles.....		05
I.1.2 Les méthodes avancées.....		08
I.2. Etat actuel de la détermination des travaux de forage réalisés aux moyens		10
I.2.1. état actuel de la construction et l'utilisation des machines de forage.....		10
I.2.1.1. Classification, performance et expérience de l'utilisation des machines de forage percutant		10
I.3. Argumentation sur le choix du mode de forage		13
a. Mode de forage rotatif		13
b. Mode de forage roto-percutant		13
c. Mode de forage percutant		14
I.4. Les marteaux perforateurs		16
I.4.1. Classification des perforateurs pneumatiques		16
a. perforateur pneumatique à main		17
b. perforateur pneumatique à colonne		17
c. Perforateur pneumatique télescopique		17
I.4.2. construction du marteau perforateur pneumatique		17
I.4.3. principe de fonctionnement		20
I.4.4. dispositifs de distribution d'air comprimé		22
I.4.4.1. Dispositif de distribution d'air comprimé par soupape		22

I.4.4.1.1. Dispositif de distribution par soupape annulaire	23
I.4.4.1.2. Dispositif de distribution par soupape à bride	24
I.4.4.1.3. Dispositif de distribution à clapet	24
I.4.4.2. dispositif de distribution de l'air comprimé tiroirs cylindriques	24
I.4.4.3. auto-distribution de l'air comprimé (sans soupape).....	26
I.4.5. Mécanisme de rotation	27
I.4.6. Perforateur télescopique.....	30
I.4.7. Perforateurs hydrauliques.....	32
I.4.8. Exigences d'exploitation des perforateurs.....	35
Conclusion.....	36
Chapitre II :	<i>Les propriétés physicomécaniques de la roche</i>
Introduction	38
II.1. Les principales propriétés physico-mécaniques des roches	38
II.2. Procédés de détermination des propriétés mécaniques des roches	42
II.2.1. Procédés de destruction de la roche par arrachement d'un élément	43
II.2.2. Procédé de broyage	45
II.2.3. Procédé du Dor NII	46
II.2.4. Procédé du professeur Baron .L	47
II.3. Propriétés de la roche dominante affectant le taux de pénétration de forage percutante	48
II.3.1. Des recherches antérieures	48
II.3.2. Considérations théoriques et pratiques.....	52
II.3.3. L'analyse de régression.....	55
II.4. Les différents types de la roche	58
II.4.1. Les roches métamorphiques	59
II.5. Généralité sur le marbre.....	60
II.5.1. Définition	60
II.5.2. Les propriétés physicomécaniques des roches.....	60
II.5.3. Variante du marbre dans la carrière de fil-fila	61
II.5.4. Composition du marbre	61
II.5.5. Utilisation du marbre	62
II.6. Particularités de l'application des machines à foré.....	63

II.6.1. Propriétés physico-mécaniques des roches à abattre	63
II.6.1.1. Analyse des propriétés physico-mécaniques.....	63
II.6.1.2. Propriété physico mécanique de marbre.....	64
II.7.Effet de l'usure par abrasion sur les outils de forage.....	64
II.7.1.Mécanismes d'usures	64
II.7.2.Détermination de la dureté, de l'abrasivité de la solidité et de la résistance.....	65
Conclusion	73
Chapitre III :	<i>Détermination théoriques des indices caractérisant le processus de forage percutant</i>
Introduction	75
III.1. Forage à l'aide de l'outil a diamant des roches dures.....	75
III.2.Choix de l'outil de forage	75
III.2.1.Outil de travail	75
III.2.1.1. Les fleurets	75
III.2.1.2.Les types de taillants.....	77
III.3. Les méthodes de calcul énuméré afin de déterminer les valeurs de la vitesse de forage	79
III.3.1. Les essais des perforateurs	79
III.3.2.Les paramètres de base du perforateur pneumatique	83
III.3.2.1.Détermination des forces appliquées au piston	83
III.3.2.2.Détermination des vitesses maximales du piston	84
III. 3.2.3.Détermination du nombre de coups du piston	85
III. 3.2.4.Détermination du couple de rotation du fleuret	87
III. 3.2.5. Détermination de l'énergie d'un coup du piston.....	88
III. 3.2.6. Détermination de la consommation de l'air comprimé.....	89
III.3.3.La théorie de destruction de la roche au fond du trou	89
Conclusion	92

Chapitre IV :	<i>Calcul optimal de l'énergie d'un Coup du Marteau Perforateur RH571- 4W</i>	
Introduction		94
IV.1.Description du marteau perforateur.....		94
IV.2.Principe de fonctionnement		94
IV.3.Calcul empirique.....		95
IV.3.1.Calcul de la vitesse de forage.....		95
IV.3.2.Les paramètres caractéristiques.....		96
IV.4.Formules empiriques de productivités		96
IV.5.Calcul des pertes d'énergie.....		100
IV.5.1.Premier cas d'une seule tige.....		100
IV.5.2 Deuxième cas de plusieurs tiges.....		101
IV.6.Résultats de productivités dans le premier cas.....		101
IV.7.Résultats de productivités dans le deuxième cas.....		103
IV.8.Application d'un modèle statistique.....		104
IV.8.1.Cas d'une seule tige		104
IV.8.2.Cas de plusieurs tiges.....		106
IV.8.3.Comparaison des résultats empiriques et statistiques.....		107
IV.9. Choix du régime de fonctionnement rationnel.....		109
IV.9.1. Détermination des régimes rationnels de fonctionnement.....		109
IV.9.2. Critères et modes du choix des régimes de fonctionnement		109
IV.9.3. Proposition des méthodes de la détermination du régime rationnel.....		112
IV.10.Interprétation		117
Conclusion		118

Nomenclature

Symboles	Signification	Unité
Vf	volume des roches foisonnées	<i>m</i> ³
Vm	volume des roches en massif	<i>m</i> ³
A1	travail nécessaire pour la création d'un noyau bien compacté	Sans unité
A2	travail nécessaire pour la dispersion du matériau dans le sens du poinçon	Sans unité
A3	travail nécessaire pour arracher l'élément	Sans unité
D	diamètre du poinçon	<i>m</i>
σ_{trac}	la contrainte à la traction	Sans unité
V	volume du matériau broyé	<i>m</i> ³
∂c	la résistance à la compression	Kgf/cm ²
n	nombre de coups	Sans unité
<i>rex</i>	résistance à l'excavation	pa
Ke	longueur du contour coupé	<i>m</i>
N	Nombre d'essai de chaque échantillon.	Sans unité
P1i	Poids initial de l'échantillon	mg
P2i	Poids final de l'échantillon	mg
Fi	Charge au moment de formation d'un poquet	kgf mm ²

Nomenclature

S	Aire de la section transversale de l'étampe	m/mn
V_f	vitesse de forage	kgf/cm ²
P	pression d'air comprimé	N.m
F	l'effort axial	
B	l'angle de rotation du fleuret par coup	Degré
D	diamètre du piston	m
d_1	diamètre de la tige du piston	m
d_2	diamètre de la tige hélicoïdale	m
P_a	pression d'air comprimé dans la chambre d'admission du cylindre	kgf/cm ²
P_e	pression d'air dans la chambre d'échappement $P_e=1,1$ à $1,2$ kgf/cm ²	kgf/cm ²
K_1	coefficient tenant compte des pertes par frottement entre le piston et le cylindre $K_1=0,85$ à $0,95$.	Sans unité
K_2	coefficient tenant compte des pertes par frottement et par rotation du fleuret, $K_2 = 0,5$ à $0,7$.	Sans unité
a_a	accélération du piston sur la distance, L_1	
a_r	accélération du piston sur la distance, L_2	
m	masse du piston	m/ S ²
G	poids du piston	m/ S ²
g	accélération de la pesanteur, $g = 9.61$ m/ S ²	Kg
t_a	durée du trajet aller	N
t_r	durée du trajet retour	m/ s ²
t'_a, t'_r	durée du déplacement du piston sous l'action des force F_a et F_r respectivement sur les distances l_1 et l_2 .	s
t''_a, t''_r	durée du déplacement du piston par l'inertie respectivement sur les distances l_3 et l_4	s

Nomenclature

h_p	pas du filetage de la tige hélicoïdale, $h_p = 0.8$ à 1.0	m
E_{ou}	énergie d'un coup du piston	J
d	diamètre du trépan	m
μ_1	coefficient de frottement entre le taillant et la roche, $\mu_1 = 0.3 - 0.5$	Sans unité
C_e	coefficient d'émoussement, $C_e = 1.2 - 1.3$	Sans unité
α	angle d'affûtage	degré
z	nombre de tranchants, $z = 1 - 3$	Sans unité
K_f	coefficient tenant compte du nombre de perforateurs en fonctionnement ; si $m_p = 2$, $K_f = 0.7$	mn
m_p	nombre de perforateurs en fonctionnementle	Sans unité
T_{pr}	temps de préparation par poste temps de déplacement ou de manœuvre du perforateur.	mn/m
$t_{dé}$	temps de la course inactive de la tige de forage	mn/m
t_{in}	temps de soufflage et de nettoyage du trou temps nécessaire pour changer l'outil de forage	mn/m
t_n	consommation spécifique de l'outil de forage	mn/m
t_{ch}	coefficient tenant compte du repos des ouvriers ;	pièces/m
K_{re}	$K_{rep} = 1.12$ pour perforateur à main $K_{exp} = 1.05$ pour perforateur à colonne.	Sans unité
K_e	coefficient d'exploitation durée d'un poste de travail du perforateur	Sans unité
T	temps de forage temps de forage d'un mètre de trou temps d'arrêt du perforateur due à des causes techniques	mn
T_f		mn
T_{au}		mn

Liste des figures	Page
Figure I.1.a Destruction de la roche lors du forage	12
Figure I.1.b Valeurs relatives de l'effort axial-p, de la Puissance de rotation $-N_r$ et de la puissance De choc- N_{ch} lors de divers mode de forage	12
Figure. I.2 vue générale du perforateur Atlas copco type (RH656-4W)	18
Figure I.3 principe de fonctionnement du perforateur pneumatique	21
Figure I.4 dispositifs de distribution d'air comprimé par soupape	23
Figure I.5 Distribution d'air comprimé par tiroir	25
Figure I.6 Auto-distribution de l'air comprimé	26
Figure I.7 Mécanisme de rotation dépendant	28
Figure 1.8 perforateur pneumatique avec un mécanisme de rotation indépendant	29
Figure I.9 Perforateur télescopique	31
Figure .I.10 Répartition de la puissance dans les machines de forage hydrauliques et pneumatiques	34
Figure .I.11 Principe de fonctionnement du perforateur hydraulique	34
Figure II.1 procédé de destruction de la roche par arrachement d'un élément	43
Figure II.2 procédé de broyage	46
Figure II.3 procédé de dor NII	46
Figure II.4 appareil de détermination de l'abrasivité des roches	47
Figure. II.5 Marteau haut de forage	52
Figure. II.6 Taux de pénétration par rapport de l'énergie spécifique théorique	56
Figure II.7 Taux de pénétration par rapport résistance à la compression uni axiale	56
Figure II.8 Taux de pénétration par rapport résistance à la traction brésilienne	57
Figure II.9 Taux de pénétration par rapport module élastique	58
Figure II.10 Taux de pénétration par rapport indice de charge ponctuelle	58

Liste des figures

Figure II.11 Les roches sédimentaires	59
Figure II.12 les roches métamorphiques	59
Figure II.13.a Stand de la détermination de l'abrasivité	67
Figure II.13.b Stand de la détermination des indices de solidité, de la résistance à l'empreinte et de la résistance à la compression	68
Figure III.1 fleurets du marteau perforateur	76
Figure III.2 emmanchement de fleurets	76
Figure III.3 types de taillants du perforateur	77
Figure III. 4 Photo de l'installation de laboratoire pour les expériences de forage	79
Figure III.5 Dépendances de la vitesse de forage de la pression d'air comprimé, de l'effort axial et de l'angle de rotation du fleuret par coup	80
Figure III.6 schéma principal du stand d'essai du perforateur (IMGA, Bulgarie)	81
Figure III.7 schéma principal du stand d'essai pour l'enregistrement des processus de travail dans les perforateurs	82
Figure III.8 schéma de détermination des paramètres de base des perforateurs	84
Figure III.9 schéma de l'action de la force F_r pendant le trajet-retour	87
Figure III.10 : le piston du perforateur	88
Figure III.11 : Les taillants du perforateur Atlas-Copco	88
Figure III.12 schéma des forces agissant contre le burin lors du forage percutant	90
Figure IV.1 Marteau Perforateur RH571- 4W	94
Figure IV.2 Coupe longitudinale du marteau perforateur RH571- 4W	95
Figure IV.3 Profile de variation de la vitesse de forage pénétration	102
Figure IV.4 variations des Productivités 1er cas	103
Figure IV.5 variations des Productivités 2 ^{eme} cas	104
Figure IV.6 La variation de la vitesse de forage	106
Figure IV.7 variation de la productivité	106

Liste des figures

Figure IV.8 variation de la vitesse de forage (V_{f1})	108
Figure IV.9 variation de la productivité	108
Figure IV.10 coût d'un trou de forage 1 ^{er} cas	113
Figure IV.11 coût d'un trou de forage 1 ^{er} cas	114
Figure IV.12 la variation d'un prix de revient.	115
Figure iv.13 Monogramme le résultat expérimental des régimes rationnels (cas 01)	116
Figure iv.14 Monogramme le résultat expérimental des régimes rationnels (cas 02)	117

Liste des tableaux	page
Tableau I.1 types des machines de forage	13
Tableau I.2 domaine d'utilisation de divers modes de forage	15
Tableau I.3 classification des perforateurs selon le poids	16
Tableau I.4 caractéristiques techniques des perforateurs pneumatiques	19
Tableau II.1 caractéristiques de la formabilité des roches	40
Tableau II.2 caractéristiques de destruction des roches	42
Tableau II.3 propriétés physico mécaniques	61
Tableau II.4. a Résultats des essais de la solidité	69
Tableau II.4. b Détermination de la résistance à la compression	70
Tableau II.4. c Détermination de la résistance a l'empreinte ; kgf/mm ²	71
Tableau III.1 valeurs de l'angle d'affûtage α du taillant	75
Tableau III.2 paramètres des taillants fabriqués en URSS	78
Tableau IV.1 paramètres techniques de la machine RH 571-4W	96
Tableau IV.2 Calcul de l'énergie	100
Tableau IV.3 Calcul des productivités au 1 ^{er} cas	102
Tableau IV.4 Calcul des productivités au 2 ^{eme} cas	103
Tableau IV.5 Calcule des productivités en 1er cas MARKOV	105
Tableau IV.6 Calcul des productivités au 2ème cas MARKOV	107

Tableau IV.7 Résultats globaux dans les cas d'une seule tige et de plusieurs tiges	108
Tableau IV.8 Calcule le prix de revient a 1 ^{er} cas	112
Tableau IV.9 Calcule le prix de revient a 2 ^{eme} cas	113
Tableau IV.10 :1 ^{er} cas Markov : Calcule le prix de revient	114
Tableau IV.11 :2 ^{eme} cas Markov: Calcule le prix de revient	115

Introduction générale

Introduction générale

Dans le monde la consommation des matières premières ne cessa d'exploiter. Les pays du monde entier exploitent des matières premières telles que le minerai, le fer, le zinc et le cuivre pour lesquelles les exploitations doivent produire une grande partie de ces ressources avec diverses variétés de machines de forage pour être rentables.

Nombreux chercheurs ont réalisé des tests en laboratoire afin de déterminer les indices d'utilisation et les caractéristiques techniques. La base méthodologique du travail de recherche consiste à trouver la combinaison de paramètres de commande machine satisfaisant les exigences énumérées dans les conditions concrètes, et à exploiter les machines en régime rationnel. En 1857, l'ingénieur français Sommeiller a modifié une machine à vapeur en une machine de forage qui fonctionne à l'air comprimé [1]. Cette machine a été utilisée lors du creusement d'un tunnel dans les Hautes Alpes (France). Dans les travaux souterrains, le forage peut être effectué à l'aide de diverses machines, qui peuvent être regroupées en deux grands groupes: les perceuses à percussion et les perceuses pneumatique [2]. Dans le domaine de forage ; beaucoup des travaux propose le concept d'énergie spécifique comme guide pour évaluer la capacité de forage dans la roche [3], [4], [5].

En 2015 l'ingénieur nigérien Adebayo.B ce déclaré que l'énergie spécifique peut être exprimée en volume unitaire ou en nouvelle surface, ce qui n'est pas une propriété intrinsèque fondamentale de la roche car le forage à percussion est largement utilisé dans l'exploitation minière et la construction pour forer des trous dans la roche [6]. Habituellement, le perforateur, contenant un marteau alternatif, est placé à l'extérieur du trou. Le mode de forage à percussion est très répandu lors de l'exploitation des gisements de minerai [7]. En 1968, le premier perforateur hydraulique voit le jour, conçu par la firme française Montabert et mis en service deux ans plus tard. Ce type

de perforateur présente plusieurs avantages par rapport aux perforateurs pneumatiques [8], tels que: un haut rendement de 4 à 6 fois, une puissance de 4 à 5 fois supérieure, une vitesse de forage de 1,5 à 2 fois supérieure et une consommation d'énergie inférieure à 70% [9]. Ces avantages ont accéléré l'évolution de ces perforateurs et leur construction a été généralisée à travers les autres firmes spécialisées. Le progrès de la technique de construction des perforateurs s'est accompagné de la perfection correspondante des forets, des feuilles, des affûteuses ainsi que de leur technologie de fabrication. Parmi les outils utilisés, on peut citer les forets à boutons [6], dernière création de nos jours qui ne nécessite pas d'affûtage. Dans le même domaine le critère énergétique est très efficace pour la destruction de roches volumineuses dans les calculs empiriques de la technologie de forage et qui est théoriquement validé; ainsi prouvé expérimentalement dans le forage à percussion rotative dans les mines en Russie [10]. Dans [11], le forage ont été utilisé le traitement de la prédiction en temps réel de l'usure des forets en combinant l'énergie de la roche et les concepts de force de forage. Dans ce travail, un calcul optimal est effectué pour déterminer l'énergie d'un coup de marteau perforateur. Cela permet d'assurer une bonne exploitation de la machine afin d'évaluer leurs caractéristiques techniques et économiques de conception. Les calculs des pertes d'énergie d'un coup sont effectués par la formule de Baron et Ghraïner, qui nous permet de calculer la vitesse de forage et de déduire un coup l'énergie, afin d'extraire les valeurs optimales des productivités à travers la détermination des paramètres rationnels du mode de fonctionnement des machines, un modèle statistique du théorème de GAUSS-MARKOV a été introduit.

La thèse est composée de quatre chapitres :

Le premier chapitre, été décrie l'étude de généralité et bibliographique, ainsi que le choix de la mécanisation a une incidence directe sur les coûts et les rendements.

L'objectif de toute entreprise est d'assurer une exploitation optimale de ces ressources en tenant compte de leurs diverses caractéristiques techniques, économiques et humaines.

Le deuxième chapitre, concerne les caractéristiques physicomécaniques des minéraux et des roches encaissantes influentes considérablement sur le choix des méthodes d'exploitation de la conduite des travaux miniers et des engins des principaux processus.

Le troisième chapitre, a pour objet de faire les études des bases méthodologiques du travail de recherche qui consiste à trouver la combinaison des paramètres de réglage de la machine satisfaisant les exigences énumérées dans les conditions concrètes, et d'exploiter les machines dans le régime rationnel.

Le quatrième chapitre, est la partie pratique essentiel dans n'autre travail dans cette partie, nous calculant l'énergie optimal d'un Coup du Marteau Perforateur RH571- 4W.

Il débute par le traitement des calculs de pertes d'énergie basés sur l'énergie d'un coup de fleuret qui seront déterminés dans deux cas avec 11 essais. Pour ce faire, le calcul des pertes d'énergie, la vitesse de forage, les coefficients techniques et d'exploitation et les résultats des productivités dans le 1^{er} et dans le 2^{eme} cas. Dans ce chapitre aussi, une comparaison des résultats empiriques et statistiques a été faite. Enfin, une conclusion générale est illustrée.

Chapitre : I

Etude bibliographique et généralités

Introduction :

Les minéraux utiles toute substance minéral qui se trouvent dans l'écorce terrestre et peut être utilisée pour les différents buts à l'état naturel ou après un traitement préalable.

Le choix de la mécanisation a une incidence directe sur les coûts et les rendements. L'objectif de toute entreprise est d'assurer une exploitation optimale de ces ressources en tenant compte de leurs diverses caractéristiques techniques, économiques et humaines.

Ne peut pas parler de forage sans pour autant considérer les propriétés physico-mécanique des roches à abattre et les méthodes de leur détermination. Quelque soient les conditions d'exploitation à ciel ouvert ou dans les mines souterraines, le forage peut être réalisé par différentes machines, que nous pouvons réunir en deux grands groupes : les marteaux perforateurs et les sondeuses [12].

I. Le forage :

Le forage l'action de creuser un trou de diamètre allant de 40mm à un mètre ou plus dont le diamètre est supérieur à 40mm, de forme cylindrique dans le massif par la destruction de la roche.

I.1. Etude théorique sur la prévision et l'optimisation de la vitesse de pénétration pendant le forage d'un trou

Toute recherche concernant l'optimisation de la vitesse de pénétration peut être divisée en deux catégories :

I.1.1. Les méthodes traditionnelles

Les méthodes traditionnelles sont basées sur des concepts et des théories mathématiques.

L'une des premières tentatives d'optimisation du forage a été présentée dans l'étude de Graham et Muench [13]. Ils ont évalué analytiquement, en combinant entre le poids sur l'outil et la vitesse de rotation, pour en déduire des expressions mathématiques empiriques indiquant la durée de vie de l'outil et la vitesse de pénétration en fonction de la profondeur, de la vitesse de rotation et du poids de l'outil.

Galle et Woods [14] sont les pionniers de l'optimisation de la vitesse de pénétration. Leur recherche a étudié la relation entre les paramètres de forage et la vitesse de pénétration pour la première fois. Galle et Woods [4] ont présenté un modèle analytique permettant d'estimer la vitesse de pénétration en fonction du poids sur l'outil, de la vitesse de rotation, du type de formation rocheuse et de l'usure des dents de l'outil. Maurer [5] a proposé une équation pour la vitesse de pénétration basée sur les mécanismes de roche conique avec le rouleau à cône, qui permet un nettoyage parfait du fond de puits. Cependant, le modèle n'a pas présenté une performance acceptable dans la réalité [6]. Mechem et Fullerton [7] ont développé un modèle basé sur la capacité de formation de forage, le poids de l'outil, la vitesse de rotation, la profondeur du puits, la pression de la boue et l'énergie hydraulique appliquée.

Bingham [8] a déclaré que la vitesse de pénétration peut être obtenue en fonction de la vitesse de rotation, le poids sur l'outil, diamètre d'outil, k et l'exposant de poids de l'outil (a_5). Il ignore l'effet de la résistance de compression uni-axiale. Hemphill et Clark [9] ont effectué plusieurs essais de forage à grande échelle pour évaluer l'effet de la chimie de la boue sur la vitesse de pénétration à l'aide de deux outils compacts en diamant polycristallin (PDC) et de neuf boues différentes. Motahhari et al. [10] ont présenté une méthode permettant de prédire le poids optimal sur l'outil pour une section de trou à forer en manipulant les données de performances motrices, couplée à un modèle de la vitesse de pénétration. Ritto et al. [11] ont réalisé une optimisation robuste de la vitesse de pénétration en fonction de la vitesse de rotation à la limite maximale du sommet et de la force de l'interaction initiale à l'outil de forage, de vibration, la tension et les limites de la fatigue du système dynamique. Hareland et al. [12,13] comprenaient la géométrie de coupe et des paramètres mécaniques, générés par l'interaction entre l'outil de coupe et la roche, dans un modèle de la vitesse de pénétration.

L'analyse de régression est un outil puissant pour l'optimisation, plusieurs chercheurs ont utilisé cette technique pour l'optimisation de la vitesse de pénétration comme:

Bourgoyne et Young [14] ont développé un modèle mathématique pour l'estimation de la vitesse de pénétration de forage en utilisant une analyse de

régression multiple. Ils ont étudié l'effet de la profondeur, la résistance de la formation, la compaction de la formation, la pression différentielle entre le puits et la formation, l'usure des dents de l'outil, du diamètre de l'outil, du poids sur l'outil, de la vitesse de rotation et la vitesse de pénétration. Bourgoyne et Young [15] ont proposé des procédures de sélection du poids sur l'outil et la vitesse de rotation, l'hydraulique pour prédire la pression de formation à l'aide d'une analyse de régression multiple à partir des données de forage détaillées. Tanseu [16] a présenté une nouvelle approche d'optimisation de la vitesse de pénétration, de la durée de vie des outils et de la fonction de coût basée sur l'interaction des données brutes. Plusieurs équations de régression ont été établies pour prédire la vitesse de pénétration et la durée de vie de l'outil en utilisant trois variables de contrôle, du poids sur l'outil, de la vitesse de rotation et de la puissance hydraulique d'outil. Les équations de vitesse de pénétration et de la durée de vie des outils sont incorporées dans une équation du coût de forage, cette équation de coût est minimisée par rapport aux variables de contrôle. Walker et al. [17] ces derniers ont développé une corrélation de la vitesse de pénétration pour un outil tricône en fonction de poids sur l'outil, la résistance uni axial, porosité de la formation (PHI). Ainsi Warren [18] a développé une corrélation de la vitesse de pénétration qui inclut également l'efficacité d'élimination des boutures. Hareland et Hoberock [19] ont modifié le modèle de Warren [18] en incluant l'effet de l'usure de l'outil. Al-Betairi et al.[20] ont introduit un modèle utilisant l'analyse de régression multiple pour prédire les effets de divers paramètres de forage sur la vitesse de

pénétration. Ils ont utilisé le modèle pour estimer la vitesse de pénétration optimale, le poids sur le trépan et la vitesse de rotation sous l'effet de facteurs contrôlables et non contrôlables .En outre, ils ont étudié les coefficients de corrélation et la sensibilité à la multi colinéarité de chaque paramètre de forage sur la vitesse de pénétration .Alum et Egbon [21] ont introduit des modèles semi-analytiques pour l'estimation de la vitesse de pénétration basés sur le modèle original de Bourgoyne et Young. Les coefficients de corrélation obtenus pour les propriétés de la roche ont montré que seules les pertes de pression annulaires

affectent la vitesse de pénétration de manière significative par une densité de circulation équivalente.

I.1.2. Les méthodes avancées

L'utilisation de l'outil d'informatique, le progrès d'avancement des logiciels statistiques a permis d'étudier les données de forage plus précis et développer des modèles complets. Maidla et Ohara [22] ont mis au point un programme informatique permettant la sélection simultanée d'un outil, d'un roulement, d'un poids sur un outil et d'une vitesse de rotation afin de minimiser le coût de forage par pied pour un seul passage de l'outil.

Des modèles intelligents tels que la méthodologie de surface de réponse, les réseaux de neurones et algorithmes génétiques sont quelques-uns des résultats de progrès de l'ordinateur. Bahari et al. [23] ont essayé de développer une formule permettant de prédire la vitesse de pénétration à partir des coefficients du modèle de Bourgoyne et Young au moyen d'un algorithme génétique, l'une des techniques d'optimisation intelligente inspirées du principe darwinien de la théorie de l'évolution. Monazami et al. [24] ont utilisé un réseau de neurones artificiels pour prédire la vitesse de pénétration dans l'un des champs pétroliers iraniens. AlArfaj et al. [25] ont présenté une application des modèles intelligents de calcul dans la prédiction de la vitesse de pénétration. Bhatnagar et Khandelwal [26] ont évalué les performances de forage en utilisant une approche intelligente. Jacinto [27] a développé un modèle de prévision de la vitesse de pénétration dans les formations salées du Brésil par un réseau de Clustering Bayésien. Basarir et al. [28] ont utilisé un modèle neuro-fuzzy adaptatif pour prédire la vitesse de pénétration du diamant. Shishavan et al. [29] ont utilisé une étude de cas préliminaire de forage sous pression gérée pour évaluer la performance au cours de différents événements de forage. Leur étude a montré que la combinaison du contrôle de la vitesse de pénétration et de la pression de fond minimisaient les risques, réduisaient les coûts de forage et réduisaient la charge de travail de l'opérateur. Duan et al. [30] qui ont utilisé les avantages d'un algorithme d'optimisation pour concevoir un modèle de réseau de

neurones afin de prédire la vitesse de pénétration. Mantha et Samuel, [31] en utilisant les arbres ANN (Artificiel Neural Network), SVR (Support Vector Regression) et de régression de classification dans leur étude, montrent que la vitesse de pénétration suit une relation complexe qui ne peut être expliquée que de manière exhaustive par les seuls modèles traditionnels. L'étude de Moraveji et Naderi [32] a conclu que la méthodologie de surface de réponse, modèle statistique (MSR), fournit un outil efficace pour prédire la vitesse de pénétration en fonction de variables contrôlables et non contrôlables avec une précision raisonnable. Rais et al. [33] ont réalisé une étude expérimentale basée sur la variation des paramètres de la machine de forage (pression de rotation, pression de poussée et d'air comprimé) sur différentes formations géologiques, afin de trouver un modèle mathématique qui relie ces différents paramètres d'études avec la vitesse de pénétration. Ils ont utilisé une méthode d'optimisation indirecte (méthode des plans d'expériences) dans les conditions de la carrière de phosphate de Djebel-Onk, Tébessa Algérie. [34] L'optimisation du processus de forages joue un rôle primordial dans l'industrie pétrolière et minière pour réduire les coûts inutiles et, par conséquent, augmenter la rentabilité de production. La vitesse de pénétration dépend de divers facteurs tels que les propriétés de la masse rocheuse, la profondeur du puits, la poussée axiale sur l'outil de forage, la vitesse de rotation du train de tiges, les propriétés des pertes de fluide, le type de l'outil, l'usure de l'outil et le nettoyage des trous. Ces facteurs typiques influent sur la vitesse de pénétration de différentes manières [35]. À cet égard, la prévision et l'optimisation de la vitesse de pénétration seront cruciales pour pouvoir réduire les coûts des opérations de forage.

I.2. Etat actuel de la détermination des travaux de forage réalisés aux moyens des machines de forage percutant (marteau perforateur):

I.2.1. état actuel de la construction et l'utilisation des machines de forage percutant :

I.2.1.1. Classification, performance et expérience de l'utilisation des machines de forage percutant :

Les machines de forage utilisées pour le creusement des trous dans les carrières sont divisées en général en deux (2) groupes :

- Avec la destruction mécanique de la roche par l'outil spécial ;
- Avec la destruction physique de la roche.

Les machines du premier groupe qui sont à leur tour les plus répandues, peuvent être divisées d'après le caractère du travail de l'outil et l'application des charges. Ce sont les machines de forage rotatif, percutant et roto percutant.

Le schéma de la destruction de la roche au fond du trou au cours de divers mode de forage est présenté sur la (**Figure I.1.a**).

La (**Figure I.1.b**) reflète la distribution des valeurs relatives de l'effort axial P_{ax} , de la puissance du choc N_{ch} et la puissance de rotation N_r .

La pratique du forage témoigne que l'efficacité de l'application des machines de forage est déterminée par l'ensemble des facteurs parmi lesquels on distingue :

- Les conditions minières et géologiques, ainsi que les schémas technologiques de la réalisation des travaux miniers ;
- Les facteurs du premier groupe (propriétés physico mécaniques des roches, composition structurelle du talus, viscosité des roches etc.) influent sur les indices technico-économiques et déterminent le type de l'outil à appliquer et le moyen de nettoyage de trous ;
- Les facteurs du deuxième groupe (type des machines à charger ; éléments des méthodes d'exploitation) forment les exigences à la profondeur et au diamètre du trou.

Une généralisation des recherches effectuées dans ce domaine a permis d'établir le caractère et le degré d'influence de divers facteurs sur les indices technico-économiques du processus de forage des trous.

L'application des machines à forer dans les conditions des carrières se caractérise en particulier par leur productivité postière en fonction du coefficient de dureté.

Dans ce cas la tendance générale consiste à la diminution de la productivité des machines de divers types avec l'accroissement de la dureté des roches. Il est à noter que la diminution rapide de la productivité des machines de forage rotatif munies d'outil à taillant coupant. Le phénomène peut être expliqué par la considération des relations des dépenses d'énergie spécifique et de la durée de vie de l'outil en fonction de la dureté des roches.

La destruction des roches par l'outil à molettes se déroule dans le régime de frottement et de glissement ce qui détermine la durée basse de l'outil ou dans le cas où la dureté des roches s'accroissent.

L'épaisseur du copeau diminue et par conséquent le volume des déblais augmente ; Tout cela provoque comme on sait d'après les hypothèses de RABENDER et KIRPITCHEV-KIK l'accroissement des dépenses d'énergie.

La productivité relativement haute des machines de forage percutant ne peut être expliquée que dans ce cas, on ne considère que les sondeuses permettant à forer des trous de diamètres inférieurs aux autres modes de forage.

Un des indices économiques caractérisant le travail des machines de forage est le prix de revient d'un mètre de trou foré, les valeurs relativement hautes de cet indice pour les machines à molettes sont liées à leur haut prix.

Il est a signalé que le diamètre des trous égal à 50 mm pour les perforateurs, 100mm pour les machines à outil coupant, 150 mm pour les machines Roto percutante et 200mm pour les sondeuses à molettes détermine le rendement de la masse rocheuse d'un mètre du trou. C'est pourquoi l' application des machines de forage possédant de grand diamètre de l'outil s'accompagne comme règle générale par la diminution des dépenses spécifiques d'une unité de volume du massif abattu, cependant le degré rationnel de broyage du massif de la roche doit être pris en considération [2].

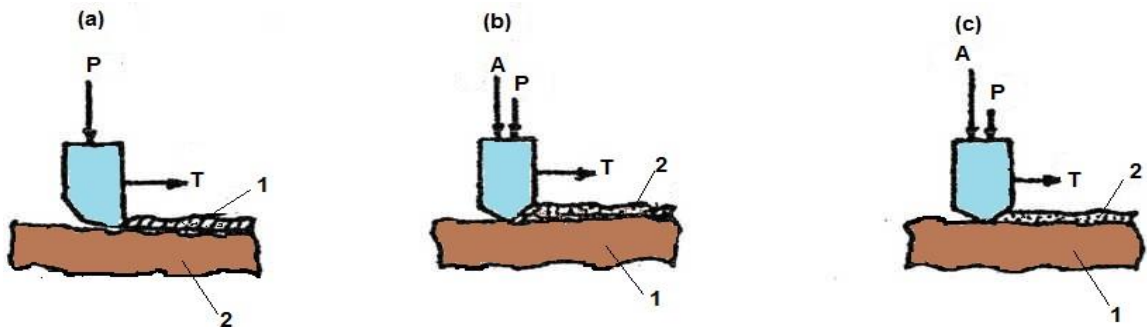


Figure I.1.a : Destruction de la roche lors de divers mode du forage [47].

a-rotatif, b-roto-percutant, c-percutant.

(A-impulsion d'une force de choc, p-effort Axial, T-effort tangentiel, 1-destruction de la

Roche, coupe, 2-destruction de la roche par choc).

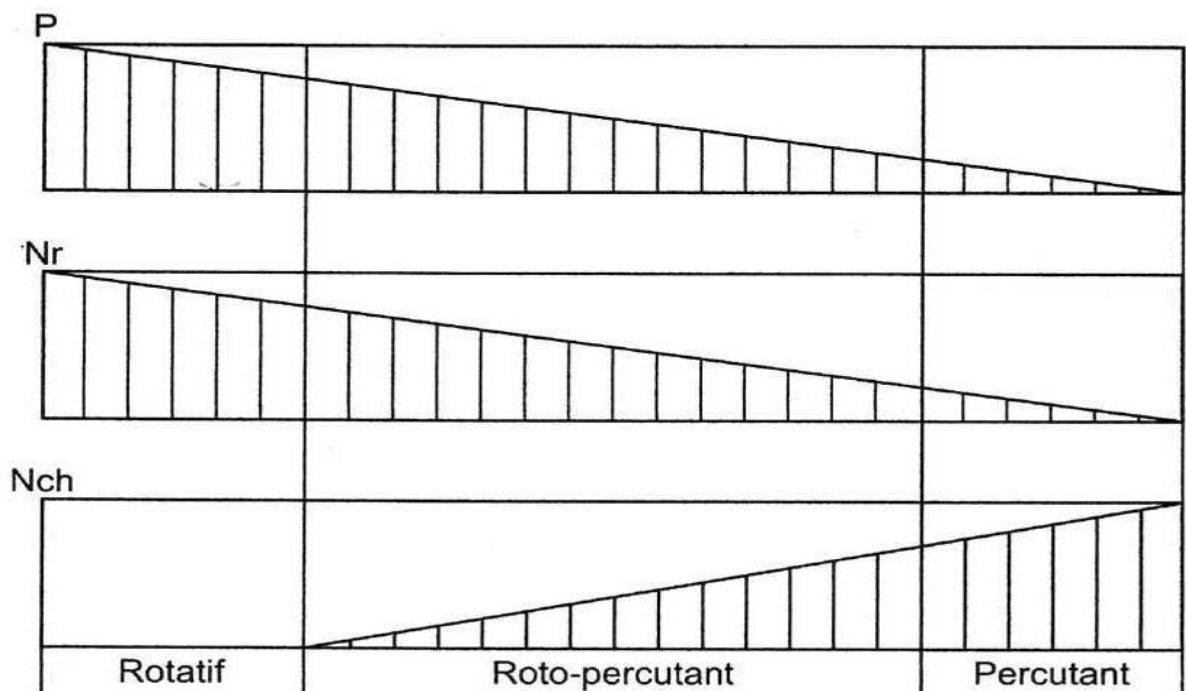


Figure I.1.b : Valeurs relatives de l'effort axial-p, de la

Puissance de rotation $-N_r$ et de la puissance

De choc- N_{ch} lors de divers mode de forage [42].

I.3. Argumentation sur le choix du mode de forage :

D'après le mode de forage, il existe quatre modes de forage (tableau I.1)

Tableau I.1 : types des machines de forage [43].

Mode de forage	Dureté (Kgf/cm)	Profondeur de forage (m)	Diamètre de sondage (mm)
Rotatif	10÷20	à 50	33÷78
Roto percutant	8÷20	à 50	85÷160
Percutant	6÷20	40	150÷300
Thermique	14÷20	18	160÷300

a. Mode de forage rotatif :

Il est réalisé par les machines à forer suivantes : tarières électriques (pneumatiques et hydrauliques) à main ; tarières électriques à colonnes ; sondeuses à vis sans fin ; sondeuses à molettes ; sondeuses à grenaille et sondeuses à couronnes à diamant.

b. Mode de forage roto-percutant :

Le forage roto- percutant des roches s'effectue à l'aide d'un marteau perceur plongé dans le trou qui est fixé à l'extrémité inférieure de la colonne de forage. L'avancement du perceur contre la taille se fait par le mécanisme d'avancement à chaîne, par les vérins hydrauliques. Le couple de rotation est transmis à la colonne de forage de l'entraînement électrique, hydraulique ou pneumatique.

Ainsi la progression du trépan est provoquée par l'action simultanée d'un effort axiale et d'une percussion. La percussion et le couple de rotation agissant simultanément ont, pour effet, le découpage de la roche sur toute la section du trou de mine.

c. Mode de forage percutant :

Le mode de forage percutante est très répandu lors de l'exploitation du gisement de minerais. La forassions des trous de mine est réalisée par les marteaux perforateurs manuels avec les supports pneumatiques parles perforateurs télescopique et par les perforateurs à colonnes. Lors du creusement des ouvrages souterrains les perforateurs lourds et les perforateurs à colonnes peuvent être installés sur les supportes mobiles de la plate-forme automoteur (du chariot).

Percutant	Roto-percutant	Rotatif		Mode de forage	
A couronne	A couronne	A molettes	Coupant	Outils de forage	
				1 - 6	Coefficient de dureté, f
				6 - 8	
				8 - 10	
				10 - 12	
				12 - 14	
				14 - 16	
				16 - 20	
				0 - 5	Indices d'abrasivité, a, mg
				5 - 10	
				10 - 18	
				18 - 30	
				30 - 45	
				45 - 65	
				65 - 90	
				> 90	
				0 - 50	Diamètre du trou, d, mm
				50 - 100	
				100 - 150	
				150 - 200	
				200 - 250	
				250 - 300	
				300 - 350	
				350 - 400	
				0 - 5	Profondeur de forage, H, m
				5 - 10	
				10 - 15	
				15 - 20	
				20 - 25	
				25 - 30	
				30 - 35	
				35 - 40	

Tableau I.2 : domaine d'utilisation de divers modes de forage [47].

I.4. Les marteaux perforateurs :

I.4.1. Classification des perforateurs pneumatiques :

Les marteaux perforateurs ou perforateurs sont destinés au forage des trous de mines dans les formations très dures, dures et moyennes. On les utilise souvent dans les mines souterraines, dans les exploitations à ciel ouvert et dans le domaine de la construction.

Le classement des perforateurs, s'effectue selon certains indices :

- L'énergie utilisée – électrique, pneumatique ou hydraulique ;
- La destination – perforateur à main, à colonne et télescopique ;
- Le poids

Tableau I.3: classification des perforateurs selon le poids, kg [45]

perforateurs	à main	à colonne	Télescopique
léger	< 15	< 40	< 35
moyen	15_25	40_50	35_40
lourd	> 25	> 50	> 40

- La construction des mécanismes d'avancement- mécanique, pneumatique et hydraulique ;
- La construction des mécanismes de rotation – dépendante et indépendante ;
- La construction des mécanismes de distribution de l'air comprimé- à soupape, sans soupape et à tiroir.

L'utilisation des perforateurs pneumatiques est très répandue dans les travaux miniers, vu les avantages qu'ils présentent, tels que : la simplicité de la construction en comparaison aux autres types, un rendement assez élevé et une sûreté pendant le fonctionnement.

Les perforateurs pneumatique présentent aussi certains inconvénients, tels que ; les grandes vibrations reçues par le corps de l'opérateur ; le bruit assez important, provoqué lors du fonctionnement et l'utilisation de l'énergie pneumatique qui revient assez cher.

a).perforateur pneumatique à main :

Ce type de marteau est utilisé lors du forage des trous horizontaux et inclinés. Le diamètre des trous varie de 30 à 55 mm et la profondeur de forage de 3 à 4m.

b).perforateur pneumatique à colonne :

On les trouve aussi, lors du forage des trous horizontaux et inclinés, pour des diamètres qui varient de 40 à 85mm et des profondeurs plus importantes jusqu'à 40m.

c).Perforateur pneumatique télescopique :

On les utilise, lors du forage des trous verticaux et inclinés dont le diamètre varie de 40 à 85mm et la profondeur jusqu'à 15m .

I.4.2.construction du marteau perforateur pneumatique :

Les mécanismes et dispositifs composant le perforateur pneumatique (figure I.2) sont les suivants :

- mécanisme de frappe ;
- mécanisme de rotation ;
- dispositif de distribution de l'air comprimé ;
- dispositif de graissage ;
- dispositif de lavage du trou ;
- dispositif de soufflage du trou ;

Le perforateur pneumatique est une machine à percussions composée d'un cylindre, d'une roue à rochet, d'un dispositif de distribution d'air comprimé, d'un piston, d'une douille, d'une tige hélicoïdale et d'un mandrin.

L'admission de l'air comprimé s'effectue à travers la roue à rochet et le distributeur d'air comprimé. Le déplacement du piston de gauche à droite constitue la course de travail et se réalise à l'aide de la pression d'air comprimé. Le cylindre étant séparé par le piston en deux chambres, l'une sous pression (chambre gauche), l'autre en dépression (chambre droite) cela pendant le forage ; lors de la course à vide, le rôle des deux chambres est inversé.

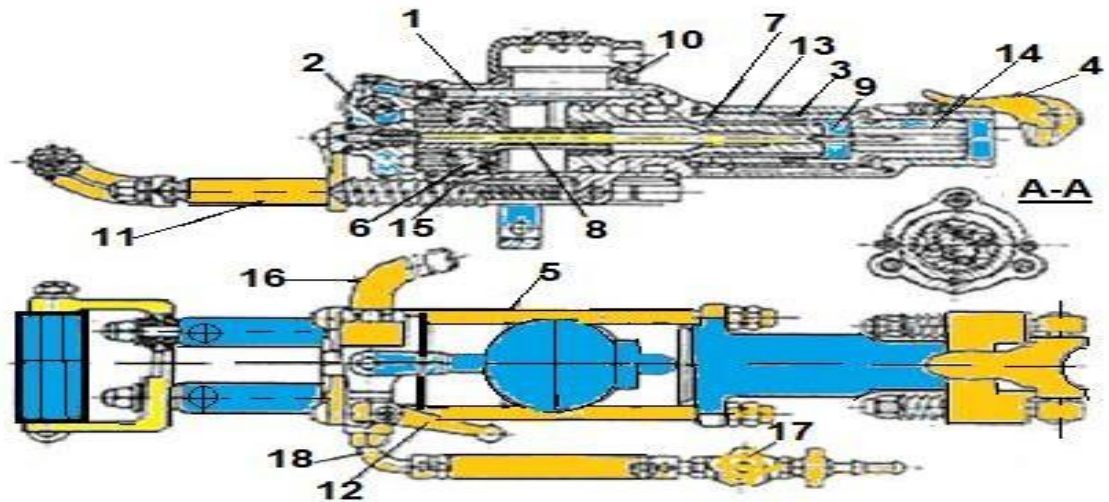


Figure. I.2: vue générale du perforateur Atlas copco type (RH656-4W) [45]

1. cylindre ; 2.corps du robinet d'air ; 3.mandrin ; 4.porte-fleuret ; 5.boulon ; 6.dispositif de distribution d'air ; 7.piston ; 8.tige hélicoïdale ; 9.tube ; 10.silencieux ; 11.chariot antivibratoire ; 12. Manette de commande ; 13.douille à rainures ; 14. Douille tournante ; 15. Tiroir ; 16. Coude du robinet à air ; 17.robinet à eau ; 18.coude du robinet à eau.

L'air comprimé qui pénètre dans la chambre droite est réparti à l'aide du mécanisme de distribution. Le piston commence à se déplacer, à la fin de sa course, il frappe sur l'emmanchement du fleuret sans aucune rotation car la tête de la tige hélicoïdale tourne librement dans la roue à rochet. Pendant la course à vide du piston, la tête de la tige hélicoïdale est fixée dans la roue à rochet par les cliquets ; le piston tourne d'un certain angle en se vissant à la tige hélicoïdale, cette rotation du piston est transmise au fleuret à travers la douille à cannelures et la douille tournante.

La commande du perforateur pneumatique est assurée par une manette à quatre positions :

- soufflage du trou ;
- arrêt ;
- Fonctionnement en moyenne puissance ;
- fonctionnement en plein puissance ;

Le graissage est assuré par un graisseur automatique monté sur le corps du marteau.

Les caractéristiques techniques des perforateurs pneumatiques de plusieurs firmes étrangères sont présentées dans le **tableau 1.4.** [44].

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
firme	modèle	kg masse	air mation Consomma	coups par mm	Diamètre du piston,	Course du piston, mm	Profondeur du trou	Diamètre du trou	Energie d'un coup
PERFORATEUR A MAIN									
URSS	PR-20V			2300					
	PR-27V	32.0	50	2300			3	36-56	55
	PR-27VB	33.0	50	2300			3	36-56	55
	PR-30V	34.0	58	1800		65	5	36-56	65
	PR-30VB	35.0	58	1800		65	5	36-56	65
	PR-30VC	33.5	58	1800		65	5	36-56	65
ATLAS	PH656-4W	22.2	48	2040	65	60		27-40	
COPCO	PH571-5W	18.0	31	2220	55	60		27-40	
SUEDE	BBD12TH	11.2	20	2580	45	40		27-40	
	BBC 16W	26.4	60	2280	70	55		35-45	
	BBC17W	26.6	57	2220	70	55		35-45	
	BBC24W	29.5	75	1980	70	70		35-45	
	BBC34W	31.5	95	2280	80	70		35-45	
	BBC35W	32.2	90	2280	80	70		35-45	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ATLAS	BBC35W	32.7	90	2280	80	70		35-45	
COPCO	BBD44W	23.0	73	3060	75	45		35-45	
SUEDE	BBD44W	25.2	73	3060	75	45		35-45	
	BBD44W	26.5	75	3060	75	45		35-45	
	BBD90W	27.3	97	3240	90	45		35-45	
	BBD91W	27.3	95	3420	90	45		35-45	
-SOLL RAND EU	JH40	26.3	42		64	67	5.5	à 51	

PERFORATEUR A COLONNE									
URSS	PK50	50.0	84	2800	90	75	12	40-60	90
	PK60	60.00	150	2800	110	45	25	40-60	90
	PK75	75.0	184	2200	180	40	50	65-85	150

Tableau I.4: caractéristiques techniques des perforateurs pneumatiques 1J (joule)=1N.m.

I.4.3.principe de fonctionnement :

Le fonctionnement du perforateur est assuré à l'aide du dispositif de distribution de l'air comprimé qui alimente successivement les chambres gauche et droite du cylindre. Cela permet au piston s'effectuer son mouvement alternatif (va et vient) et un mouvement de rotation au fleuret. Le diagramme de fonctionnement du mécanisme de frappe montre la dépendance entre la position du piston dans le cylindre pendant les courses allé et retour, la pression d'air dans les chambres et la vitesse de mouvement du piston.

La course retour du piston **A (figure I.3a)** débute sous l'action de la pression d'air comprimé **P** passant par le dispositif de distribution **B**, le canal **C**, pour pénétrer dans la chambre droite. Dans le diagramme de la **figure (I.3.b)**, sont présentées les variations de la pression d'air comprimé et des vitesses d'avancement du piston **V** en fonction des courses du piston **L**. L'air comprimé pénètre à travers le dispositif de distribution **B**, le canal **C** dans la chambre droite du cylindre. La pression reste constante selon la droite **1-2**.

Le piston en se déplaçant ouvre l'orifice d'échappement **D** et le relie avec l'atmosphère. La pression de l'air comprimé dans cette chambre baisse brusquement selon la course **2-3**. en même temps, le piston se déplace avec une vitesse croissante **V** jusqu'à la grandeur **V_{max}**. a la fin du trajet retour, le piston se déplace par inertie avec une vitesse décroissante. La pression d'air diminue jusqu'à celle de l'atmosphère **Pa** selon la droite **3-4**.

Au début de la course retour, la chambre gauche du cylindre étant lié par l'orifice d'échappement **E** avec l'atmosphère, la pression d'air varie selon la course **5-6-7**.

Quand le piston ferme l'orifice **E**, l'air se trouvant dans la chambre gauche commence à se comprimé, la pression augmente selon la courbe **7-8-10**. vers la fin du trajet retour, une forte pression agit sur la bille **B** à travers le canal **F**. la chambre droite étant en liaison avec l'atmosphère après l'ouverture de l'orifice **D**, ainsi la pression dans la chambre chute brusquement et la bille se déplace vers la droite. La bille en se déplaçant à droite, ferme le canal **F**. le piston continue instantanément son trajet retour par inertie en comprimant l'air

jusqu'au point 9. Le coussin d'air formé repousse le piston afin de faciliter le début de son trajet allé.

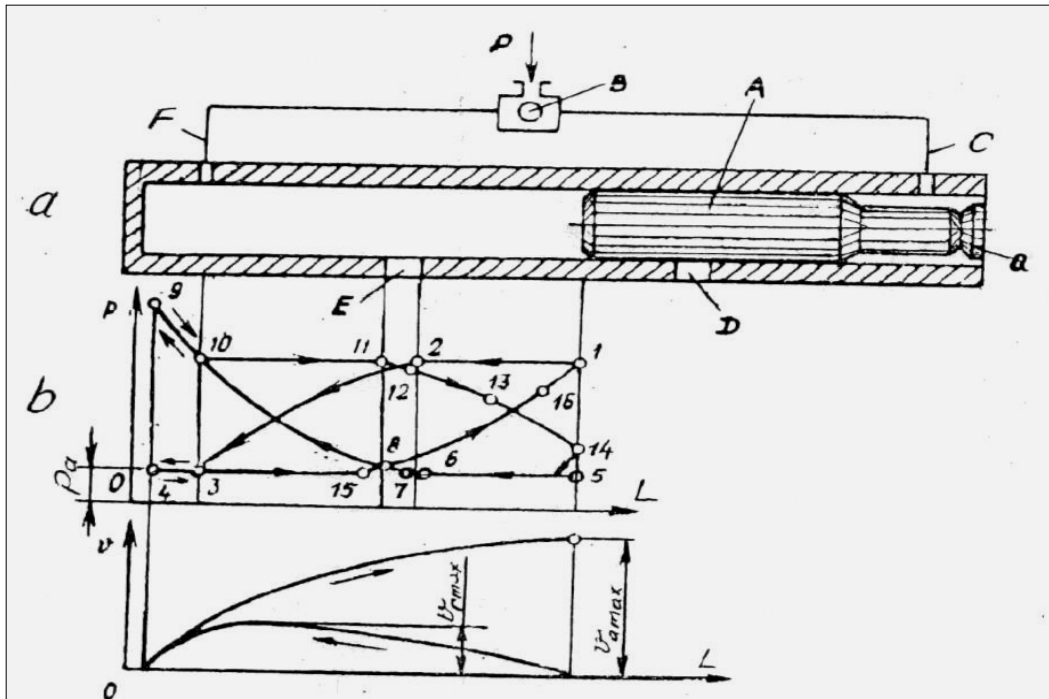


Figure I.3: principe de fonctionnement du perforateur pneumatique [47]

a) **Figure principale.** b) **Diagrammes de travail.**

Au début de cette course, le piston augmente sa vitesse sous l'action de l'air comprimé selon la courbe **10-11-12**. Avant la fin de son trajet allé, le piston ouvre l'orifice d'échappement **E** et ferme l'orifice **D**. La vitesse du piston continue à augmenter jusqu'à la valeur maximale **V_{amax}**, pendant que la pression dans chambre gauche diminue selon la courbe **12-13-14**, en l'évaluant à celle de l'atmosphère. la pression d'air dans la chambre droite reliée avec l'atmosphère reste constante comme l'indique la droite **4-3-15**.

Vers la fin du trajet aller commence de nouveau la compression selon la courbe **15-8-16-1**. sous l'action de la différence des pressions dans les chambres, la bille se déplace de nouveau à sa position gauche et ouvre le canal **C**.

Au même instant, le piston donne un coup sur l'emmanchement **Q** de l'outil de forage et le cycle recommence.

I.4.4. dispositifs de distribution d'air comprimé :

Les dispositifs de distribution d'air comprimé des perforateurs sont destinés à la répartition automatique successive de l'air dans les chambres du cylindre. Cette distribution permet d'assurer le déplacement du piston dans les deux sens à savoir, le trajet allé (course de travail) et le trajet retour (Course à vide). La structure et la qualité de la construction du dispositif de distribution influent sur les paramètres de fonctionnement du perforateur, tels que : la consommation de l'air comprimé, la productivité, la puissance, l'énergie d'un coup, etc.

Cela prouve l'intérêt porté à la construction des dispositifs de distribution d'air comprimé des perforateurs contemporains.

Actuellement, on rencontre généralement trois types de constructions des dispositifs :

- dispositif de distribution par soupape
- dispositif de distribution par tiroir
- dispositif de distribution sans soupape

I.4.4.1. Dispositif de distribution d'air comprimé par soupape :

Les dispositifs de distribution par soupapes sont très répandus dans la construction des perforateurs contemporains à cause de la simplicité de leur fabrication, du poids assez réduit de la masse à déplacer, des petites surfaces frictionnelles et de la faible sensibilité aux impuretés causées par l'air, ce qui assurent une grande fiabilité dans leurs fonctionnement. L'inconvénient de ce type de dispositif c'est la grande consommation d'air comprimé.

La particularité de cette distribution, c'est que le fonctionnement et le déplacement de la soupape s'effectuent sous l'action de la différence de pression entre les deux chambres (gauche et droite) du cylindre.

Selon, la structure de la soupape, on distingue quatre types de dispositifs de distribution :

- Avec soupape annulaire
- Avec soupape à bride
- Avec soupape à bascule
- Avec soupape à bille

I.4.4.1.1. Dispositif de distribution par soupape annulaire :

Il est composé de la soupape annulaire 1, du corps de la boîte à soupape 9, du couvercle antérieur 10 avec son orifice 3 et du couvercle 4 avec la douille de guidage.

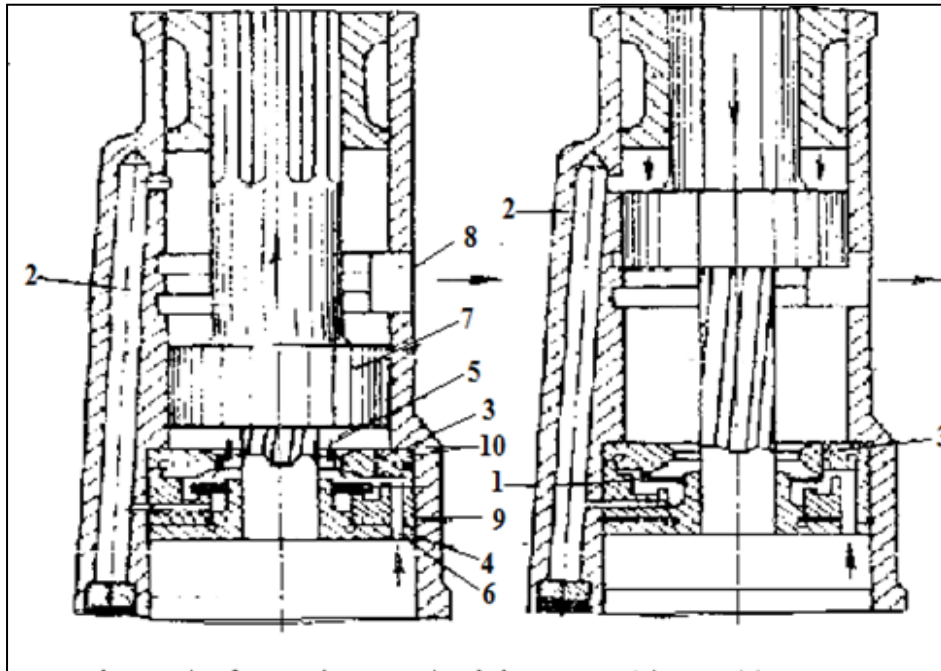


Figure I.4: dispositifs de distribution d'air comprimé par soupape [46]

L'air comprimé traverse la soupape d'admission et le canal 6 ensuite le jeu annulaire de la boîte à soupape 9 et enfin le jeu annulaire situé entre la soupape et le couvercle 10 pour aboutir à la chambre gauche 5 du cylindre. Sous l'action de la pression d'air comprimé, le piston 7 se déplace en avant et effectue sa course de travail. Pendant le même instant l'air dans la chambre droite s'échappe dans l'atmosphère par l'orifice 8. Le piston en se déplaçant ferme l'orifice d'échappement du cylindre, ainsi l'air dans la chambre droite commence à se comprimer et passe par le canal 2 pour pénétrer par l'arrière de la boîte à soupape ou la pression augmente. Une fois le piston traverse l'orifice d'échappement pour l'ouvrir du côté de la chambre gauche, où la pression est réduite brusquement. Sous l'action de la différence de pressions, la soupape se déplace vers l'avant tandis que le piston continue son mouvement en donnant un coup sur la queue du fleuret.

La soupape se trouvant dans sa position antérieure permet à l'air comprimé de pénétrer à travers l'arrière de la boîte à soupape et le canal 2, dans la chambre droite du cylindre. L'air en passant par le jeu annulaire agit sur la soupape. Une fois l'orifice d'échappement ouvert par le piston du côté de la chambre droite, la pression diminue brusquement. C'est ainsi que sous la différence de pression, la soupape reprend de nouveau sa position initiale, et le cycle recommence.

Dans le cas, où le perforateur est mis en marche au moment où le piston se trouve dans la position avancée, l'air passe dans la chambre gauche du cylindre à travers, l'orifice 3 et déplace la soupape dans la position arrière. Ainsi le piston commence à effectuer sa course de travail.

La grande surface et la petite course de la soupape (0.4 à 1mm) assure au dispositif une grande fiabilité.

I.4.4.1.2. Dispositif de distribution par soupape à bride :

Le fonctionnement de ces dispositifs est analogue.

La construction du dispositif par soupape à bride (figure I.4.b) diffère de celui à soupape qui lui assure un mouvement plus précis, mais une augmentation de la surface frictionnelle ainsi que le poids de la soupape.

I.4.4.1.3. Dispositif de distribution à clapet :

La soupape à bascule (clapet) (figure I.4.c), ferme et successivement les orifices 2 et 3 du couvercle arrière en alimentant les chambres gauche et droite du cylindre.

I.4.4.2. Dispositif de distribution de l'air comprimé tiroirs cylindriques :

Les dispositifs assurent un bon fonctionnement avec moins de consommation d'air comprimé par rapport aux dispositifs à soupape, mais possèdent des grandes surfaces frictionnelles et sont très sensibles aux impuretés que peut contenir l'air comprimé et le graissage.

La particularité de ces dispositifs, c'est que le déplacement du tiroir se fait sous l'action de l'air comprimé fourni par un canal spécial du canal de base (figure I.5).

Le dispositif de distribution par tiroir cylindrique est composé d'un tiroir creux 1, qui se déplace dans le corps de la boîte de distribution 9. La boîte a un couvercle 8.

Au début de la course de travail, le tiroir se trouve dans la position extrême gauche, et l'air comprimé arrive par les orifices du tiroir pénètre dans la chambre gauche 3 du cylindre. Sous l'action de la pression d'air le piston 2 se déplace vers l'avant, c'est la

course de travail. Avant d'ouvrir l'orifice d'échappement 4, il ouvre le canal supplémentaire 5, à travers lequel, l'air arrive dans la chambre arrière de la boîte à tiroir et le déplace dans la position extrêmement avancée. Au même instant, l'admission de l'air comprimé dans la chambre droite 6 du cylindre par le canal 7 ; le piston tout en se déplaçant en avant ouvre l'orifice d'échappement et donne un coup sur la queue du fleuret. La course à vide commence sous l'action de la pression d'air qui arrive par le canal 7 dans la chambre 3 du cylindre. En se déplaçant, le piston ouvre d'abord l'orifice du canal 10 d'où l'air arrive dans le jeu annulaire antérieur de la boîte à tiroir 9 et le déplace à sa position de départ. La diminution de la pression faisant déplacer le tiroir s'effectue par la jonction continue des canaux 10 et 5 par les orifices 11 et 12 avec l'atmosphère.

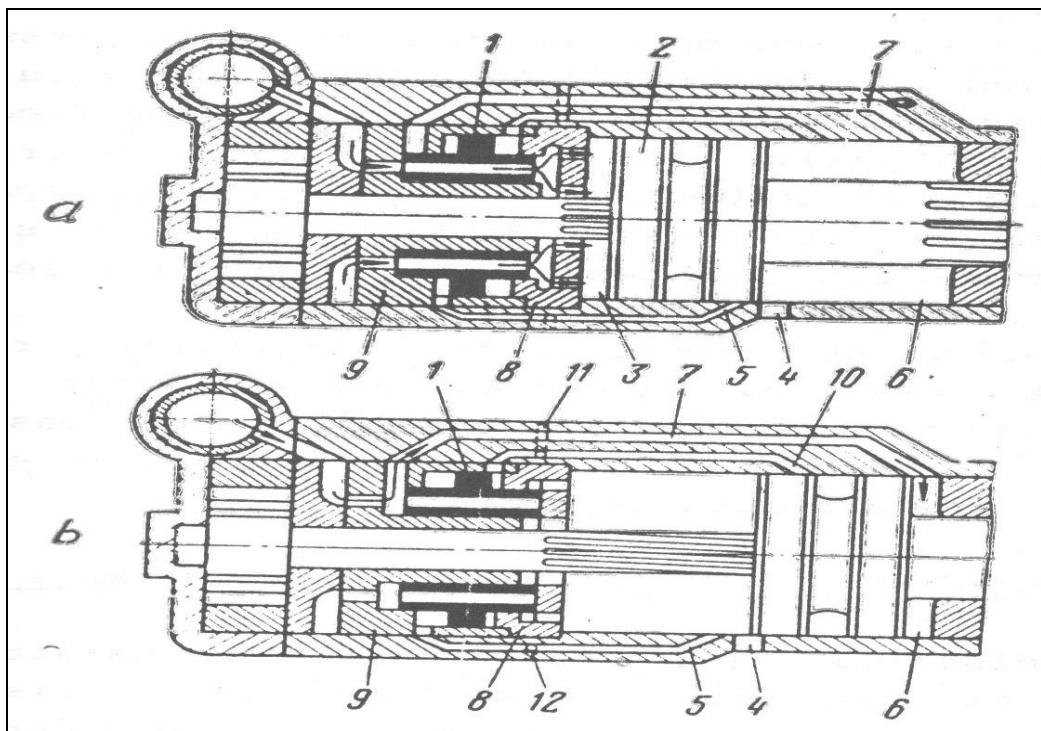


Figure I.5 : Distribution d'air comprimé par tiroir [48]

- a) Position de départ du piston ; b) position avant extrême du piston.
- b) 1. tiroir cylindrique creux ; 2. Piston ; 3. Chambre gauche du cylindre ; 4. Orifice d'échappement ; 5. Canal supplémentaire ; 6. Chambre droite du cylindre, 7. Canal 8. Couvercle ; 9. Boîte à tiroir ; 10. canal ; 11. Orifice du canal 10 (de faible diamètre) ; 12. Orifice du canal 5 (de faible diamètre)

La différence du dispositif de distribution par soupapes par rapport à celui par tiroir cylindrique, c'est que le piston fonctionne sans contre pression et il n'est pas nécessaire d'ouvrir l'orifice d'échappement 4, avant l'interruption de l'admission de l'air dans le cylindre.

I.4.4.3. auto-distribution de l'air comprimé (sans soupape).

L'auto-distribution de l'air comprimé se caractérise par sa simplicité. Le piston réalise à lui seul la distribution de l'air comprimé dans le cylindre du perforateur (fig.I.6).

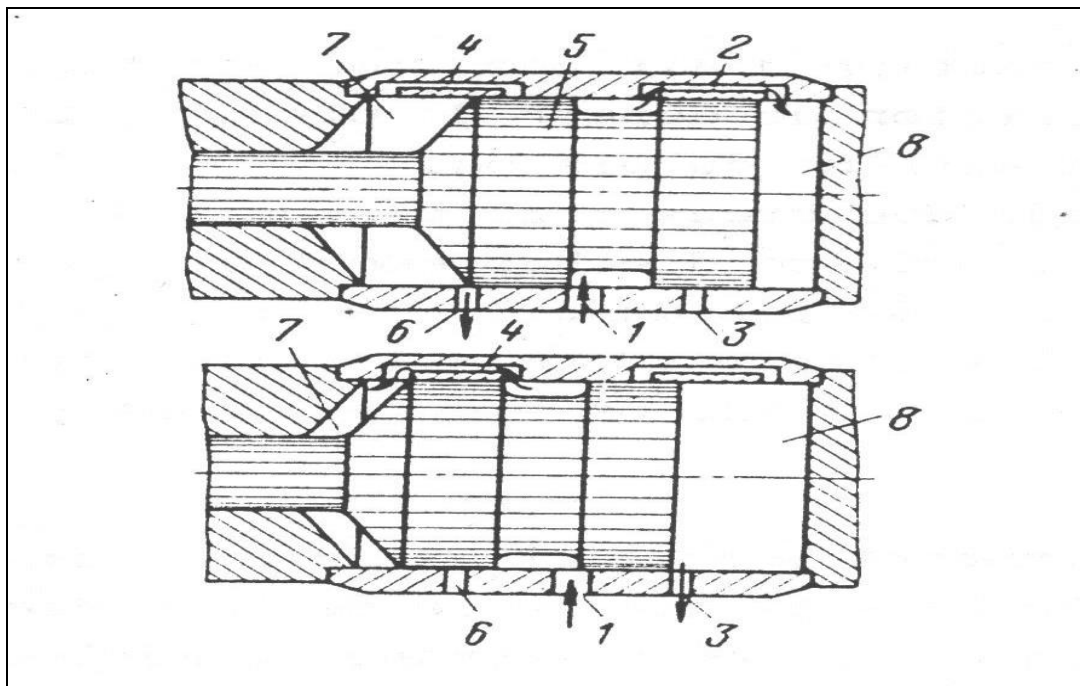


Figure I.6 : Auto-distribution de l'air comprimé [47].

a) Position de départ du piston ; b) position avant extrême du piston.

1. Orifice d'admission ; 2. Canal de distribution de la chambre

3. Orifice d'échappement ; 4. Canal d'admission de la chambre

5. Piston ; 6. Orifice d'échappement ; 7. Chambre gauche ; 8. Chambre droite.

L'air comprimé arrive à la chambre droite 8 par l'orifice d'admission 1, le canal annulaire du piston et le canal 2 du cylindre. Le piston 5 se déplace vers la gauche sous l'action de l'air comprimé. Il ferme le canal 2, tout en continuant son mouvement par inertie et frappe l'emmanchement du fleuret. Quand le piston ouvre l'orifice d'échappement 3 l'air

de la chambre 8 est évacué dans l'atmosphère. A cet instant, l'air comprimé arrive dans la chambre gauche 7 du cylindre à travers le canal 4 et le piston commence sa course à vide. a la fin de cette course, l'air comprimé s'échappe dans l'atmosphère par l'orifice 6, et le cycle recommence, pendant ce temps dans la chambre 8 se forme un coussin d'air qui arrête le piston et le rejette vers l'avant pour faciliter le début du cycle suivant.

Cette distribution s'effectue à partir d'une construction simple ayant une grande fiabilité, mais beaucoup d'inconvénients, tels que : le non remplissage des chambres du cylindre par l'air comprimé, l'absence d'un canal spécial permettant la mise en marche du piston au début du fonctionnement et une grande consommation de l'air comprimé. C'est la raison pour la quelle l'auto- distribution s'applique dans les perforateurs avec une petite course et une grande cadence.

I.4.5. Mécanisme de rotation :

Le mécanisme de rotation a pour but de faire tourner l'outil de forage d'un certain angle (5-15°) pour la destruction successive de la taille du trou de mine sur toute sa surface. Selon la course du piston, il y a le mécanisme de rotation dépendant.

Le mécanisme de rotation dépendant effectue la rotation de l'outil pendant le trajet retour du piston. Il est représenté soit par une tige hélicoïdale ou un piston avec une queue munie d'un filetage hélicoïdale.

Dans le premier cas figure (**I.7.a**), la bague à rochets 1 est fixée au cylindre 2, elle est munie de plusieurs orifices pour permettre la pénétration de l'air comprimé dans la boîte de distribution 10.

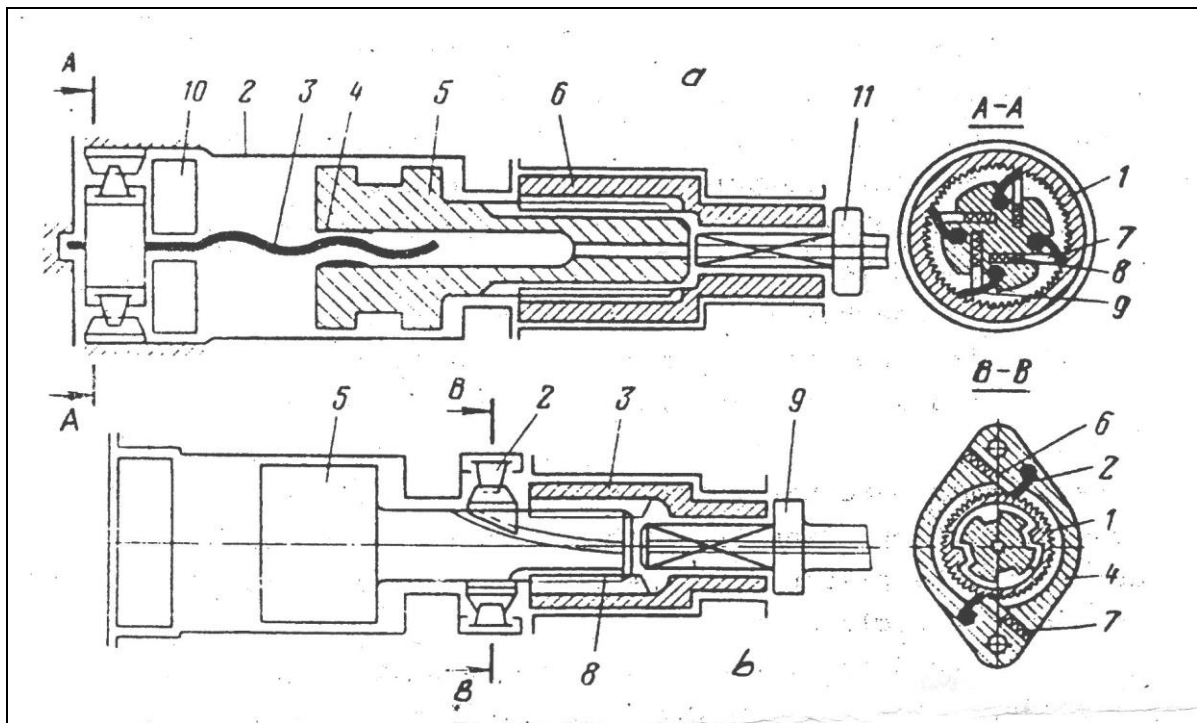


Figure I.7: Mécanisme de rotation dépendant [45].

a) **avec tige hélicoïdale :**

1. Bague à rochets ; 2. cylindre ; 3. Tige hélicoïdale ; 4. Ecou ; 5. Piston ; 6. Douille tournante
7. aubes ; 8. Ressorts ; 9. Cliquets ; 10. boîte de distribution ; 11. Fleuret.

b) **avec queue du piston munie d'un filetage hélicoïdal :**

1. bague à rochets ; 2. Cliquets ; 3. Douille ; 4. Corps ; 5. Piston ; 6. Aube ;
7. Ressorts ; 8. rainures ; 9. Outil de forage (fleuret).

A l'intérieur de la bague à rochet, s'installe la tête de la tige hélicoïdale 3 avec les cliquets 9. Les cliquets sont pressés par des ressorts introduits dans les aubes 7 et se trouvent en contacts permanents avec les dents de la bague 1.

La rotation de la tige hélicoïdale dont le filtrage à un grand pas, n'est possible que dans un seul sens ; c'est à dire lors de la course de travail.

La tige à travers l'écrou 4 pénètre dans le piston 5 relie à la douille tournante 6 par des rainures. Lors de la course de travail, les cliquets n'empêchent pas la tige de tourner, c'est pourquoi le piston se déplace sans rotation et rainures longitudinales du piston s'associent à la douille. Lors de la course à vide la tige hélicoïdale est bloquée par les cliquets, ce qui

le piston à glisser dans les rainures de la tige hélicoïdale et de tourner d'un certain angle. La rotation du piston entraîne obligatoirement la rotation de la douille ainsi que celle du fleuret 11.

Le principe de fonctionnement du second type figure (I.7.b) est analogue, sauf que la bague à rochets se trouve au milieu du cylindre du perforateur. La queue du piston ayant le filetage hélicoïdale glisse dans la bague à rochets qui possède des dents extérieures. la bague avec les cliquets 2, les ressorts 7 introduits dans les aubes 6 montés dans le corps 4, forment le mécanisme à cliquets. Le mouvement de rotation du piston est transmis à la douille 3 par l'intermédiaire des rainures 8 ainsi qu'à l'outil de forage 9.

Le premier mécanisme (avec tige hélicoïdale, figure (I.7.a) à une grande fiabilité. On peut varier facilement l'angle de rotation de l'outil de forage en changeant l'écrou et la tige hélicoïdale ; tandis que pour le second, il est nécessaire de changer le piston. Mais, il a une longueur réduite, une section des canaux d'admission de l'air comprimé plus grande et par conséquent un rendement du perforateur plus important. C'est la raison pour laquelle le second type est très répandu dans les perforateurs de grande cadence.

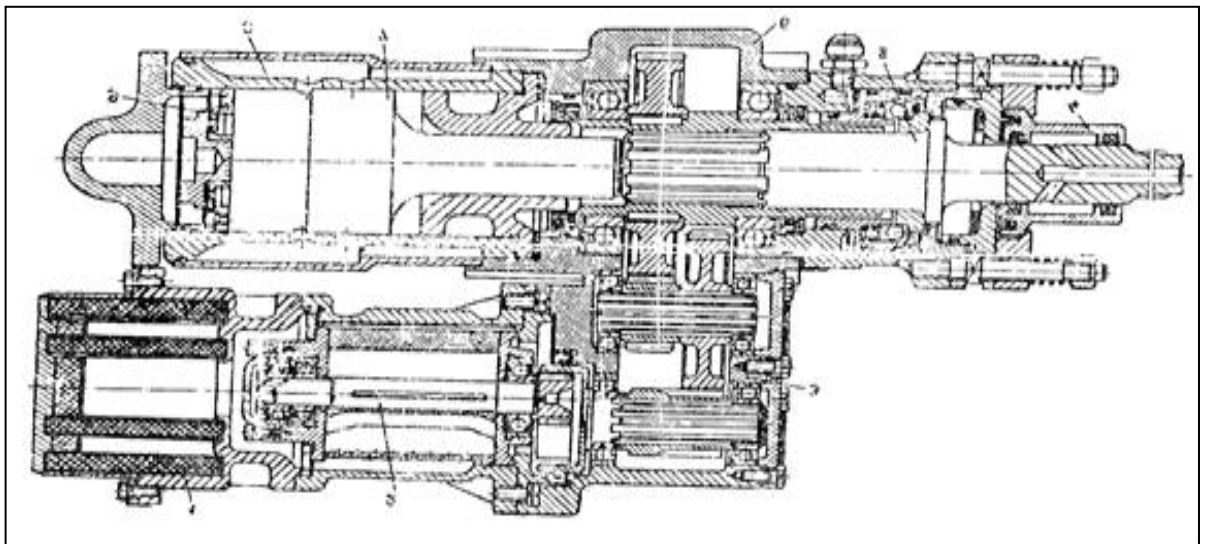


Figure 1.8 : perforateur pneumatique avec un mécanisme de rotation indépendant [48].

1. silencieux ; 2. moteur pneumatique ; 3. Réducteur ; 4. tête de lavage ;
5. emmanchement du fleuret ; 6. Corps ; 7. Piston ; 8. Cylindre ; 9. Soupape.

Le mécanisme de rotation indépendant possède un moteur spécial qui fonctionne indépendamment du piston. Généralement on utilise un moteur pneumatique qui transmet le mouvement de rotation par l'intermédiaire d'un réducteur figure (I.8).

Ce mécanisme donne la possibilité d'augmenter le couple de rotation de 7 à 10 fois par rapport au mécanisme à tige hélicoïdale et la puissance d'un coup du piston améliore le rendement de forage de 30 à 35 %. La rotation indépendante permet facilement la variation de la vitesse de rotation de l'outil selon les propriétés physicomécanique

de la roche en améliorant l'efficacité du forage. La profondeur de forage peut atteindre 50 mètres sans réduire considérablement la vitesse de forage.

I.4.6. Perforateur télescopique :

Les perforateurs télescopiques sont destinés au forage des trous ascendants verticaux et inclinés jusqu'à 45°, d'un diamètre d'environ 40mm et une profondeur allant jusqu'à 8m dans les formations de n'importe quelle dureté.

Le perforateur télescopique (**figure I.9**) comprend les sous ensembles du perforateur à main ainsi que le mécanisme de poussée (poussoir) et le dispositif permettant de protéger le perforateur des déblais (boue). le poussoir se compose d'un cylindre 7, fixe à la tête du perforateur par deux boulons, d'une tige 8, ayant sur l'une des extrémités le piston 9 et sur l'autre la bêche d'appuie 6.

La tige et le piston effectuent un mouvement de va et vient sous l'action de la pression de l'air comprimé admise selon la position de la manette de commande 4 du poussoir.

Dans la construction du perforateur télescopique, il n'existe pas de dispositif de fixation du fleuret, mais la présence d'un mandrin 2 permet de retenir le fleuret. Le dispositif de protection du perforateur contre les déblais, se compose d'un collecteur de déblais 10, ou l'évacuation de la boue s'effectue par le flexible 11. Le collecteur est monté sur le mandrin du perforateur 12, au dessus de la douille extérieur 5 qui est liée à la douille rotative 3 par un filet.

La manette de commande 1 du perforateur possède quatre positions :

- 1^{ère} position : fermeture du tiroir, c'est le soufflage du trou de mine
- 2^{ème} position : mise en marche du télescope ;
- 3^{ème} position : le tiroir est ouvert partiellement pour le commencement du forage.

4^{ème} position : le tiroir est complètement ouvert pour le travail normal du perforateur et du poussoir.

La tête du perforateur est munie d'une manette de commande du poussoir 4 et d'un bouton d'échappement de l'air comprimé qui peut fonctionner sans arrêter le perforateur.

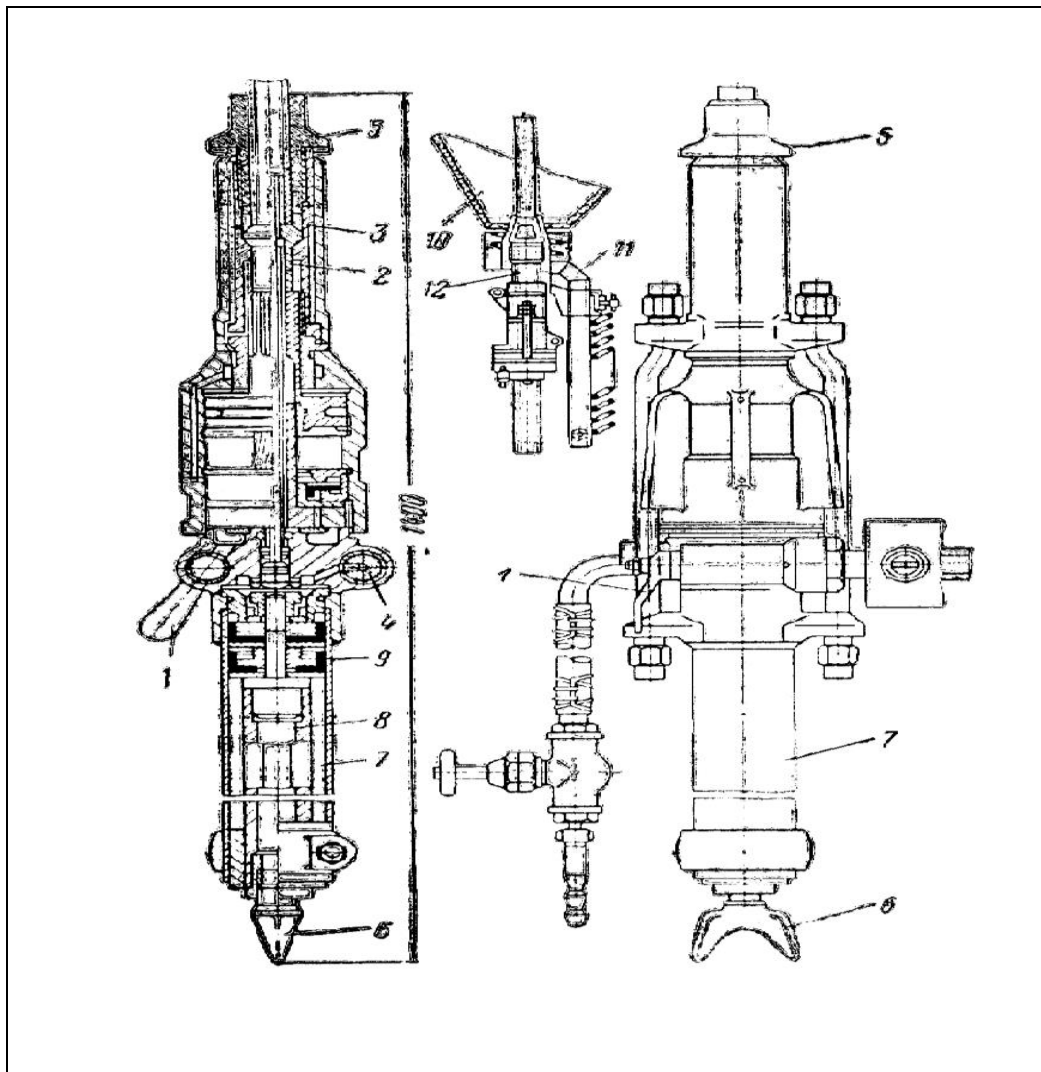


Figure I.9. : Perforateur télescopique [46].

1. manette de commande.
2. mandrin

3. douille rotative.
4. manette de commande du poussoir.
5. douille extérieur.
6. bêche d'appui.
7. cylindre du poussoir.
8. tige.
9. piston.
10. collecteur de déblais.
11. flexible.
12. mandrin du perforateur.

I.4.7. Perforateurs hydrauliques :

Les perforateurs hydrauliques étaient créés en 1968 par la firme française « montaient », et durant l'année 1970 ils étaient mis en exploitation dans l'industrie extractive.

A présent leur fabrication s'est généralisée.

Les avantages que présentent les perforateurs hydrauliques par rapport à ceux pneumatiques sont les suivants :

- Une consommation d'énergie de 70% INFÉRIEURE
- Une vitesse de forage de 1,5 à 2,0 fois plus grande
- Une puissance de 4 à 5 fois plus élevée
- Un rendement d'environ 0,4, alors que pour les perforateurs pneumatiques, il varie de 0,10 à 0,16.

Lors du fonctionnement, les perforateurs hydrauliques font moins de bruit et leur niveau sonore est de 10 DB plus bas par rapport aux perforateurs pneumatiques. Les contrôles ont montré que lors du fonctionnement un chariot pneumatique met dans l'air 45 mg/m³ d'émulsion (mélange nocif), tandis qu'un chariot hydraulique ne met que 5 mg/m³, alors que la norme est de 2,5 mg/m³.

Les perforateurs hydrauliques utilisent des pistons longs. Leurs diagrammes ont une forme rectangulaire de l'impulsion du coup. Cela permet de transmettre à l'outil une plus grande énergie avec une petite amplitude. Les contraintes dans les tiges et couronnes

restent dans les limites admissibles, ce qui entraîne une diminution de la consommation de l'outil de forage de 30 à 50 % par rapport aux perforateurs pneumatiques.

Un avantage particulier des perforateurs hydrauliques c'est la possibilité de régler la fréquence et l'énergie des coups sans pour autant varier la puissance. Or, ils peuvent travailler avec une grande fréquence des coups et une petite énergie par coups et inversement avec une grande énergie de coups et une faible fréquence. Outre cela, on peut régler la vitesse de rotation. Par conséquent, le choix du régime rationnel du perforateur hydraulique se fait en tenant compte des propriétés physico-mécaniques des roches.

Les perforateurs hydrauliques contemporains possèdent un poids assez important qui varie pour la plupart de 70 à 240 kg et rarement pour certains de 25 à 35 kg, une rotation indépendante de l'outil de forage. La fréquence des coups varie de 1500 à 12000 coups/mn, mais le plus souvent de 2000 à 3000 coups/mn. L'énergie par coups varie dans de larges limites 70 à 500 N.m, le couple de rotation de 160 à 500 N.m et la pression du liquide de travail de 15 à 20 MPa.

Pour l'augmentation de l'énergie du coup vers la conduite (forcée) il y a la connections de un ou deux accumulateurs hydropneumatique qui améliorent le remplissage de la chambre de gauche du perforateur lors de la course de travail. Pour la conduite du trop plein, il est aussi relié un accumulateur préservant le perforateur des coups hydrauliques qui apparaissent lors de l'augmentation brusque de la pression du piston contre le liquide incompressible. Les accumulateurs ont une membrane qui sépare la chambre d'huile et celle de l'air.

Pour le bon fonctionnement des perforateurs, il est nécessaire de procéder à un bon lavage du trou par un jet d'eau.

Malgré les divers avantages qu'ils présentent, les perforateurs hydrauliques s'introduisent lentement dans l'industrie extractive pour différentes raisons:

- le changement de l'énergie et des entrainements de base des machines sur lesquelles sont montés les perforateurs (chariots, sondeuses, etc.) dont
 - la construction est plus complexe
 - l'exploitation de ces perforateurs exige un personnel d'entretien et de réparation hautement qualifié.
 - l'usure rapide des éléments d'étanchéité provoque la diminution du rendement.

- le prix de revient en utilisant le forage hydraulique est élevé de 14 – 18 % par rapport au forage pneumatique.

Malgré qu'ils assurent une plus grande vitesse de forage, les perforateurs hydrauliques consomment 28 % moins d'énergie par rapport aux perforateurs pneumatiques. Cette différence apparait à cause du plus grand rendement lors de la transformation de l'énergie pneumatique.

Cette transformation permet d'obtenir une économie d'énergie électrique de 52 à 71 % au profit de l'entraînement hydraulique. Certaines firmes avancent le chiffre de 78 % d'économie.

L'exemple à la figure **I.10** illustre la répartition de la puissance dans les machines pneumatiques et hydrauliques de forage.

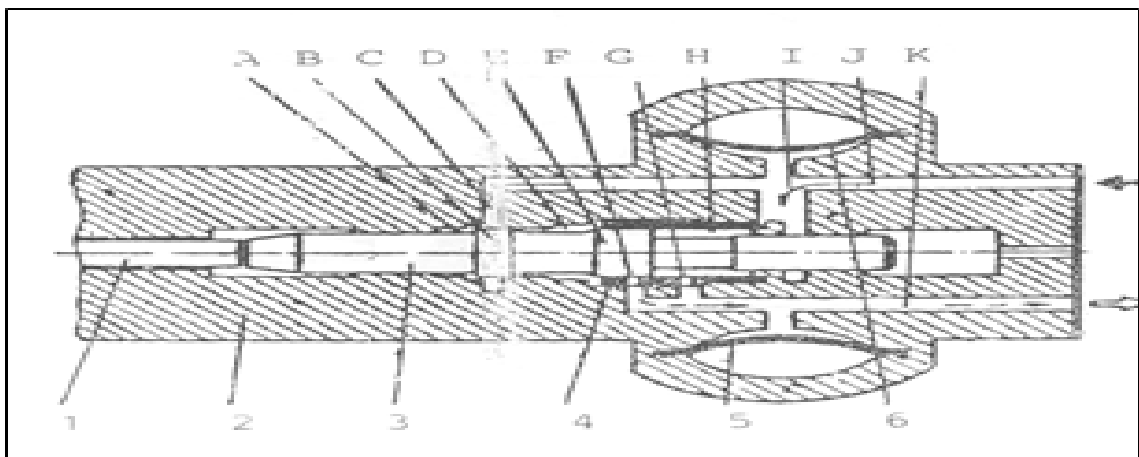


Figure .I.11. Principe de fonctionnement du perforateur hydraulique [47].

La figure **I.11** présente le principe de fonctionnement d'un perforateur hydraulique de la firme Tamrok, Finlande

Figure .I.10: répartition de la puissance dans les machines de forage hydrauliques et pneumatiques.

A. pertes de l'énergie lors de sa production ; **B.** pertes d'énergie lors de sa transmission ; **C.** pertes d'énergie lors de la mise en marche du perforateur ; **D.** énergie utile ; **E.** travail effectué

a) début de la course de travail ; **b)** début de la course à vide.

1. emmanchement du fleure ; **2.** corps ; **3.** Piston ; **4.** tiroir ; **5,6.** accumulateurs.

Au début de la course de travail (**figure .I.11 a**), le piston **3** se trouve à sa position initiale et le tiroir **4** dans le canal **J**, et de l'accumulateur **6** par le canal **I** entre dans la chambre droite **H** et agit sur le piston qui commence à se déplacer vers l'avant.

Sous l'action de la pression, une certaine quantité du liquide pénètre dans la chambre **A** en passant par le canal **C**, mais comme la surface est très réduite la force résultante agit vert la gauche. Le liquide de l'accumulateur hydropneumatique **5** sera écoulé vers l'extérieur par le canal **K**. juste avant le coup, l'anneau **B** du piston ouvre l'accès au liquide dans la chambre **D** et la pression des deux côtés du tiroir **4** devient égale. Etant donné que la surface gauche est plus grande, le tiroir se déplace vers la position arrière (**figure .I.11.b**) à ce moment la chambre **4** se relie par l'intermédiaire de l'orifice **G** avec le canal **K** et la pression diminue. Une partie du liquide pénètre dans l'accumulateur **5**. Quelque soit la chute de pression dans la chambre **H**, le piston sous l'effet de l'inertie acquise donne un coup sur l'emmanchement du fleuret **1** et le cycle recommence.

Lors de la course à vide figure .I.11.b le liquide sous pression pénètre dans les chambres **A** et **D** par le canal **C**. pendant que l'accumulateur **6** se charge, l'anneau **E** du piston ferme l'orifice **G** du tiroir, la chambre **H** est isolée de la conduite **K**. Au moment où l'anneau **E** ouvre le canal **F** du tiroir, la chambre **D** sera reliée avec le conduite **K**. l'anneau **B** en fermant la chambre **D** bloque l'accès du liquide. Comme la pression dans la chambre **D** diminue, le tiroir **4** se déplace à gauche et le liquide pénètre par le canal **J**. A ce moment les orifices **F** et **G** du tiroir se ferment, la chambre **H** se relie à la conduite forcée par le canal **J**, et le cycle recommence [**36**].

I.4.8.Exigences d'exploitation des perforateurs :

La grande productivité des perforateurs est assurée uniquement lors d'une exploitation rationnelle et un entretien planifié. Les règles fondamentales d'exploitation sont les suivantes :

- le perforateur doit travailler au régime optimal
- l'air comprimé ne doit pas contenir des particules mécaniques et de l'eau. C'est la raison pour laquelle avant le raccordement du perforateur avec les flexibles il est nécessaire de souffler ce dernier

-l'emmanchement du fleuret doit être bien fabriqué et ses dimensions doivent correspondre aux dimensions de la douille tournante du perforateur. son traitement thermique doit être effectué selon les exigences prévues

-assurer un fonctionnement progressif au perforateur et éviter le démarrage à vide

-le taillant (couronne) doit correspondre en forme et en dimensions au caractère de la roche

-les perforateurs doivent être complétés de béquilles ; de graisseurs automatiques et de chariots antivibratoire (pour les perforateurs à main)

-l'eau doit être propre et à quantité suffisante

-les boulons doivent être serrés avec le même effort

-les perforateurs en réserve doivent être bien conservés. Avant leur mise en fonctionnement, ils doivent être nettoyés au gas-oil et contrôler [37].

Conclusion :

Il existe trois modes de forage : rotatif, roto-percutant et percutant, ce dernier est important concernant de notre étude.

Le forage percutant est très répandu lors de l'exploitation du gisement de minerais, et le forage est réalisé par les marteaux perforateurs.

Les marteaux perforateurs sont destinés au forage des trous de mines dans les formations très dures, dures et moyennes. Utilisent souvent dans les mines souterraines, dans les exploitations à ciel ouvert et dans le domaine de la construction. Peut classer les perforateurs selon les paramètres suivants : le poids, l'énergie utilisée et la destination.

Chapitre : II

*Les propriétés physico mécaniques des
roches à abattre*

Introduction :

La partie extérieure de l'écorce terrestre renferme des roches qui se composent des minéraux utiles et de stériles.

On appelle minéral, un corps pur naturel de composition chimique définie pouvant comporter un ou plusieurs éléments utiles. Les roches qui sont une association naturelle de plusieurs minéraux jugés non valorisables constituent les stériles.

Un minerai est une roche présentant une concentration élevée en minéraux utiles, il peut contenir également des minéraux sans valeur qui constituent gangue.

La gangue est un minéral ou une roche sans valeur associée aux minerais.

Les caractéristiques physicomécaniques des minéraux et des roches encaissantes influent considérablement sur le choix des méthodes d'exploitation de la conduite des travaux miniers et des engins des principaux processus.

II.1. Les principales propriétés physico-mécaniques des roches :

Sont les suivantes

- **Densité :** c'est la masse de l'unité de volume de la roche en phase solide, elle s'exprime en g/cm^3 ou en t/m^3 dépend de la composition chimique ainsi que de la structure ;
- **Stabilité :** c'est la capacité des roches de rester en place durant longtemps lorsque la surface est dégagée suivant le degré de stabilité les minerais et les roches encaissantes se répartissent en groupes suivants :
 - Roche instables (sable friable) ;
 - Stabilité moyenne (argile sableuse, argile) ;
 - Roches stables (calcaire, grès fissurés) ;
 - Roches très stables (granite, basalte et d'autres roches dures) ;

La stabilité des bords des carrières et des talus des gradins est une des conditions principales de la sécurité des travaux miniers à ciel ouvert la stabilité est exprimée par l'ongle de talus naturel qui varie de 45° - 70° selon la nature de la roche ;

- **Coefficient de foisonnement** : il caractérise l'indice de l'augmentation du volume après l'abattage du massif, il est exprimé par la formule :

$$K_f = \frac{V_f}{V_m} > 1 \quad (\text{II.1})$$

Ou : V_f - volume des roches foisonnées, m^3 ;

V_m - volume des roches en massif, m^3 ;

Les grandes valeurs du coefficient de foisonnement influent négativement sur le degré de remplissage des godets des excavateurs et des chargeuses, l'utilisation de la capacité des bennes des moyens de transport et augmentent la surface nécessaire des terrils et des stocks.

- **Composition granulométrique** : elle caractérise la masse rocheuse foisonnée suivant le pourcentage des morceaux de différentes dimensions.
- **Adhésion (collage)** : c'est la capacité des roches de se coller à la surface des outils. Elle se manifeste lors d'une certaine teneur en eau dans les roches. Elle diminue le rendement des engins d'extraction et de chargement.
- **Solidité des roches ou dureté** : elle représente, l'une des propriétés essentielles. C'est la capacité de la roche de résister à la pénétration d'un autre corps.

Nous pouvons la déterminer selon le professeur Protodiakonov par la formule :

$$f = \frac{\sigma_{comp}}{30} + \sqrt{\frac{\sigma_{comp}}{3}} \quad (\text{II.2})$$

Toutefois, il faut remarquer que le coefficient de dureté et la classification du tableau 1.1, découlant des formules suscitées n'est pas toujours valable, vu la complexité des processus modernes de l'industrie minière.

Cet indice élaboré en 1926 ne tient compte que de la résistance à la compression σ_{comp} des roches en MPa, conditions suffisantes, vu la technologie de l'époque.

Actuellement, avec la modernisation des processus technologiques, il est nécessaire de tenir compte de beaucoup d'autres facteurs intervenant dans les différents processus tels que, les efforts à la traction, au déplacement ou au cisaillement qui apparaissent lors de la destruction des roches.

Abrasivité : c'est la propriété d'user les organes de travail des machines minières en contact avec la roche. L'abrasivité de la roche dépend en général de son état et de sa composition minéralogique. L'indice d'abrasivité, c'est la perte du poids de l'outil en milligramme en contact avec la roche pendant le travail. Selon l'indice d'abrasivité, les roches sont divisées en 8 catégories.

- **Formabilité :** l'efficacité du forage des trous de mines, déterminée par la vitesse de forage. Cette dernière dépend : des propriétés de la roche de se détruire sous l'action de l'outil, de son type et de sa forme ; de l'effort et de la vitesse de l'outil au fond du trou ; du diamètre et de la profondeur du trou ; du procédé et de la vitesse d'évacuation des déblais gênant la destruction des roches. Ces facteurs permettent de déterminer les paramètres technologiques des machines de forage.

La comparaison des roches soumises à la destruction mécaniques à partir de l'indice de formabilité, peut être déterminée selon l'académicien v. Raïevski par l'expression :

$$I_f = 0.07(\sigma_{\text{comp}} + \tau_{\text{dépl}}) + 0.7\delta \quad (\text{II.3})$$

σ_{comp} : Contrainte à la compression de la roche, $\sigma_{\text{comp}} = 34 \text{ _ } 450 \text{ MPa}$;

$\tau_{\text{dépl}}$: Contrainte au déplacement (cisaillement) de la roche, $\tau_{\text{dépl}} = 0.01 \text{ _ } 75 \text{ MPa}$;

δ : Densité de la roche, $\delta = 1.2 \text{ _ } 4.8 \text{ t/m}^3$.

Selon l'indice de formabilité, les roches sont divisées en cinq (05) classes comprenant chacune cinq (05) catégories :

Tableau II.1 : caractéristiques de la formabilité des roches [49].

classes	I_f	Formabilité
1	1 - 5	Très facile
2	5.1 - 10	Facile
3	10.1 - 15	Moyenne
4	15.1 - 20	Difficile
5	20.1 - 25	Très difficile

Les roches ayant l'indice $I_f > 25$ sont hors catégories.

La résistance spécifique $\bar{\sigma}_{f.m}$ des roches détruites par l'outil à molettes est déterminée à partir des paramètres mécaniques selon l'expression :

$$\bar{\sigma}_{f.m} = 0.5(\bar{\sigma}_{comp} + \tau_{dépl}) , \text{MPa} \quad (\text{II.4})$$

L'efficacité du forage thermique est caractérisée par la disposition des roches à la destruction thermique fragile.

Elle dépend de la structure et des propriétés mécaniques, élastiques et thermo physiques des roches. Ces propriétés déterminent le flux thermique et la température nécessaire pour la destruction de la roche.

Le forage thermique est caractérisé par son indice I_{ft} ($\text{en } \text{Cm}^3/\text{Cal}$) et la température de destruction T_{dt} ($\text{en } ^\circ\text{C}$) :

$$I_{ft} = \frac{\beta_t \cdot E}{\bar{\sigma}_{trac} \cdot C_c} ; \quad (\text{II.5})$$

$$T_{dt} = \frac{1.5 \bar{\sigma}_{comp} (1 - \nu)}{\beta_t \cdot E} \quad (\text{II.6})$$

Où : β_t - coefficient de dilatation linéaire thermique de la roche, $1/^\circ\text{C}$;

E - module de young, Pa;

C_c - capacité thermique volumétrique de la roche, $\text{Cal}/\text{Cm}^3 \cdot ^\circ\text{C}$

ν - coefficient de poisson, $\nu = 0.2 - 0.4$;

$\bar{\sigma}_{trac}$ - contrainte à la traction de la roche, Pa, $\bar{\sigma}_{trac} = 0 - 43 \text{ MPa}$.

L'indice I_{ft} caractérise le volume de la roche détruite par une unité de chaleur. Sa variation est de 0.65 dans les roches facilement forées à 0.1 dans les roches difficilement forées.

Indice de destruction : comme base comparative de la difficulté de destruction des roches dépendant uniquement des propriétés mécaniques, l'académicien V.raĭevski recommande l'indice de destruction relatif suivant :

$$I_d = 0.05 C_f (\bar{\sigma}_{comp} + \bar{\sigma}_{trac} + \tau_{dépl}) + 0.5\delta \quad (\text{II.7})$$

Où : C_f - coefficient tenant compte de la fissurée du massif. Il peut être déterminé par le rapport :

$$C_f = \left(\frac{V_e}{V_m} \right)^2, \quad (\text{II.8})$$

V_e : vitesse de propagation des ondes dans l'échantillon, m/s ;

V_m : vitesse de propagation des ondes dans le massif, m/s ;

Selon l'indice de destruction, les roches fragmentées par le procédé mécanique sont divisées en cinq (05) classes :

Tableau II.2 : caractéristiques de destruction des roches [50].

classe	I_d	Destruction
1	1- 5	Facile
2	5.1 – 10	Moyenne
3	10.1 – 15	Difficile
4	15.1 – 20	Très difficile
5	20.1 – 25	Excessivement difficile

Les roche ayant $I_d > 25$ sont hors catégories.

II.2.Procédés de détermination des propriétés mécaniques des roches :

Pour la détermination des indices mécaniques des roches on utilise généralement les méthodes de destruction. Pour cela, il est nécessaire de déterminer les dimensions et la forme des échantillons à examiner, la vitesse et le procédé de chargement.

Parmi les méthodes de détermination des propriétés mécaniques des roches, existent les méthodes basées sur la fragmentation et la pénétration d'un corps solide dans le massif. Ces deux méthodes ont trouvé une grande application dans la pratique.

II.2.1. Procédés de destruction de la roche par arrachement d'un élément :

Ce procédé utilise un poinçon avec un grand diamètre (jusqu'à 100 mm) qui pénètre dans l'échantillon à examiner (fig. II.1).

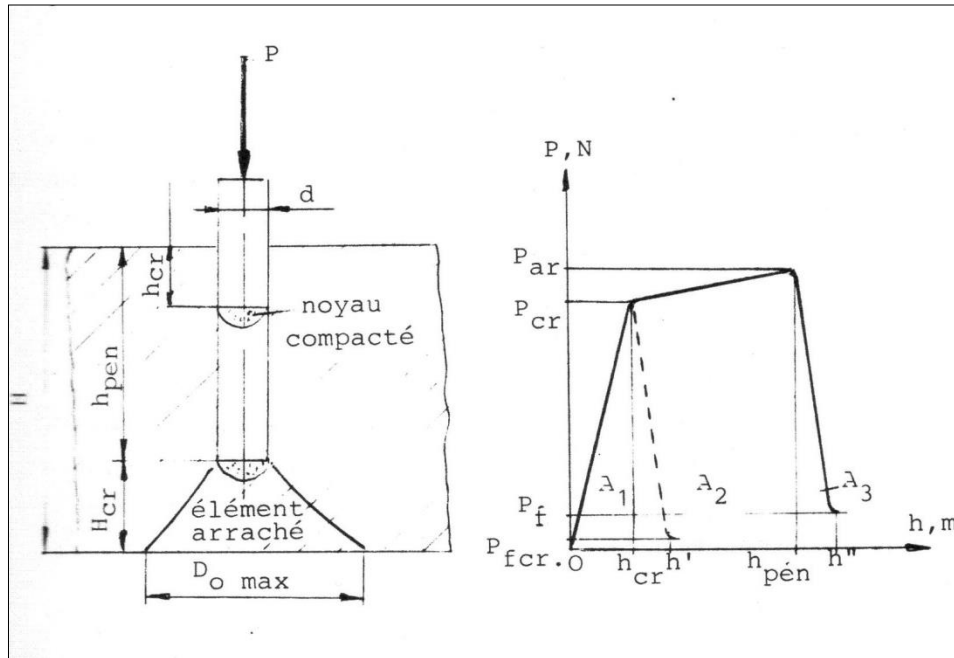


Fig II.1 : procédé de destruction de la roche par arrachement d'un élément [51].

Lors de la pénétration à une profondeur h_{Cr} , on aboutit à la formation d'un noyau de matériau bien compacte. La force de pénétration atteint sa valeur critique P_{Cr} , suffisante pour arracher un élément de diamètre $D_{o\max}$ et de hauteur H_{Cr} .

Le poinçon doit traverser la distance $h_{pén} - h_{Cr}$, tout en s'approchant de la surface libre à la distance H_{Cr} . Cette distance est constante pour des conditions d'essais bien définies dans une roche ayant les propriétés physico mécaniques données.

Dans la zone $h_{pén} - h_{Cr}$, la résistance augmente uniquement lors de l'accroissement des forces de frottements entre le poinçon et la roche jusqu'à la valeur P_f .

Par conséquent, le travail A d'un cycle d'arrachement du matériau se présente comme suit :

$$A = A_1 + A_2 + A_3 \quad (\text{II.8})$$

Où A_1 - travail nécessaire pour la création d'un noyau bien compacté, dont la contrainte spécifique est égale à celle de destruction :

$$A_1 = \int_0^{h_{Cr}} P. dh \quad (II.9)$$

A_2 - travail nécessaire pour la dispersion du matériau dans le sens du poinçon et son déplacement dans l'échantillon :

$$A_2 = \int_{h_{Cr}}^{h_{Pén}} P. dh \quad (II.10)$$

Le travail A_2 n'est pas effectif, mais il est nécessaire afin que les facteurs extérieurs (d et H) aboutissent à leurs valeurs critiques dans les conditions données (propriétés physicomécaniques de la roche) ;

D - diamètre du poinçon ; m ;

h - épaisseur de l'échantillon, m

A_3 - travail nécessaire pour arracher l'élément ;

$$A_3 = \int_{h_{Cr}}^{h'} P. dh = \int_{h_{Pén}}^{h''} P. dh \quad (II.11)$$

Connaissant les grandeurs A_1 , A_2 et A_3 , on peut apprécier l'efficacité de la destruction par l'expression :

$$\eta_0 = \frac{A_1 + A_3}{A_1 + A_2 + A_3} \quad (II.12)$$

Ces essais permettent d'établir le rapport entre les travaux à différentes étapes du processus d'arrachement égal au rapport des contraintes de destruction à la compression $\bar{\sigma}_{comp}$ et à la traction $\bar{\sigma}_{trac}$ qui est constant pour un matériau :

$$\frac{A_1}{A_3} = \frac{\bar{\sigma}_{comp}}{\bar{\sigma}_{trac}} = cte \quad (II.13)$$

Le processus de destruction par arrachement des divers matériaux caractérisent essentiellement par trois grandeurs constantes, qui sont des indices associés aux propriétés physico-mécaniques des roches, notamment :

C – se détermine à partir du rapport de la contrainte à la compression $\bar{\sigma}_{comp}$ et celle à la traction $\bar{\sigma}_{trac}$:

$$C = \frac{\bar{\sigma}_{comp}}{\bar{\sigma}_{trac}} = \frac{D_{omax} - d}{d} \quad (II.14)$$

C_1 - se détermine à partir du rapport de la contrainte à la compression σ_{comp} et celle de déplacement $\tau_{dépl}$

$$C_1 = \frac{\sigma_{comp}}{\tau_{dépl}} = \frac{H_{Cr}}{d} \quad (II.15)$$

C_2 - se détermine à partir du rapport de la contrainte de déplacement $\tau_{dépl}$ et celle de traction

σ_{trac} :

$$C_2 = \frac{\tau_{dépl}}{\sigma_{trac}} = \frac{D_{omax}-d}{H_{Cr}} \quad (II.16)$$

La dépendance entre les trois grandeurs s'exprime par la relation :

$$C = C_1 \cdot C_2 \quad (II.17)$$

II.2.2. Procédé de broyage :

Ce procédé se base sur l'hypothèse de Ralinguer et la loi de Kirpitchov- Kik.

Selon l'hypothèse de Ralinguer, l'énergie dépensée pour le broyage de la roche est proportionnelle à la nouvelle surface formée. Selon la loi de Kirpichev-Kik, les dépenses d'énergie pour le broyage des échantillons de formes géométriques identiques et de composition homogène est proportionnel aux volumes broyés.

Dans le cas général, le travail du broyage sera :

$$A = K_1 \cdot S + K_2 \cdot V \quad (II.18)$$

Où : K_1 et K_2 : coefficients de proportionnalité ;

S : nouvelle surface formée, en m^2 ;

V : volume du matériau broyé, en m^3 ;

L'appareil de mesure (figure II.2) se présente sous forme d'un tube dans lequel sont introduites cinq portions du matériau dont la masse totale est de 50 à 80 grammes avec une masse de chaque morceau supérieur à 10 grammes chaque portion se trouvant dans le tube est broyée par la chute d'une masse de 2.4 kg de 600 mm de hauteur. Le déblais formé se mélange et se trie à travers un crible d'orifice carré de 0.5 mm de côté. Ainsi, on mesure la hauteur L des déblais. D'après les dimensions données de l'appareil, le coefficient de dureté d'après l'échelle du professeur protodiakonov est :

$$f = \frac{103}{L} = 20 \frac{n}{L}$$

Où n : est le nombre des chutes de la masse.

Ce procédé est recommandé lors de l'utilisation des roches tendres.

II.2.3.Procédé du Dor NII :

ce procédé s'utilise pour l'établissement des propriétés mécaniques des roches sur surface horizontale du massif ; c'est pourquoi son utilisation est surtout meilleure en carrière.

L'essai consiste à la chute d'une masse 1 de 2.5 kg d'une hauteur de 400 mm sur la collerette 2 de la tige 3 (figure II.3) ce qui permet la pénétration de la queue 4 dans la roche. Les propriétés mécaniques de la roche sont déterminées à partir du nombre de coups nécessaires pour la pénétration de la queue de la tige jusqu'à la collerette.

Il a été établi, qu'il existe une dépendance directement proportionnelle entre le nombre de coups n et la résistance à l'excavation r_{ex} rapportée à une unité de la section du copeau ou à une unité de la longueur du contour coupé K_e . dans ces cas les chercheurs Kovriguin et Tchoudnovski proposent l'utilisation des expressions suivantes :

$$r_{ex} = (1.6 + 0.08 n) 10^5 \quad ; \text{pa} \quad (\text{II.20})$$

$$r_e = (28 + 1.37 n) 10^3 \quad ; \text{N/m} \quad (\text{II.21})$$

Pour aboutir à des résultats exacts, il est nécessaire à ce que la tige soit perpendiculaire à l'horizontale.

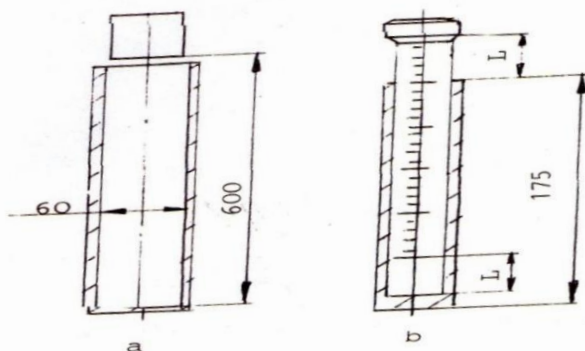


Figure II.2.procédé de broyage

- a) Tube pour broyage
- b) Mesure du volume

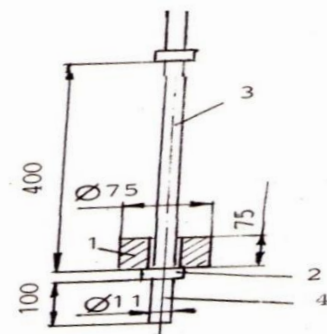


Figure II.3. procédé de Dor NII

- 1. Mass ;
- 2. collerette ;
- 3. Tige ;
- 4. Queue

Ce procédé est répandu, pour l'appréciation de la compacité du revêtement des routes et des résistances spécifiques à l'excavation dans les carrières.

II.2.4.Procédé du professeur Baron .L :

Ce procédé permet de déterminer l'abrasivité des roches. Il se base sur l'usure de la face inférieure du front d'une tige en acier qui tourne autour de son axe sur une surface non usinée de l'échantillon de roche.

Cette essai est réalisé à partir d'un montage (figure II.4) composé : d'une perceuse classique et d'un étau. Sur le mandrin 5 de la perceuse est fixée une tige 4 de diamètre 8 mm. pendant la rotation de la tige à une vitesse de 400 tr/mn et sous l'action d'un effort axial de 15 kg sur une surface horizontale de l'échantillon durant 10 mn.après ce premier essai, la tige revient vers l'autre extrémité. et l'opération recommence.

Il est à signaler, que les mesures du poids de la tige doivent être réalisées avant et après chaque essai. la valeur finale de l'abrasivité est donnée par la moyenne arithmétique des deux essais.

L'indice d'abrasivité de la roche présente la diminution du poids de la tige en mg, mesuré à l'aide d'une balance de précision 0.1 mg.

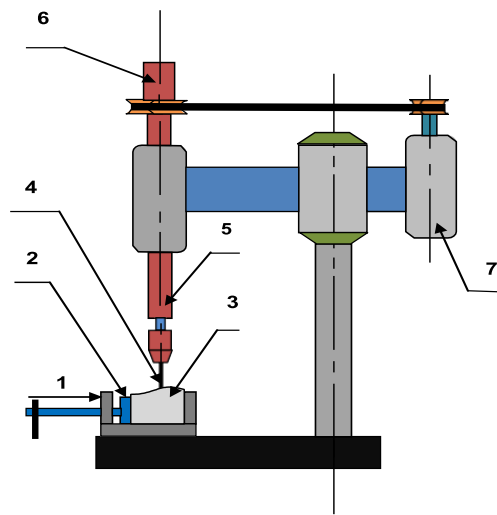


Figure II.4.: appareil de détermination de l'abrasivité des roches [52].

- 1.étau mécanique ; 2. Calles en bois ; 3. Echantillon de roche ; 4. Tige ; 5. Mandrin ; 6. Masse supplémentaire ; 7. Moteur électrique.

II.3. Propriétés de la roche dominante affectant le taux de pénétration de forage percutante :

Perceuses à percussion ont été largement utilisés dans les ouverts mines à ciel, les carrières et les chantiers de construction. Une précision estimation du taux de forage contribue à rendre plus efficace la planification des projets de travaux d'excavation de roche. La formabilité des roches dépend principalement des variables opérationnelles et caractéristiques des roches. Les Variables opérationnelles connu sous le nom des paramètres de réglages sont la vitesse de rotation, poussée, la fréquence de soufflage et de rinçage. Les propriétés de la Roche et les conditions géologiques sont les paramètres non contrôlée. Dans cette étude, le taux de pénétration des exercices de percussion ont été mesurés dans le domaine et les roches ont été testés à la fois sur le terrain et en laboratoire.

Ensuite, le taux de pénétration a été corrélé avec les propriétés de la roche pour le développement d'équations fiables afin de permettre aux ingénieurs de prévoir le taux de pénétration à partir des caractéristiques de roche.

II.3.1. Des recherches antérieures

De nombreux chercheurs ont étudié théoriquement ou expérimentalement le forage par percussion, et corrélé les taux de pénétration de forage percutante avec les différentes propriétés de la roche. Hartmann [38,39] effectué des tests de chute et d'études a proposé un modèle de forage à taux intégrant le volume de trou bits produite dans l'épreuve de chute comme le paramètre qui ont exprimé le comportement de la roche sous l'action de bit foré. Protodiakonov [40] décrit le coefficient de résistance de la roche (CRS) de test utilisée comme une mesure de la résistance de la roche par l'impact. Le test de CRS était alors, modifié par Paonne et al. [42], Tandanand et ronger [43], et Rabina et Brook [44,45]. Paonne et al. Menée travaux de recherche sur les études de forage à percussion dans le domaine. Ils ont conclu que la force de compression uni axiale (UCS), résistance à la traction, dureté Shore et statique Le module de Young corrélé assez bien avec pénétration des taux dans neuf roches dures et abrasives.

La corrélation a été obtenue beaucoup mieux en utilisant un coefficient de résistance de la roche (CRS). Tandanand et Under a obtenu des relations simples entre les CRS et de résistance à la compression. Rabina et Brook a utilisé l'appareil de test modifiés afin de déterminer l'impact de roche numéro de la dureté et développé une équation empirique pour

prédire les taux de forage pour les deux DTH et de drifter perceuses. Ils ont également déterminé la superficie de forage boutures et constaté qu'il n'y avait pas de corrélation entre la surface des déblais de forage et les taux de pénétration au fond du trou foré.

Les premiers travaux effectués sur forage ont été examinés dans détail par Maure [46]. Il a conclu que, comme les perceuses sont chargés, à la fois de traction et de résistance au cisaillement sont produites en la roche près de la mèche et en raison soit de traction ou de cisaillement peut se produire, selon lequel la force est première fois dépassé. Plusieurs modèles, qui sont proposées, sont simplifiées en raison de la complexité dynamique de forage dans la roche. Hartmann [47] et Gird [48] ont étudié les rôles de l'indexation, l'influence des trous adjacents sur l'autre en forage. Bailey [49] ont étudié les systèmes d'impact d'une famille de conventionnels fond de trou exercices pour l'optimisation des systèmes de percussion. Semler- Olsen et Blenheim [50] réalisée forage à percussion essais sur le terrain en utilisant l'équipement de forage léger avec un ciseau bits. Ils ont trouvé une bonne corrélation entre la pénétration taux et l'indice du taux de forage (DRI) et a exprimé les propriétés des roches qui sont importants dans le forage en dureté, la résistance, la fragilité et l'abrasivité. Selim et Bruce [51] a effectué expérimentaux le forage percussif sur neuf roches dans le laboratoire. Deux foreuses ont été utilisées dans les expériences. La foreuse inclus dans cette étude a été 6,67 cm-alésage de type monté sur béquille. Le forage a été dos de fusil-bar-rotation de la machine et le bit de diamètre a été limité à 3,81 bits de cross cm. Ils corréler les taux de pénétration avec force, en traction compression force, dureté Shore, la densité apparente, statique et dynamiques module d'Young, module de cisaillement, coefficient de résistance de la roche (CRS) et le pourcentage de quartz et d'établie linéaires équations prédictives.

Hustrulid et Firmus [52,53] d'abord effectué une détaillée étude théorique et expérimentale de le forage par percussion du rock. Puis, ils ont appliqué le modèle au forage percussif réel [54]. Hakalehto [55] rapporté les résultats expérimentaux de forage par percussion réelle. Il a déclaré que le taux de pénétration dépend principalement sur l'énergie utilisée pour fracturer la roche sous la perceuse bits. Bien que l'énergie qui est transmise élastique à la roche est généralement jugé négligeable, en certains types de roches dans cette enquête de l'élastique d'énergie est une quantité considérable de l'énergie totale transféré à la roche.

Dutt [56] a développé une théorie de la percussion bits pénétration. Dans l'élaboration de la théorie qu'il suppose une modèle mathématique qui est basée sur certaines de ses

observations expérimentales. Schmidt [57] ont rapporté des caractéristiques de performance de deux organes de forage percutante monté sur un camion dans 25 types de roches. Le forage inclus dans cette étude était un norme non fixé ayant un alésage diamètre de 6,67 cm. Type Bit a été H-fil au carbure et le diamètre de bits a été de 5,08 cm. Schmidt corrélée le taux de pénétration avec force, en traction compression la force dureté Shore, densité, statique et dynamique Module d'Young, module de cisaillement, vitesse longitudinale, vitesse de cisaillement et le coefficient de Poisson. Il a constaté que seulement la résistance à la compression et ceux des propriétés hautement corrélée à elle, comme la résistance à la traction et de module d'Young, présentaient de bonnes corrélations avec le taux de pénétration.

Lund berg [58,59] a mené des enquêtes détaillées sur la mécanique ondulatoire de stress de forage percussif et a développé un programme de simulation micro-ordinateur [60]. Karlson et al. [61] a étudié expérimentalement l'efficacité d'un processus de percussion pour la fragmentation de la roche et les matériaux similaires. Ils ont simulé chaque test en utilisant un déjà développé un modèle unidimensionnel. Les résultats de simulations et de tests expérimentaux ont été trouvés d'accord aussi. Pan dey et al. [62] a effectué des forages tests dans le laboratoire avec Micro bit perceuse, la pleine échelle glisser-bit arrangement forage rotatif et percussion perçage arrangement. Ils ont étudié la performance des différentes méthodes de forage dans certaines roches indiennes et corrélé avec le taux de pénétration des propriétés des roches.

Truro et Spann [63] ont mesuré les taux de forage à l'aide 20 et 15 borehammers kW (Atlas Coco COP 1440 et COP 1238 ME) avec la documentation géologiques du front d'attaque. Ils corrélés spécifiques roches bon- les liens avec le taux de pénétration de forage percutante et a conclu que le taux de pénétration des expositions fortes logarithmiques relations avec le micro résistance à la compression et de traction. Il également introduit une propriété nouvelle roche appelée «travail de destruction »pour ténacité référant à formabilité et a trouvé une corrélation très significative entre la destruction travail et formabilité.

Karaman [64] ont développé des modèles taux de pénétration des rotatif, dans le trou et hydrauliques haut perceuses à percussion en utilisant de multiples analyses de régression curviligne. Zahra- l'homme [65] statistiquement étudié les relations entre les trois méthodes différentes de la fragilité et à la fois formabilité et broyabilité utilisant les données brutes obtenues des travaux expérimentaux de différents chercheurs. Il a conclu que chaque

méthode de mesure de la fragilité a son utilisation dans l'excavation de roche en fonction de pratiques utilité, à savoir une méthode de mesure de la fragilité montre bonne corrélation avec le taux de pénétration de percussion exercices, tandis que l'autre méthode ne fonctionne pas.

L'effet des discontinuités géologiques sur l'efficacité de la destruction mécanique de la roche est un point d'important, qui est en partie négligés dans la recherche des programmes. Une des principales conclusions faites par Truro [66] était que, résistance de la roche, la puissance de la perceuse grément, la forme du forage (balistiques ou sphérique), discontinuités géologiques et à l'usure bits sont significatifs facteurs affectant le taux de pénétration de percussion forage. Il a remarqué que le taux de forage augmentation de 25% lorsque l'espacement des joints diminue de 20 à 1 cm et augmente jusqu'au double lorsque l'espacement des joints devient plus spécialement dans les zones de faille. Les marteaux hydrauliques dans les marteaux Top, Top pneumatiques marteaux et descendre les méthodes de forage du trou. Hydraulique utilisés dans le forage offre des avantages spécifiques dans les transmission des forces et d'énergie et de la pénétration de taux de marteaux hydrauliques sont généralement supérieure considéré comme 50-300% plus élevés que ceux des méthodes de forage en compétition [67].

Il ya quatre principales composantes de la roche dans le forage percutant, l'alimentation, la rotation, les percussions et le rinçage. L'alimentation est utilisée pour maintenir le forage en contact de la roche. Le but de la rotation est de faire tourner les inserts en foré .Afin de fonctionner sur la nouvelle surface au fond du trou au chaque coup et donc atteindre un plus grand volume de trou impact par soufflé. Les trous ultérieurs sont volontairement formé à l'intérieur d'une distance critique des trous existants, qui est appelé indexation. Variables opérationnelles d'un sommet marteau sont définies dans la Fig. 1 [68]. Hartmann [69] a souligné que dans l'indexation, le coup des forces et de l'impact énergie appliquée à la roche par l'outil sont focalisés par les conditions aux limites, le champ de contrainte induit ils créent l'échec de roche prédominante dans le sens d'un précédent trou, la promotion de l'écaillage et produisant plus de volume du trou par la force ou de niveau d'énergie.

Le travail de pionnier sur l'étude théorique et expérimentale du forage percussif de la roche a été fait par et Aarhus [70]. Ils ont enquêté dans les transferts d'énergie en détail, dans le forage percussif, percer l'acier interface piston, les exigences de force de poussée et certains

commentaires ont été fait pour la conception par les normes de forage percutant Ils ont formulé l'expression suivante pour le Taux de pénétration:

$$PR = \frac{E_i f T_r}{A SE} \quad (II.22)$$

Où E_i : est l'énergie par coup (N m),

f : est la fréquence du coup (coup / min),

T_r : est le taux de transfert d'énergie,

A : est la surface du trou de forage (m²),

SE : est l'énergie spécifique
(N m/m³).

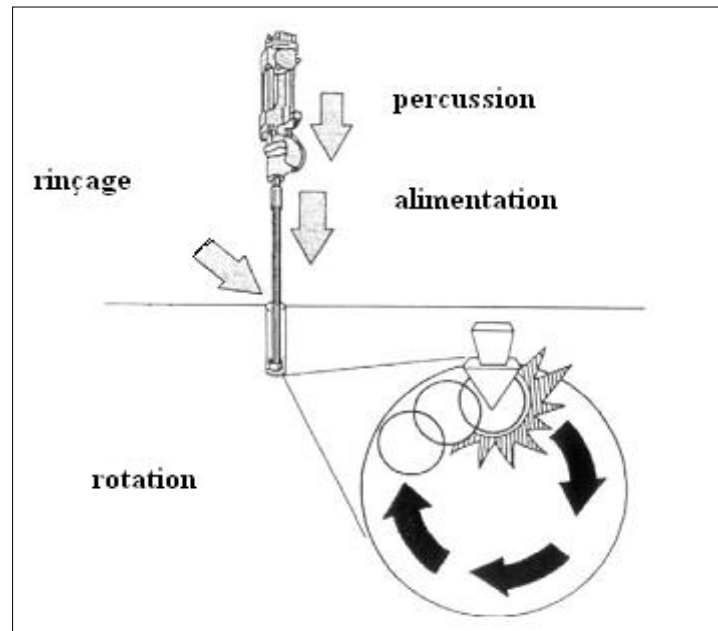


Figure. II.5 : Marteau haut de forage [63].

II.3.2.Considérations théoriques et pratiques

Perçage à percussion peut être divisée par l'énergie moyen de transmission utilisé par l'emplacement du forage L'équation ci-dessus montre que le taux de pénétration est proportionnelle à l'énergie et la fréquence coup deux coup, tout en étant inversement proportionnelle à SE: Pour marteaux hydrauliques, le nombre de coups / min varient d'un 1000 à 12 000 alors que l'énergie correspondante est soufflent dans le gamme de 30-70 kg m.

McCarthy [71] et Walkman et Suraski [72] a conclu que (bien que l'énergie spécifique est une tâche difficile paramètre à définir) l'expression ci-dessus (Eq. (II.21)) est une équation fiable pour estimer la prévision des taux de pénétration de marteaux dessus. McCarthy a souligné que l'énergie spécifique a des unités de $N \cdot m/m^3$ et réduit à N/m^2 , qui est dans le même ordre que la résistance en compression uni axiale. Par conséquent, en utilisant la résistance à la compression uni axiale à la place de l'énergie spécifique dans l'équation de taux de pénétration, une estimation précise des taux de pénétration le trou de forage peut être calculée. C'est un point important car, bien que le forage mécanique sont complexes, on devrait être en mesure d'examiner de première principes régissent ce propriétés des roches et donc l'échec quelles propriétés seront l'effet du taux de forage.

Le concept d'énergie spécifique a été proposé par Tale [73] comme un moyen rapide d'évaluer formabilité roche. Tale défini énergie spécifique que l'énergie nécessaire pour supprimer une unité de volume de roche. Cependant, une autre définition de l'énergie spécifique comme l'énergie requise pour créer une nouvelle surface a été faite par Patina et Misera [74]. Rabina [75,76] a conclu que spécifiques d'énergie en termes de volume unitaires ou nouvelle surface zone n'est pas une propriété fondamentale intrinsèques de la roche, paramètres de rupture ou de contrôler les paramètres de fonctionnement valeur numérique de l'énergie spécifique. Wasmes et Grantmyre [77] et Maghera et al. [78] étudie haute impactées énergie hydraulique a conclu que, pour une donnée d'énergie type de roche spécifique est proportionnelle aux racines inverse de l'énergie souffler. Destruction des roches, soit par perçage, découpage cassage et sciage a une certaine similitude mécanique. Énergie spécifique est un commun concept de destruction de roche qui régit l'efficacité de tout processus d'excavation de roche. Il est bien connu à partir travaux précédemment publiés de Roxborough [79] et Powell [80] que l'énergie spécifique de coupe est faite de roche manière significative par géométrie de l'outil, l'espacement de coupe, l'outil pénétration et les propriétés des roches. Ces vérifier ce qui précède arguments cités par Rabina [81]. Brook dans son article publié récemment [82] a conclu que le moment tests utilisés pour la force de roche n'indiquent pas l'énergie consommation, mais le rivage et les tests sont Brinell pertinentes. Cependant, l'énergie consommée est mieux prévisibles à partir d'un nouvel indice de résistance de la roche, appelé Brook dureté. Néanmoins si certains opérationnelle paramètres sont maintenus constants avec le même outil de coupe des conditions optimales de l'espacement des outils / profondeur de coupe rapport, il est évident que l'énergie

spécifique sera un lien direct fonction des paramètres de roche, comme indiqué précédemment par Coupure et al. [83].

Le point principal de l'argument ci-dessus vient à la façon dont de formuler Hughes énergie spécifique [84] et Mellon [85] démontré que l'énergie spécifique peut être formulé comme suivant:

$$SE = \frac{\bar{\sigma}_c^2}{2E} \quad (\text{II.23})$$

Où SE : est l'énergie spécifique,

E : est le module sécant de zéro à la charge à l'échec,

$\bar{\sigma}_c$: est la résistance à la compression de la rocher

Fermer et Grailly [86] et la piscine [87] en utilisant les mêmes concepts comme expliqué plus haut, a montré que pour une donnée puissance de machine à attaque ponctuelle, le taux d'excavation en m³ / h peut être prédit de façon significative en utilisant les valeurs énergétiques spécifiques donnée dans l'équation. (II.23). Ce fait souligne que la résistance à la compression de la roche doit être considéré comme l'un des les principales propriétés dans un modèle d'estimation le taux du forage. Toutefois, dans le forage rotatif ou dans la roche de coupe des outils de glisser à l'aide, résistance à la traction, résistance à la compression et la force de cisaillement sont les propriétés de la roche dominante comme expliqué par Evans et Pomeroy [88] et Nishimatsu [89].

Signala [90] ont souligné que la réduction du trou déviation est indispensable afin de minimiser les coûts d'exploitation et a déclaré que parmi les facteurs contrôlables avec un effet majeur sur la trajectoire écart trou, sont de poussée, couple et l'opérateur. La fonction principale de la poussée est pour maintenir bits de la roche et de garder contact avec la tige de forage joints fermés avant l'arrivée des impulsions de sorte que l'énergie les pertes sont réduites au minimum. Le couple est appliqué principalement aux passer inserts bits pour de nouvelles surfaces et simultanément à serrer forage articulations chaîne avant l'arrivée de l'arrière vagues [91]. Signala dérivée de la théorie suivante expression pour couple minimum nécessaire pour maintenir la rotation binaire constant. Il a trouvé un bon accord entre les valeurs réelles et théoriques.

$$\tau = \frac{F D}{3} \sqrt{\frac{R}{15 f \theta}} \quad (\text{II.24})$$

Où τ : est le couple de rotation bits,

F : est la poussée sur l'outil,

R : est le taux de pénétration,

f : est la fréquence de l'impact du piston,

D : est le diamètre de la mèche,

θ : est le diamètre de bouton.

Les considérations ci-dessus a montré que automatiques le contrôle des paramètres de forage peut être réalisé comme le roc changement de condition. Signala a conclu que son étude a permis au sous-intervalle de niveau LKAB-Kiruna mines

II.3.3. L'analyse de régression :

Les taux de pénétration ont été corrélés avec la roche propriétés en utilisant la méthode de régression des moindres carrés. L'équation de la droite de meilleur ajustement, la confiance de 95% limites, et le coefficient de corrélation (r) ont été déterminés pour chaque régression. Bien que la mécanique de forage sont complexes, l'un devrait être en mesure d'examiner à partir de principes d'abord ce les propriétés des roches régissent l'échec. Les considérations théoriques et pratiques examinées dans Section 3, a montré que, on s'attendrait à le Taux de forage d'être corrélée avec la résistance en compression, comme expliqué dans l'équation. (II.22).

Figure(II.6) donne la relation entre les taux de pénétration des marteaux dessus étudié avec les valeurs énergétiques spécifiques calculée à partir de l'équation. (II.23). Comme le montre cette figure il ya relation étroite entre deux variables, soutenant la considération théorique et pratique donnée dans la section 3.

Certains modèles théoriques dans le forage percussif et coupe rotatif supposer que la force de poussée et le taux de pénétration est liée au produit de la compression de roche la force et

la zone de projectiles outil. La relation linéaire entre le taux de pénétration et les valeurs UCS indiqué dans Fig. 3 vérifie ces considérations théoriques. Comme il est montré, il ya une relation inverse entre le taux pénétration et les valeurs UCS. L'équation de la ligne est

$$PR = -0.0079\sigma_c + 1.67, r = 0.97, \quad (\text{II.25})$$

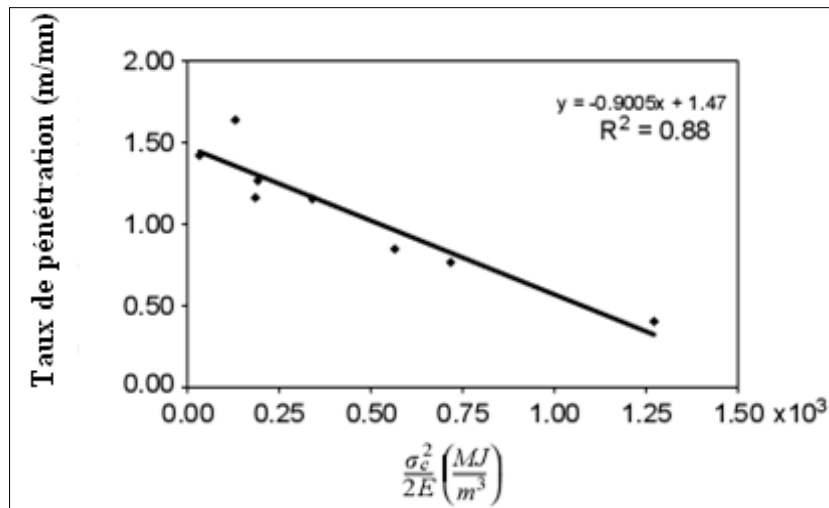


Fig. II.6 : Taux de pénétration par rapport de l'énergie spécifique théorique. (Pour le sommet
marteau ayant une puissance de 14 à 17,5 kW forage, la fréquence coup, 3000 - 6000 coups /
min, diamètre de la mèche, 76-89 mm).

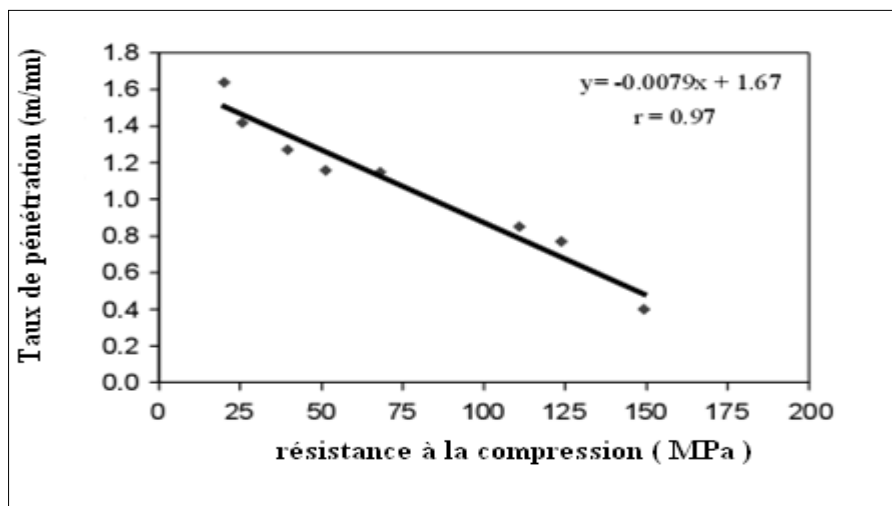


Fig. II.7 : Taux de pénétration par rapport résistance à la compression uni axiale.

Où PR : est le taux de pénétration (m / min),

σ_c : est le UCS (MPa).

Figure (II.8) montre le graphique du taux de pénétration par rapport à la résistance à la traction Brésilienne. Taux de pénétration des expositions une relation inverse avec la valeur de résistance à la traction. Comme il est montré, il ya une relation inverse entre pénétration des taux et les valeurs UCS. L'équation de la droite est :

$$PR = -0.083\sigma_t + 1.67, r=0.91 \quad (\text{II.26})$$

Où PR : est le taux de pénétration (m / min),

σ_t : est la Résistance à la traction brésilienne (MPa).

L'intrigue du taux de pénétration en fonction du module d'élasticité est montrée dans la Figure (II.9) La relation entre les taux de pénétration et de module élastique suit une relation linéaire fonction. L'équation de la ligne est

$$PR = -7 \times 10^{-5}E + 1.61, r=0.06. \quad (\text{II.26})$$

Où PR : est le taux de pénétration (m / min), E : est le module d'élasticité (MPa).

Comme indiqué dans la Fig. 6, il ya une relation linéaire entre le taux de pénétration et l'indice de charge ponctuelle. L'équation de la ligne est

$$PR = -0.096I_s + 1.60, r = 0.87. \quad (\text{II.27})$$

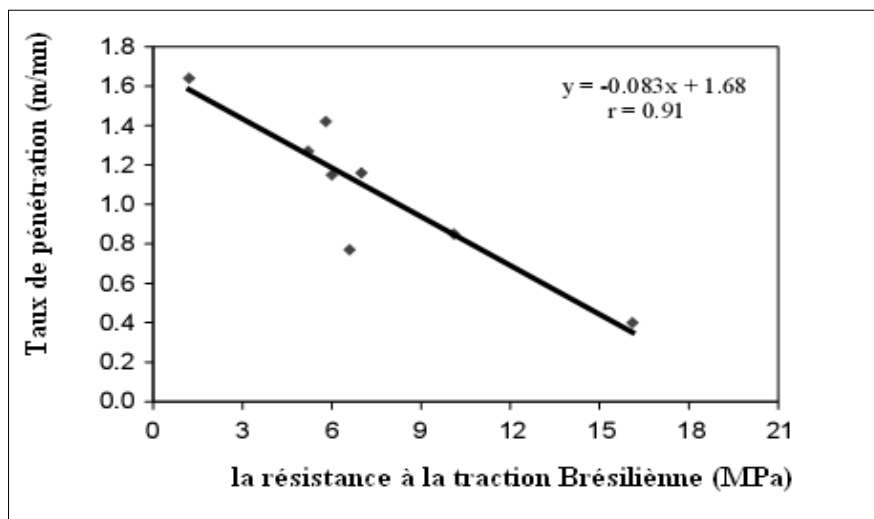


Figure II.8 : Taux de pénétration par rapport résistance à la traction brésilienne.

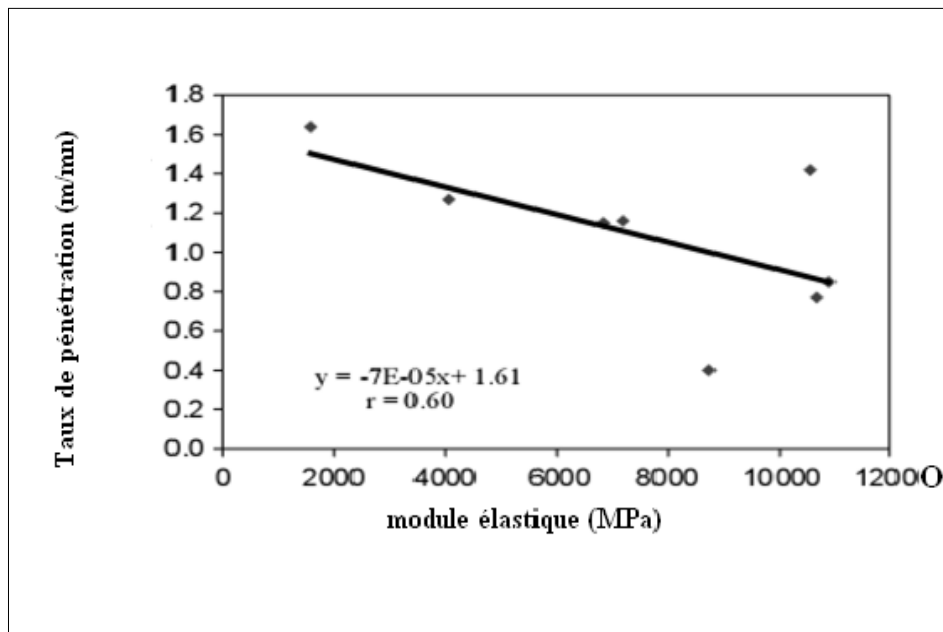


Figure II.9 : Taux de pénétration par rapport module élastique.

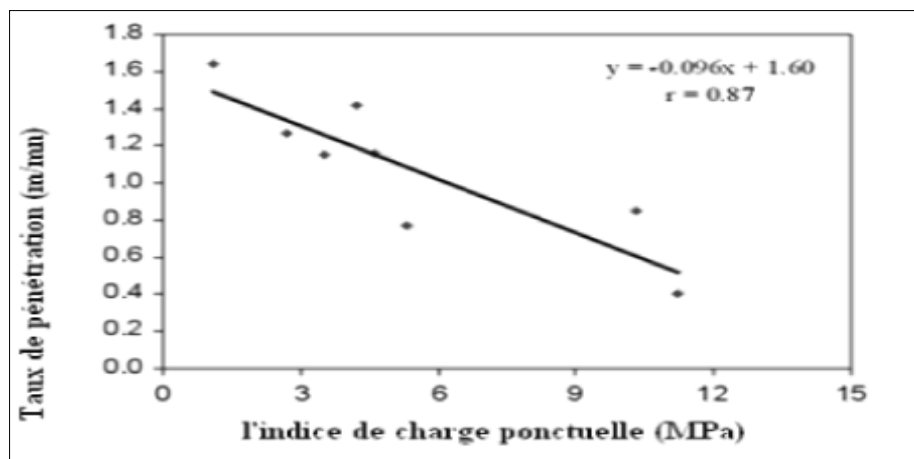


Figure II.10 : Taux de pénétration par rapport indice de charge ponctuelle.

II.4. Les différents types de la roche :

On distingue classiquement trois types de roche en fonction de leur processus d'élaboration :

- Les roches éruptives : volcaniques (basalte), plutonique (granite).
- Les roches sédimentaires.
- Les roches métamorphiques.

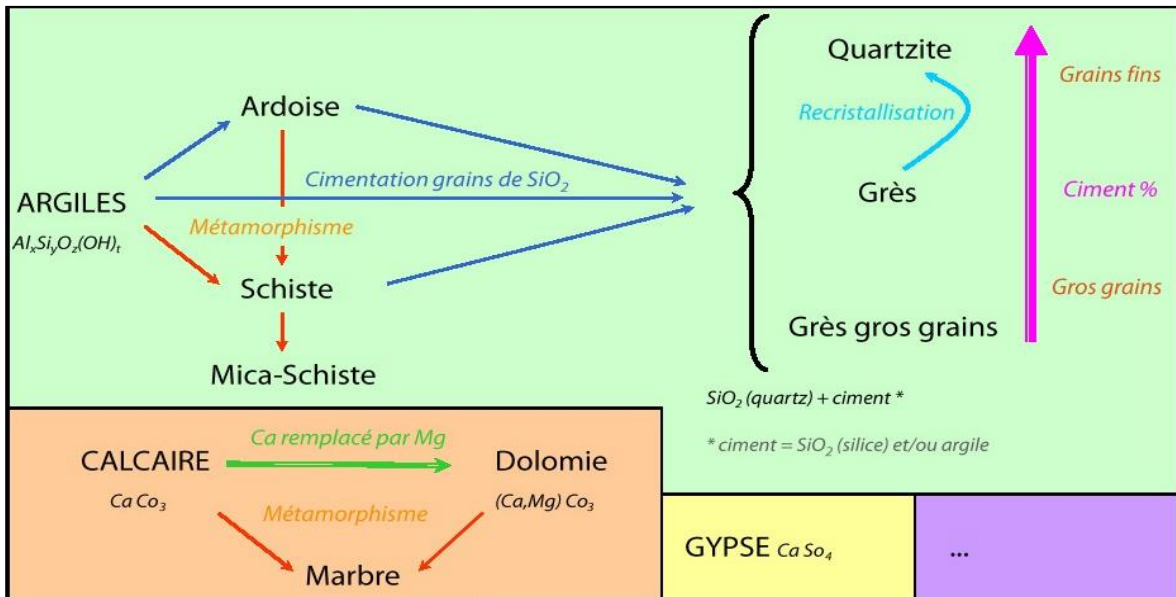


Figure II.11 : Les roches sédimentaires[92].

II.4.1. Les roches métamorphiques :

elles résultent des changements de texture et de composition de toute roche de surface ayant été enfouie à grande profondeur par le mouvement tectoniques. les plus connues sont le gneiss (dérivé du granite) ou encore le marbre (dérivé du calcaire) [93].

MARBRE GRIS FILFILA	
PROPRIETES PHYSICO-MECANIKES	
.Charge de rupture à la compression à sec :	1378 Kg / cm ²
.Charge de rupture à la compression après gélivité :	1026 Kg / cm ²
.Coefficient de saturation :	0,50 %
.Essai de résistance au choc :	56 (Kg / cm) / cm ³
.Essai de Résistance à L'usure :	0,719 G / cm ²
.Densité apparente :	1738 Kg / m ³
.Compacité :	88,7 %
.Porosité :	0,3 %
PROPRIETES CHIMIQUES	
.CaCO ₃	= 97,73 %
.MgO	= 0,99 %
.CaO	= 54,00 %
.Fe ₂ O ₃	= 0,22 %
.AL ₂ O ₃	= 0,56 %
.SiO ₂	= 0,90 %
.P. C	= 43,65 %
MARBRE RESEDA VERT FILFILA	
PROPRIETES PHYSICO-MECANIKES	
.Charge de rupture à la compression à sec :	949 Kg / cm ²
.Charge de rupture à la compression après gélivité :	1 047 Kg / cm ²
.Coefficient de saturation :	0,77 %
.Essai de résistance au choc :	83,50 (Kg / cm) / cm ³
.Essai de Résistance à L'usure :	0,996 G / cm ²
.Densité apparente :	2 717 Kg / m ³
.Compacité :	98,7 %
.Porosité :	1,3 %
PROPRIETES CHIMIQUES	
.CaCO ₃	= 97,22 %
.MgO	= 3,05 %
.CaO	= 51,05 %
.Fe ₂ O ₃	= 0,04 %
.AL ₂ O ₃	= 0,08 %
.SiO ₂	= 0,15 %
.P. C	= 44,26 %
MARBRE RESEDA MARRON FILFILA	
PROPRIETES PHYSICO-MECANIKES	
.Charge de rupture à la compression à sec :	949 Kg / cm ²
.Charge de rupture à la compression après gélivité :	1 047 Kg / cm ²
.Coefficient de saturation :	0,77 %
.Essai de résistance au choc :	83,50 (Kg / cm) / cm ³
.Essai de Résistance à L'usure :	0,996 G / cm ²
.Densité apparente :	2 717 Kg / m ³
.Compacité :	98,7 %
.Porosité :	1,3 %
PROPRIETES CHIMIQUES	
.CaCO ₃	= 97,22 %
.MgO	= 3,05 %
.CaO	= 51,05 %
.Fe ₂ O ₃	= 0,04 %
.AL ₂ O ₃	= 0,08 %
.SiO ₂	= 0,15 %
.P. C	= 44,26 %

Figure II.12 : les roches métamorphiques[93].

II.5. Généralité sur le marbre :

II.5.1. Définition :

Le mot « marbre » vient du latin « marmor ». Le marbre est une roche métamorphique « résultent de la transformation profonde à l'état solide de roche sédimentaires ou magmatiques préexistantes sous l'effet d'une augmentation de la température de la primitives », dérivé du calcaire. Existante une grande diversité de coloris, peuvent présenter des veines ou marbres (les veines et les coloris sont à des intercalations d'oxyde métallique, le plus souvent).

Aussi le marbre est un calcaire de haute densité, bien cristallisé, « le calcaire est constitué essentiellement de carbonates de calcium et de carbonate de magnésium (dolomie) leur origine est organique. Par accumulation de débris d'organismes marins (craies), ou de précipitation chimique. Ses couleurs proviennent souvent de la présence d'oxyde métallique, leurs couleurs et leurs duretés sont diverses mais ils se prêtent parfaitement au polissage grâce à leur teneur en calcite et dolomie[94]

Les marbres sont une famille de minéraux métamorphiques à base de calcite. Ils sont solides et homogènes. il existent plusieurs variétés du marbre tel que : le marbre blanc, le marbre rouge, le marbre vert, le cipolin et les ksars.

II.5.2. Les propriétés physicomécaniques des roches:

Les propriétés physicomécaniques des roches sont les suivantes : densité, masse volumique, porosité, humidité, absorption, résistance à la compression, à la traction et au cisaillement, élasticité, degré de saturation etc. Le tableau II.3 représente les différentes propriétés physicomécaniques de marbre de fil fila.

Tableau II.3: propriétés physico mécaniques [95].

Propriété physico mécaniques	Blanc	Gris	Réséda marron	Réséda vert
Charge de rupture à la compression à sec kg/cm ²	961	1378	949	949
Charge de rupture à la compression après gélivité kg/cm ²	966	1026	1047	1047
Coefficient de saturation %	0.87	0.50	0.77	0.77
Essai de résistance au choc (kg/cm)	40	56	83.50	83.50
Essai de résistance à l'usure G/m ²	1.82	0.719	0.996	0.996
Densité apparente kg/m ³	2684	1738	2717	2717
Compacité %	98.03	88.7	98.7	98.7
Porosité %	1.96	0.3	1.3	1.3

II.5.3. Variante du marbre dans la carrière de fil-fila :

Le marbre de fil-fila est constitué par les variétés suivantes : blanc, blanc veine de gris, gris clair, gris foncé, rubane verte (réséda vert), rubane a nuance marron (réséda marron).le marbre blanc représentant 44% de l'ensemble des réserves estimées par l'étude romaine en entend par blanc tout le marbre de tendance blanc gris.

II.5.4. Composition du marbre :

Il y a 98 – 99% calcite, il renferme de la pyrite, hématite, actioniste, galène et micas.

- **Calcite** : structure cristalline bien définie à grain moyen, couleur blanche, souvent incolore, parfois teintée de bleu. On trouve de la calcite sous forme de Druse (1-2cm), formée dans les fissures et la calcite bleue compose des nids de diamètre 2-3cm.

- **Pyrite** : deux types correspondants à deux générations :

-  Pyrite de la première génération ; transformé en pseudo morphes d'hématite.

✚ Pyrite de la deuxième génération ; sous forme de cristaux, dans les agrégats de pseudo morphe d'hématite où on observe des cristaux bien taillés.

- **Actinote** : développé comme une assise continue parsemée de cristaux radiés, couleur vert-clair à vert salé, se trouve dans la zone de contact de marbre avec les Sarins ; ce qui donne l'aspect schisteux de cette zone.

- **Quartz** : sous formes de cristaux, nids radiés, druses. Se développe avec la calcite dans les fissures à fort pendage, l'épaisseur du quartz varie entre 3 – 7cm avec une longueur de 5 à 200m.

- **Galène** : se trouve dans les fissures et dans le marbre gris-claire, formant des cristaux et des agrégats avec un diamètre de 1-2cm. Une ocre jaunâtre est fixée autour des cristaux de galène dans la surface.

- **Micas** : associé avec la pyrite et l'actinolite, sous forme de petits cristaux difficiles a distingué de la calcite à cause de leur transparence.

7) **Dolomies** : rarement pure, le plus souvent ce sont des marbres affectés d'un stade primaire de dolomitisation, relativement massives, à cristaux fins, couleur jaune claire, rosâtre à brun foncé en fonction du degré de dolomitisation et d'oxydation de Fer.

La dolomitisation du marbre est suivant les fissures horizontales orientées vers le Nord-Est.

L'association des processus de dolomitisation à la zone de contact et des marbres indique leur origine métamorphique plus ancienne.

II.5.5. Utilisation du marbre :

Il se prêt bien à la taille et très utilisé en construction. On en sculpture. On peut servir comme dessus de comptoirs pour la salle de bains n'est pas recommandé comme surface de comptoirs pour la cuisine.

Le marbre est très poreux, ce qui en contact avec certaine substance alimentaire provoquant sa détérioration. L'utilisation du marbre comme matériel décoratif a été vue pour les premières fois dans la construction intérieur des égalises.

Le marbre est aussi massivement utilisé pour fabrication du produit médicale (dentifrice), et les produits cosmétiques, certaines variétés des marbres sont utilisées dans la construction, la décoration intérieure et la création d'ornement, tel que les pieds de la lampe, les plateaux de table ou les parures de bureau. Finalement on peut dire que le marbre est l'un des substances utiles les plus courantes et les plus utilisables dans plusieurs domaines (architecture, sculpture, etc.) [95].

II.6. Particularités de l'application des machines à foré dans les conditions des carrières :

II.6.1. Propriétés physico-mécaniques des roches à abattre :

II.6.1.1. Analyse des propriétés physico-mécaniques des roches influant sur le processus de forage :

Il est difficile d'énumérer les diverses propriétés des roches qu'il est nécessaire de connaître lors de la résolution de divers problèmes pratiques, géologiques, minéralogique etc.

Le processus de forage dépend de plusieurs propriétés mais en premier lieu des propriétés mécaniques. On sait que la roche est caractérisée par plus de vingt constantes élastiques. Il est évident qu'au cours de l'exploitation des minéraux utiles il est impossible de tenir compte de toutes les propriétés des roches pour leur utilisation pendant la correction des régimes de destruction. C'est pourquoi il est nécessaire de trouver un indice qui permettrait de planifier les travaux miniers d'extraction et de déterminer les régimes rationnels de fonctionnement des machines minières, parmi ces propriétés l'indice du coefficient de dureté proposé par le professeur Protodiagonov M est le plus simple et le plus largement utilisé.

Lors de la détermination du coefficient de dureté, le coefficient de sa variation dans le massif dépasse 30 %.

CHRAINER a argumenté l'application d'une nouvelle caractéristique de la résistance de la roche qu'on appelle solidité (p_{ch}), elle est déterminée comme pression de contact moyenne lors de l'enfoncement de l'étampe dans l'échantillon de la roche. Bien que cette caractéristique donne le coefficient de variation égal à (10÷20) % elle n'a pas reçue une large application à cause des difficultés lors du traitement des échantillons ; étant donné que cette

caractéristique permet de tenir compte des tensions paraissant sur la couche superficielle de la roche ce qui caractérise le processus de forage.

Les résultats des recherches effectuées montrent que la combinaison des indices de la solidité et de l'abrasivité permet d'obtenir les paramètres de forage avec le coefficient de variation ne dépassant pas les 10%. Sur cette base nous pouvons déduire les conclusions suivantes :

- Pour l'obtention des données justes, il est nécessaire d'apprécier les roches d'après la résistance à l'empreinte- P_k et l'abrasivité $-a$,
- Il faut obligatoirement tenir compte de l'abrasivité si sa valeur dépasse 10mg,
- S'il est nécessaire d'obtenir une information rapide sur les propriétés mécaniques des roches, nous pouvons employer le coefficient de dureté. (f)

II.6.1.2. Propriété physico mécaniques de marbre :

❖ Poids spécifique	2,78 ;
❖ Poids volumique	2,763t/m ³ ;
❖ Porosité	2,13% ;
❖ Absorptions à l'eau	0,19% ;
❖ Résistance a la compression :	
• A l'état sec	704 Kg/cm ² ;
• L'état humide	676 Kg/cm ² ;

II.7.Effet de l'usure par abrasion sur les outils de forage :

II.7.1.Mécanismes d'usures :

Il y a plusieurs types de mécanismes d'usure et plus d'un mécanisme peut être présent ayant pour résultat des effets synergiques. Bien que la corrosion ne soit pas strictement un mécanisme d'usure, c'est un contribuant important au processus d'usure, Usure abrasif.

Les trois modes généralement admis de l'usure abrasive sont :

1. Deux corps, faiblement abrasif, provoque par l'action de forage ou de cisaillement des particules abrasifs glissant au-dessus des surfaces et enlevant des débris d'usure, sans réduire la taille du matériau rodant.

2. Deux corps, hautement abrasif, avec l'effet de l'impact causant perte de forage, de déformation et de matériel.
3. Trois corps, hautement abrasif, provoque par un solide abrasif entre deux surfaces dans le mouvement relatif qui porte les surfaces par une action de meulage, par le forage, la déformation et la rupture.

II.7.2. Détermination de la dureté, de l'abrasivité de la solidité et de la résistance à l'empreinte :

BARON et GLATMAN L. Ont proposé la méthode de la détermination de la résistance à l'empreinte P_k , cette méthode consiste en enfoncement de l'étampe sous la forme d'un tronc de cône sur la surface de la roche brute (non traitée) ; l'utilisation de cet indice comme critère de l'efficacité du processus de forage a permis de recevoir les valeurs des coefficients de variation qui ne dépassent pas zéro, cet indice est plus préférable par rapport au coefficient de dureté, mais ils existent les cas où le coefficient de variation reste considérable, une des causes consiste à ce que cet indice ne tient pas compte des capacités de la roche d'user l'outil de travail ; pour corriger cet inconvénient, BARON et KOUZNOTSOV ; ont proposé la méthode de l'application de cette capacité qu'on appelle abrasivité.

Les résultats des recherches effectuées montrent que le compte commun des indices solidité et abrasivité permet de recevoir les paramètres de forage avec le coefficient de variation ne dépassant pas 10%, donc on recommande pour recevoir les données les plus certaines d'apprécier les roches d'après deux caractéristiques résistance à l'empreinte et abrasivité ; il faut obligatoirement tenir compte de l'abrasivité si sa valeur dépasse 10mg, s'il est nécessaire d'obtenir l'information rapide sur les propriétés mécaniques des roches, on peut tenir compte ou employer le coefficient de dureté.

Les essais des roches sur l'abrasivité ont été réalisés d'après la méthodologie proposée par BARON L. et KOZNOTSOV. À l'essence de celle-ci consiste à frotter une tige d'acier sur la surface de l'échantillon de la roche, et à déterminer la perte de poids lors de l'expérience, donc le critère d'abrasivité est une perte sommaire du poids de la tige (en mg) durant 10 minutes de frottement entre la tige et la roche avec cela le frottement de la tige se fait avec la force de 15kgf et la vitesse de rotation 400 tr/min.

On fait des essais à l'aide d'un stand (figure II.13. a) l'éprouvette de la roche (1) serrée la garniture (3) d'un dispositif (2) a la facette supérieure horizontale.

Lors de l'essai une tige de mesure (4) fixée dans un mandrin (5) d'une machine à percer et descendre sur l'échantillon et on met en marche le moteur (7) de la machine-outil. La force axiale demandée est assurée par la charge (6).

La tige de mesure est fabriquée d'acier non trempée. Avant l'essai la tige est pesée à l'aide de la balance analytique avec la précision de 0,1mg.

Après avoir fait des essais durant 10mn, on déplace la tige de manière qu'elle soit tournée de l'autre bout sur la roche ; puis on connecte la machine pendant 10min.

L'indice d'abrasivité est calculé par la formule suivante :

$$a = \sum (P_{1i} - P_{2i}) / 2.N \quad ; \text{ mg} \quad (\text{II. 28})$$

Ou; N : Nombre d'essai de chaque échantillon.

P_{1i} : Poids initial de l'échantillon.

P_{2i} : Poids final de l'échantillon.

Après les essais réalisés on a obtenus les résultats suivants :

✚ Echantillon du minéral $a_m = 4\text{mg}$.

✚ Echantillon du stérile $a_s = 5\text{mg}$.

On comparant les résultats obtenus avec les recommandations de la classification proposée par BARON.

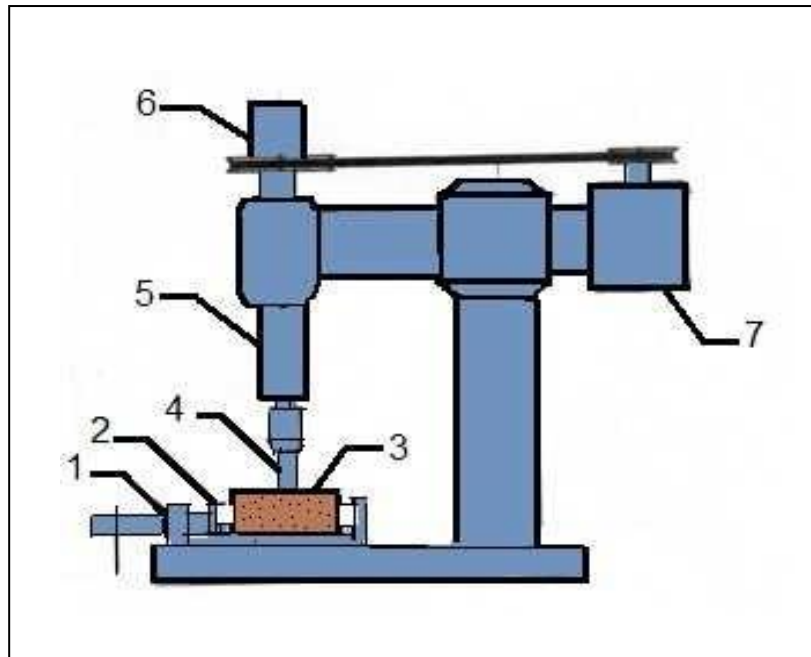


Figure II.13.a : Stand de la détermination de l'abrasivité. [59]

La détermination de l'indice de résistance à l'empreinte a été effectuée au moyen d'une presse mécanique la presse en question se compose d'une base où on installe tout l'équipement nécessaire de deux glissières le long desquelles se déplace un plongeur (3) sur la table supérieure de celui-ci on met un échantillon (4) qui est chargé par un étampe (5) fixé dans un dispositif de serrage (6) l'étampe (figure II.13.b) est fabriquée en acier trempé ; lors des essais on augmente la charge sur l'étampe jusqu'au moment de formation d'un poquet dans l'échantillon.

L'indice de la résistance à l'empreinte est calculé par la formule suivante :

$$P_k = \sum F_i / N.S \quad ; \text{ kgf/mm}^2 \quad (\text{II.29})$$

Où : F_i : Charge au moment de formation d'un poquet.

S : Aire de la section transversale de l'étampe.

N : Nombre d'essai de chaque échantillon.

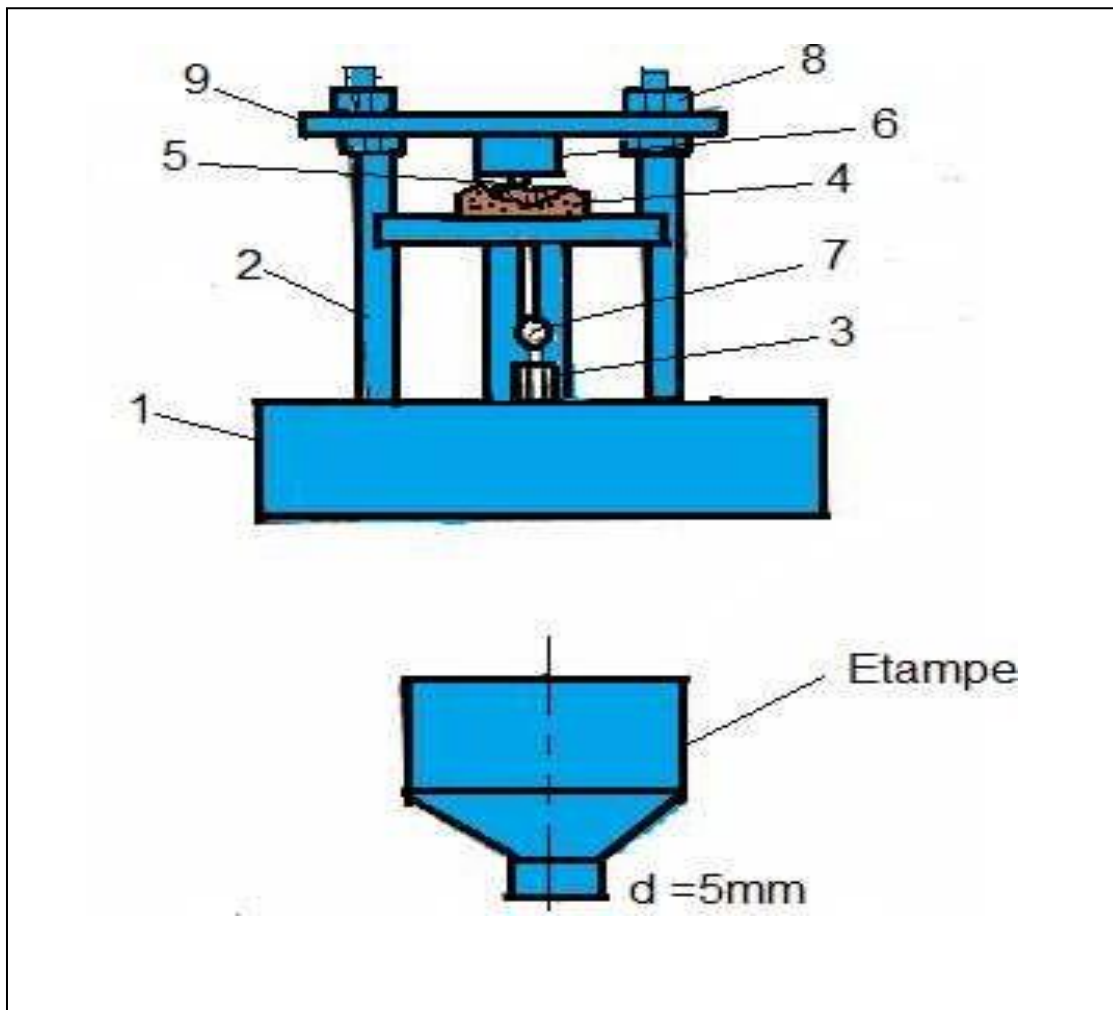


Figure II.13.b : Stand de la détermination des indices de solidité, de la résistance à l’empreinte et de la résistance à la compression [72].

Les résultats des essais sont présentés dans les tableaux : (II.4.a), (II.4.b), (II.4.c) et (II

II.4. a : Résultats des essais de la solidité.

Tableau II.4. a : Résultats des essais de la solidité.

Variété du marbre	Essais	Forces appliquées ; kgf	Moyenne
Blanc	01	850	612,5
	02	400	
	03	550	
	04	650	
Résida	01	1200	725
	02	850	
	03	1100	
	04	700	
	05	1450	
	06	900	
	07	500	
	08	700	
	09	450	
	10	350	
	11	200	

Tableau II .4.d : Détermination de la résistance à l’empreinte ; kgf/mm²

Valeur du marbre	Essais	Force appliquées ; kgf	Sections ; mm ²	Résistance à l’empreinte ; kgf/mm ²	Valeur moyenne	Ecart type
Blanc	01	1520	28,26	53,79	53,68	0,18
	02	1510		53,43		
	03	1515		53,61		
	04	1525		53,96		
	05	1520		53,79		
	06	1515		53,61		
	07	1510		53,43		
	08	1525		53,96		
	09	1520		53,79		
	10	1515		53,61		
	11	1520		53,79		
	12	1510		53,43		
Résida	01	1040	28,26	3680	36,23	0,56
	02	1010		35,74		
	03	990		35,03		
	04	1020		36,09		
	05	1050		37,15		
	06	1040		36,80		
	07	1020		36,09		
	08	1040		36,80		
	09	1010		35,73		
	10	995		35,21		
	11	1040		36,80		
	12	1030		36,45		

Tableau II.4. c : Détermination de l'abrasivité ; kgf/mm²

Valeur du marbre	N ^{br} d'essais	Poids initial	Poids final	Abrasivité	Abrasivité moyenne	Ecart type
Blanc	01	11024	11020	4	3,4	0,57
	02	11020	11015	5		
	03	11015	11011	4		
Résida	01	11011	1106	5	05	0
	02	11006	11001	5		
	03	11001	10996	5		

➤ **l'écart type de la résistance la compression à l'empreinte et d'abrasivité, solidité:**

a / - calculons d'abord l'espérance mathématique qui est déterminée d'après la formule suivante :

$$m = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (Xi - m')$$

Où;

Xi - Valeur des paramètres étudiés.

Afin de caractériser la dispersion de la variable aléatoire et montrer le groupement autour de l'espérance mathématique.

On utilise la dispersion et l'écart type [13].

b/- la dispersion :

$$D = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (Xi - m')^2 \quad (\text{II. 30})$$

c/ - l'écart type:

$$\sigma = \sqrt{D} \quad (\text{II.31})$$

- Résistance à la compression :**a - pour le blanc.**

$$m=800,66\text{kgf/cm}^2, D=19210,32\text{kgf/cm}^2, \delta=138,60\text{kgf/cm}^2$$

b- pour le résida.

$$m = 536,22 \text{ kgf/cm}^2, D = 79168 \text{ kgf/cm}^2, PK = 281,36 \text{ kgf/cm}^2$$

- Résistance à l'empreinte**a - pour le blanc.**

$$m= 53,68 \text{ kgf/mm}^2, D = 0,034 \text{ kgf/mm}^2, \delta_{pk} = 0,18 \text{ kgf/mm}^2$$

b - pour le résida.

$$m= 36,23 \text{ kgf/mm}^2, D = 0,43 \text{ kgf/mm}^2, \delta_{pk} = 0,65 \text{ kgf/mm}^2$$

- l'abrasivité**a - pour le blanc.**

$$m = 4,3 \text{ mg}, D = 0,33 \text{ mg}, \delta_b = 0,57 \text{ mg}$$

b - pour le résida.

$$m = 5 \text{ mg}, D = 0 \text{ mg}, \delta = 0 \text{ m}$$

Conclusion :

Prédire le taux de pénétration est très important dans forage dans la roche. Le taux de pénétration est une valeur nécessaire pour l'estimation des coûts et la planification du projet. Le taux de pénétration de forage percutante a été corrélée avec théorique spécifique Les valeurs de l'énergie et de huit propriétés de la roche. Parmi les propriétés de la roche adoptée dans cette étude, La résistance à la compression unie axiale, la résistance à la traction du Brésil,

La résistance à la charge point et la valeur marteau Schmidt on trouve que les propriétés de la roche dominante effectuant le taux de pénétration de forage percutante. La charge ponctuelle force et la valeur marteau Schmidt peut facilement être mesurés sur le terrain et utilisés pour l'estimation rapide du taux de pénétration forage percussif. Théorique considérations donnée permet de généraliser la prévision équations formulées dans ce document.

Des études complémentaires sont nécessaires pour vérifier la validité de l'équation dérivée pour les types de roches.

Le marbre comme nous avons cité dans cette partie est une roche décorative ; qui exige une diversité des méthodes d'extraction, résulte de la propreté physico mécanique de la roche et la configuration du gisement.

L'expérience a prouvé que la dureté peut de manière significative affecter des taux d'usure, en plus de son effet sur les forces exigées pour causer la fragmentation de certains matériaux de roche.

Chapitre : III

*Détermination théoriques des indices
caractérisant le processus de forage
percutant*

Introduction :

Plusieurs chercheurs ont réalisé des essais d'exploitation et des essais de laboratoire pour le but de déterminer les indices d'exploitation et les caractéristiques techniques.

La base méthodologique du travail de recherche consiste à trouver la combinaison des paramètres de réglage de la machine satisfaisant les exigences énumérées dans les conditions concrètes, et d'exploiter les machines dans le régime rationnel.

III.1. Forage à l'aide de l'outil a diamant des roches dures :

Un projet pour déterminer les forces de découpage et les taux prévus d'usure sur l'outil a diamant pour 8 types différents de roche de granit a été récemment mis exécution et l'analyse statistique de toutes les données a indiqué que la prévision de ces paramètres était possible [60].

III.2.Choix de l'outil de forage :

Le choix s'effectue selon les propriétés physico-mécaniques et l'état de la roche, ainsi que les paramètres des trous forés. Comme il peut être réalisé d'après les recommandations présentées dans le tableau III.1

Tableau III.1: valeurs de l'angle d'affûtage α du taillant [61].

Dureté de la roche		
$f < 6$	$6 < f < 12$	$f > 12$
80 -90°	90 -100°	100 -110°

III.2.1.Outil de travail :

Comme outil de travail des perforateurs, on utilise le fleuret (figure III.1) composé d'une tige² ; un emmanchement³, séparé de la tige par une collerette 4, et un taillant¹.

III.2.1.1. Les fleurets :

Les fleurets doivent posséder une charge de rupture assez élevée et une bonne résistance à la flexion. A cet effet, ils sont en acier spécial traité, présenté sous forme de barres plates, rondes ou hexagonales. Ils peuvent être monoblocs (figure.III.1.a) ou à taillant amovibles (figure.III.1.c), assemblés par filetage ou cône.

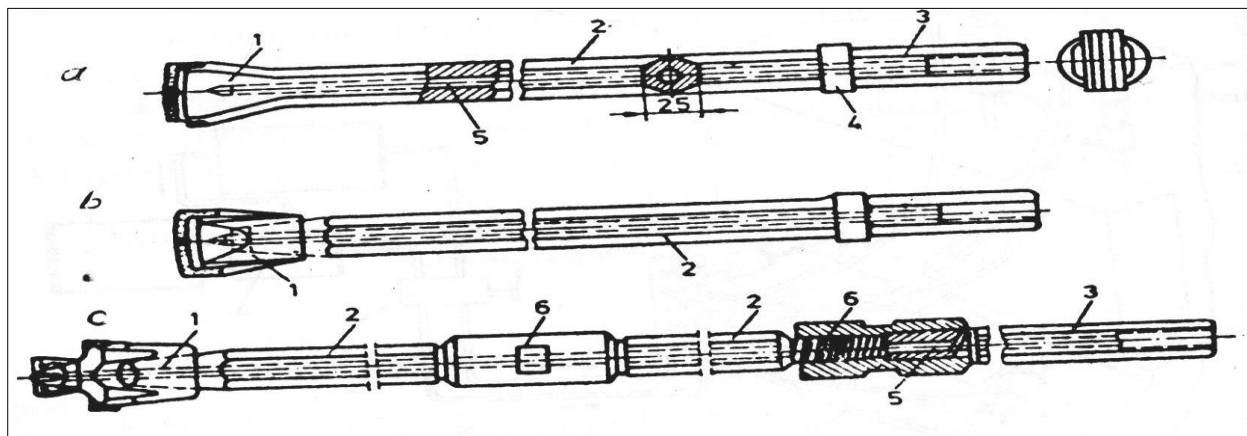


Figure III.1: fleurets du marteau perforateur [66].

a) Fleuret monobloc ; b) fleuret à taillant amovible ; c) fleuret-allongé.

1. Taillant ; 2. Tige ; 3. Emmanchement ; 4. Collerette ; 5. canal ; 6. Manchons.

Les fleurets sont généralement percés (canal 5) suivant leur axe longitudinal pour le passage de l'air comprimé ou de l'eau d'évacuation des déblais de forage.

L'emmanchement du fleuret de liaison au marteau à un triple :

- Recevoir et transmettre l'énergie de coup du piston ;
- Recevoir et transmettre le mouvement de rotation ;
- Fixer la position du fleuret par rapport au piston.

Les emmanchements les plus répandus (figure .III.2) sont :

- L'emmanchement à collerette transmet la rotation par une partie à section hexagonale ;
- L'emmanchement cylindrique layer transmet la rotation par deux oreilles.

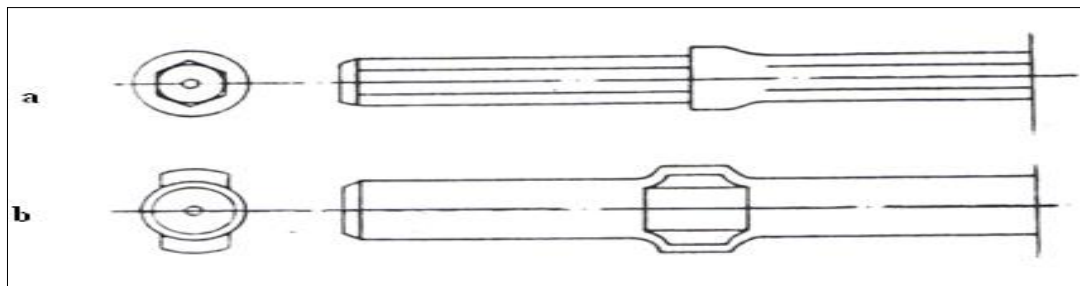


Figure III.2 : emmanchement de fleurets [76].

a) Emmanchement à collerette ; b) emmanchement cylindrique Leyne.

Les tiges allongées (figure.2.16.c) pour le forage profond comportent un taillant amovible 1, vissé à l'extrémité d'une tige 2. Ce filetage est en général la même que celui des manchons 6, servant à l'assemblage des diverses allonges, dont l'ensemble constitue le train de tige permettant d'atteindre la profondeur désirée. Les tiges allonges sont percées (canal 5) pour le passage de l'air comprimé ou de l'eau servant à l'évacuation des déblais de forage.

III.2.1.2. Les types de taillants :

Lors du forage des roches ayant un coefficient de la dureté $f < 8$, on utilise des taillants amovibles, renforcés par des alliages durs de WK-6, W-8, W-11 et W-15 comportant du carbure de tungstène et de cobalt.

Habituellement, on recommande l'alliage WK-15 pour des roches ayant $f > 12$, WK-8 pour des roches de dureté $f = 10$ à 12 et WK-6 et WK-8 pour des duretés $f < 10$.

Quelques types de taillants sont montrés sur la figure III.1

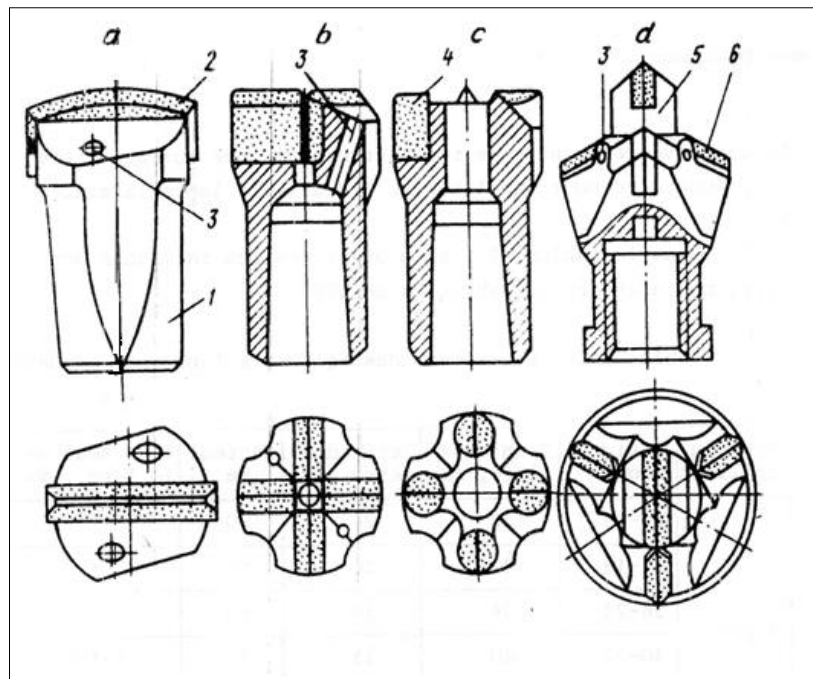


Figure III.3: types de taillants du perforateur [78].

a) Burin ; b) croix à lames ; c) croix à boutons ; d) taillants bi étages.

1. Corps ; 2. Lame ; 3. Orifice ; 4. Boutons ; 5. Lame avancée ; 6. Lames latérales.

Le renforcement du corps 1 (figure. III.3.a) du taillant par lame 2 d'alliage dur ou bouton 4 (figure. III.3.c) augmente sa durée de vie à l'usure de 15 à 20 fois. On affute la lame sous un angle de 90° à 120° en fonction de la dureté de la roche et très souvent elle est arrondie. Le taillant peut -être affuté à 15 fois et chaque fois son diamètre diminue de 1,2 à 1,5 mm.

Les taillants ont des formes diverses : burin (figure III.3.a), croix (figure III.3.c), rosace à six ailes, en X, en Z, etc. les plus réponsus sont des types burin et croix destinés aux roches monolithes et fissurées.

Les taillants bis étagés (figure. III.3.d) sont destinés aux perforateurs lourds à colonne et aux marteaux plongés. la lame avancée centre le taillant et crée une surface libre supplémentaire pour faciliter le travail des lames latérales⁶.

Dans le **tableau III.2** sont présentés les taillants des types burin et croix, fabriqués en URSS.

Tableau III.2 : paramètres des taillants fabriqués en URSS. [81]

Type du taillant	désignation	Grand diamètre, mm	Petit diamètre, mm	Hauteur, mm	Epaisseur de la lame, mm
Burin	28-19	28	24	60	8
	32-19	32	26	60	8
	36-22	36	30	60	8
	40-22	40	33	70	8-10
	43-25	43	35	70	10
	46-25	46	35	70	10
	52-28	52	40	75	10
Croix	32-19	32	26	60	8
	36-22	36	30	60	8
	40-25	40	33	70	8-10
	43-25	43	35	70	10
	46-25	46	35	70	10
	52-28	52	40	75	10

III.3. Les méthodes de calcul énuméré afin de déterminer les valeurs de la vitesse de forage :

III.3.1. Les essais des perforateurs :

Pour déterminer les indices d'exploitation et les caractéristiques techniques ou la création des nouveaux modèles de perforateurs et leur perfectionnement, on réalise des essais d'exploitation et des essais de laboratoire. Les succès réalisés dans le développement de la technique de forage pendant les dernières années sont le résultat du perfectionnement des méthodes d'essais. [66]

La méthodologie des essais des machines pneumatiques demande beaucoup d'exigences, parmi les plus importantes, on peut citer : lors les processus d'examinations, il faut assurer un régime de travail le plus proche du réel, les appareils de mesure utilisés ne doivent pas influencer sur le travail de la machine examinée, l'appareillage doit être universel, simple, sur, et insensible aux charges dynamiques et aux variations de la température.

Lors des essais d'exploitation réalisés sur le site, on détermine le régime de fonctionnement, la consommation d'air comprimé, le niveau de bruit et de vibrations, la vitesse de forage en fonction de la pression d'air comprimé, de la vitesse de rotation et de l'effort axial. Lors de la détermination du régime de fonctionnement, on effectue les dépendances suivantes (fig2.30) : $V_f=f(P)$; $V_f=f(F)$; $V_f=f(\beta)$ et $V_f=f(C_{air})$. [67]

On apprécie aussi lors du travail de la machine la durée de vie du perforateur et de l'outil de forage, l'usure et la consommation des pièces de rechange et d'autres facteurs liés à l'exploitation.



Figure III. 4 : Photo de l'installation de laboratoire pour les expériences de forage

Lors des essais en laboratoire, on détermine le régime de fonctionnement, les caractéristiques techniques et on enregistre le processus de fonctionnement. On détermine l'énergie d'un coup, le nombre de coups par minutes (cadence), la vitesse et le couple de rotation, la consommation d'air comprimé et l'effet de recul. Les essais seront effectués sur un stand d'essai spécial.[41]

Tous les stands d'essais peuvent varier le régime de fonctionnement du perforateur. Il est nécessaire de réaliser les essais sur des blocs de roches afin d'obtenir des résultats réels, car les dispositifs utilisés auparavant (à ressorts, pneumatiques et hydrauliques) n'assurent pas de résultats exacts. Par exemple : lors de l'utilisation de l'appareil pneumatique la cadence des coups mesurée est d'environ 7 à 10% plus grande que celle lors du forage dans une roche. Lors des essais d'une même machine dans différents stands permettent d'obtenir des résultats différents. Il est préférable de vérifier les données par un essai comparatif dans un même laboratoire d'après une même méthodologie, car une comparaison à partir des caractéristiques techniques uniquement n'est pas suffisante.

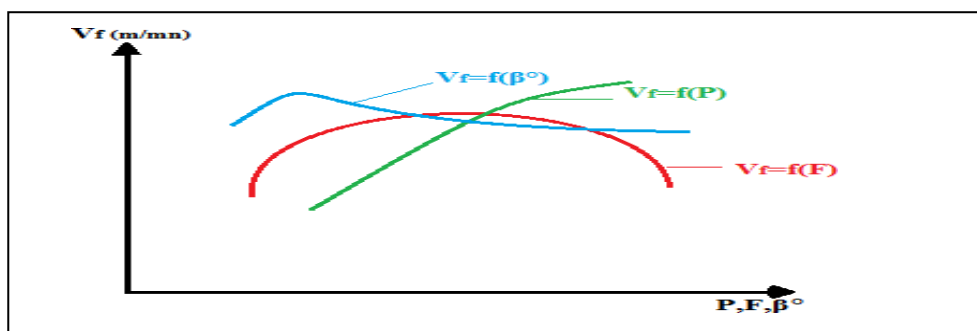


Figure III.5: Dépendances de la vitesse de forage (V_f) de la pression d'air comprimé (P), de l'effort axial (F) et de l'angle de rotation du fleuret par coup (β).

Les essais en laboratoire pour la détermination du régime de fonctionnement sont réalisés à partir des mêmes paramètres du perforateur que lors de l'exploitation en chantier avec la seule différence qu'on travaille sur un bloc de roche avec les dimensions limitées. Comme les essais se font dans les conditions de laboratoire, ils peuvent être mieux préparés, utiliser des appareils plus précis et enregistrer plus de paramètres. Le forage sur le bloc n'influe pas pratiquement sur le régime de fonctionnement. Les essais de laboratoire donnent beaucoup plus de possibilités pour l'étude et l'analyse du fonctionnement. [59]

A la figure III.6 est montré le schéma principal du stand de l'institut supérieur des mines et de géologie appliquée (Bulgarie) pour la détermination du régime de fonctionnement dans les conditions de laboratoire. Le perforateur 1 est fixé sur le chariot mobile 2, mouvant sur le châssis 3.

Sur ce châssis est lié un vérin pneumatique 4 pour la création de l'effort axial. L'air comprimé arrive au vérin 4 et au perforateur à examiner par les robinets 5, le pot de condensat 6, les régulateurs de pression 7 les stabilisateurs de pression 8 et le graisseur automatique 10. La consommation d'air comprimé est mesurée par le débitmètre 9 et la pression-par les manomètres 11. Le forage s'effectue dans le bloc de roche 12.

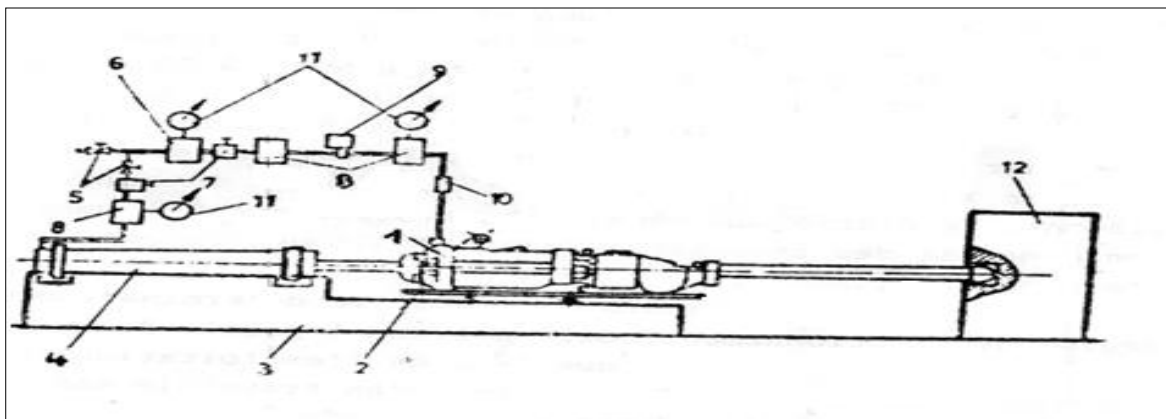


Figure III.6 : schéma principal du stand d'essai du perforateur (IMGA, Bulgarie) [104]

1. perforateur ; 2.chariot ; 3.châssis ; 4.vérin pneumatique ; 5. Robinet ; 6. Pot de condensat ; 7.régulateur de pression ; 8. Stabilisateurs de pression ; 9.débitmètre ; 10.graisseur ; 11.manomètres ; 12.bloc de roche.

Les essais de laboratoire pour l'enregistrement des processus de fonctionnement du perforateur se compose de la détermination : du déplacement, de la vitesse et de l'accélération du piston ; le déplacement du corps de la machine et de la soupape de distribution ; le mouvement alternatif et le mouvement de rotation de l'outil de forage ; la variation de la pression et de la température de l'air comprimé dans les deux chambres du cylindre et avant la pénétration de l'air dans le dispositif de distribution. Il est nécessaire d'enregistrer un grand nombre de processus rapides dont les paramètres sont liés mutuellement. Ces processus se déroulent pendant les coups forts et les vibrations. Cela perturbe l'exécution des essais. [68]

Sur la figure III.7 est présenté le schéma principal du stand d'essais dans le même institut pour l'étude des processus de travail dans les perforateurs. Une partie des dispositifs du stand sont analogues à ceux du stand de la figure III.6.

Le perforateur 1 est fixé sur le chariot mobile 2 mouvant sur le châssis 3. Sur le châssis est lié un vérin pneumatique 20 qui crée l'effort axial. Pour maintenir un régime de travail déterminé lors de l'essai, il est nécessaire d'avoir l'effort axial et la pression de l'air comprimé donnée au perforateur constante. L'air comprimé dans le vérin passe par les robinets 10, le pot de condensat 11, les régulateurs de pression 12, les stabilisations de pression 13 et le graisseur 15. La consommation de l'air comprimé est mesurée par le débitmètre 14 et la pression par les manomètres 16. Le forage s'effectue dans le bloc de roche 19. Le déplacement, la vitesse et l'accélération du piston s'enregistrent par le capteur à induction 5 ; le mouvement alternatif et le mouvement de rotation de l'outil de forage par le capteur combiné à contact-induction 6 ; le déplacement de la soupape de distribution d'air comprimé par un capteur à induction ou à contact ; et la pression dans les deux chambres du cylindre et avant le dispositif de distribution- par les capteurs à induction 7, 8 et 9. [79]

Les signaux reçus des capteurs de déplacement de la soupape et de la rotation de l'outil de forage donnent directement l'enregistrement dans la table traçante d'oxillographe 18. Les autres signaux donnent d'abord vers l'amplificateur 17 où ils se renforcent et puis- vers l'oxillographe.

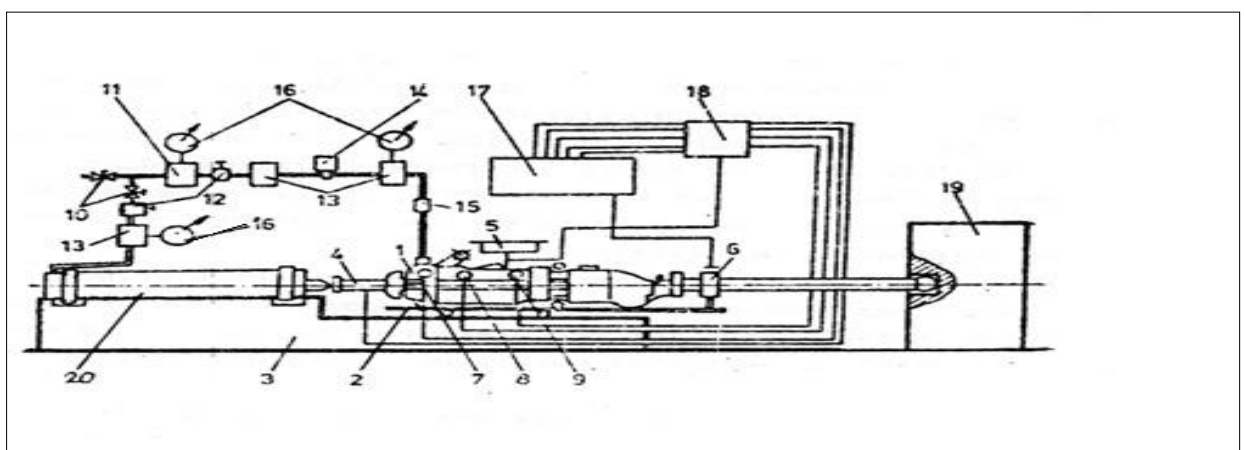


Figure III.7 : schéma principal du stand d'essai pour l'enregistrement des processus de travail dans les perforateurs [100]

III.3.2. Les paramètres de base du perforateur pneumatique :

Il est supposé que la pression d'air comprimé dans les chambres du cylindre à l'entrée et pendant son échappement est constante. [87]

Les paramètres de base du perforateur sont les suivants :

- Nombre de coups du piston par minute, n_c , coups/mn ;
- Nombre de tours du fleuret par minute, n_t , tr/mn ;
- Couple de rotation du fleuret, c_r , N.m ;
- Energie d'un coup du piston, E_c , J.
- Puissance du perforateur, P, KW ou ch. ;
- Consommation spécifique de l'air comprimé, C_{air} , m^3/m

III.3.2.1. Détermination des forces appliquées au piston :

Les paramètres géométriques du perforateur sont indiqués sur la figure (III.8).

La surface utile du piston pour réaliser le trajet aller est :

$$S_a = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_2^2), m^2 \quad (III.1)$$

Et pour le trajet retour :

$$S_r = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_1^2), m^2 \quad (III.2)$$

Où : D -diamètre du piston, m

d_1 -diamètre de la tige du piston, m

d_2 -diamètre de la tige hélicoïdale, m

La force appliquée au piston pendant le trajet aller est égale à :

$$F_a = (S_a \cdot P_a - S_r \cdot P_e) \cdot K_1; N \quad (III.3)$$

Et pendant le trajet retour :

$$F_r = (S_r \cdot P_a - S_a \cdot P_e) \cdot K_2, N. \quad (III.4)$$

Où : P_a -pression d'air comprimé dans la chambre d'admission du cylindre. Elle est égale à la pression dans le réseau d'alimentation, Pa ;

P_e - pression d'air dans la chambre d'échappement, Pa

$P_e = 0.08$ à 0.12 MPa ;

K_1 - coefficient tenant compte des pertes par frottement entre le piston et le cylindre,

$K_1 = 0.85$ à 0.95 ;

K_2 - coefficient tenant compte des pertes par frottement et par rotation du fleuret,

$K_2 = 0.5$ à 0.7 .

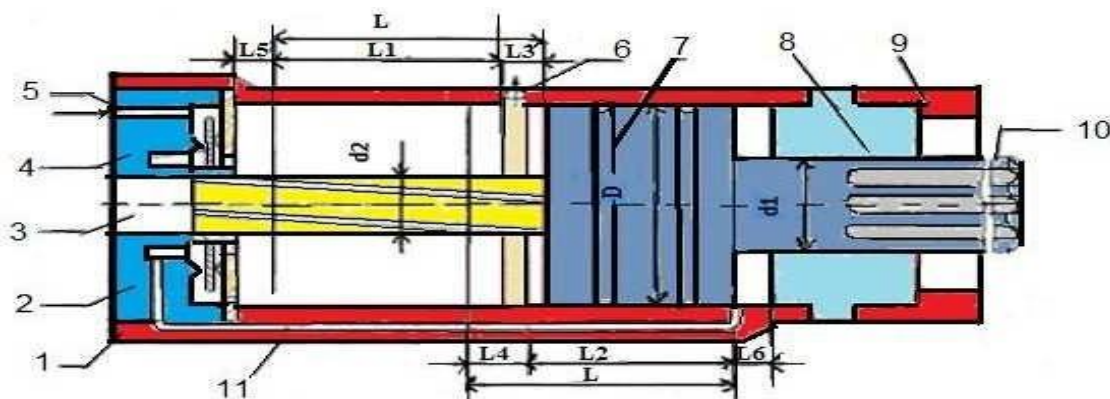


Figure III.8: schéma de détermination des paramètres de base des perforateurs.

1. cylindre ; 2. boîte à soupape ; 3. Tige hélicoïdale ; 4. soupape ; 5. Orifice d'admission ;
6. Orifice d'échappement ; 7. Piston ; 8. Corps intermédiaire ; 9. Mandrin ; 10. tige du piston ; 11. Canal d'admission de la chambre droite.

III.3.2.2. Détermination des vitesses maximales du piston :

Pour simplifier la détermination des vitesses nous admettons que le mouvement du piston jusqu'à l'ouverture de l'orifice d'échappement (sous l'action de la force F_a) est uniformément accéléré. C'est pourquoi la vitesse maximale du piston sur la distance L_1 est déterminée par :

$$V_a = \sqrt{2a_a \cdot L_1} \quad , (\text{m/s}) \quad (\text{III.5})$$

Et celle, sur la distance L_2 pendant le trajet retour :

$$V_r = \sqrt{2a_r \cdot L_2} \quad , (\text{m/s}) \quad (\text{III.6})$$

Où : a_a - accélération du piston sur la distance, L_1 , m/S^2

a_r - accélération du piston sur la distance, L_2 , m/S^2

Comme d'après la deuxième loi de la mécanique, on sait que :

$$a_a = \frac{F_a}{m} \quad \text{et} \quad m = \frac{G}{g} \quad , \quad (\text{III.7})$$

Où : m - masse du piston, Kg ;

G - poids du piston, N ;

g - accélération de la pesanteur, $g = 9.61 \text{ m/S}^2$.

Selon les formules (III.5) et (III.7), la vitesse du piston pendant le trajet aller sera égale à :

$$V_a = \sqrt{\frac{2F_a \cdot L_1 \cdot g}{G}} \quad , (\text{m/s}) \quad (\text{III.8})$$

Et pour le trajet retour :

$$V_r = \sqrt{\frac{2F_r \cdot L_2 \cdot g}{G}} \quad , (\text{m/s}) \quad (\text{III.9})$$

III. 3.2.3. Détermination du nombre de coups du piston :

- La durée du cycle :

$$T_c = t_a + t_r \quad , (\text{s}) \quad (\text{III.10})$$

Où : t_a - durée du trajet aller, s

t_r - durée du trajet retour, s

Mais:

$$t_a = t'_a + t''_a \quad , (\text{s}) \quad (\text{III.11})$$

$$t_r = t'_r + t''_r \quad , (\text{s}) \quad (\text{III.12})$$

Où : t'_a, t'_r - durée du déplacement du piston sous l'action des force F_a et F_r respectivement sur les distances l_1 et l_2 , s ;

t''_a, t''_r - durée du déplacement du piston par l'inertie respectivement sur les distances l_3 et l_4 , s

Pour déterminer les composantes t'_a et t'_r on utilise la loi d'impulsion de la force et de la quantité de mouvement de la masse :

$$F_a \cdot t'_a = m \cdot V_a \quad (\text{III.13})$$

Alors, selon les formules (III.13) et (III.7) nous pouvons avoir :

$$t'_a = \frac{G.V_a}{g.F_a} , (s) \quad (III.14)$$

Sur la distance l_3 le piston se déplace par inertie, c'est pourquoi :

$$t''_a = \frac{l_3}{V_a} , (s) \quad (III.15)$$

Selon le schéma (figure III.8) :

$$l_3 = L - l_1 ; \quad (III.16)$$

$$l_4 = L - l_2 ; \quad (III.17)$$

D'après les formules (III.11), (III.14), (III.15) et (III.16) la durée du trajet aller sera :

$$t_a = \frac{G.V_a}{g.F_a} + \frac{L-l_1}{V_a} , (s) \quad (III.18)$$

Et celle du trajet retour :

$$t_r = \frac{G.V_r}{g.F_r} + \frac{L-l_2}{V_r} , (s) \quad (III.19)$$

• **Le nombre de coups du piston par minute est :**

$$n_c = \frac{60}{T_c} , \text{ coups/mn} \quad (III.20)$$

• **Le nombre de tours du fleuret par minute est :**

$$n_t = \frac{L}{h} \cdot n_c , \text{ tr/mn} \quad (III.21)$$

Où h est le pas du filetage de la tige hélicoïdale, $h = 0.8$ à 1.0 m.

Le nombre de coups du piston par un tour par un fleuret est égal à :

$$n'_c = \frac{n_c}{n_t} , \text{ coups/tr} \quad (III.22)$$

On peut déterminer l'angle de rotation du fleuret par un coup selon l'expression :

$$\varphi = \frac{360^\circ}{n'_c} , \text{ degré} \quad (III.23)$$

III. 3.2.4. Détermination du couple de rotation du fleuret :

Le couple de rotation du fleuret est créé par le piston pendant le trajet retour grâce à la hélicoïdale et l'écrou fixé sur le piston. Au cours du trajet retour, la tête de la tige hélicoïdale est bloquée par les cliquets, c'est pourquoi le piston tourne en se vissant sur la tige hélicoïdale. La rotation du piston est transmise à l'emmanchement du fleuret par l'intermédiaire de la douille tournante.

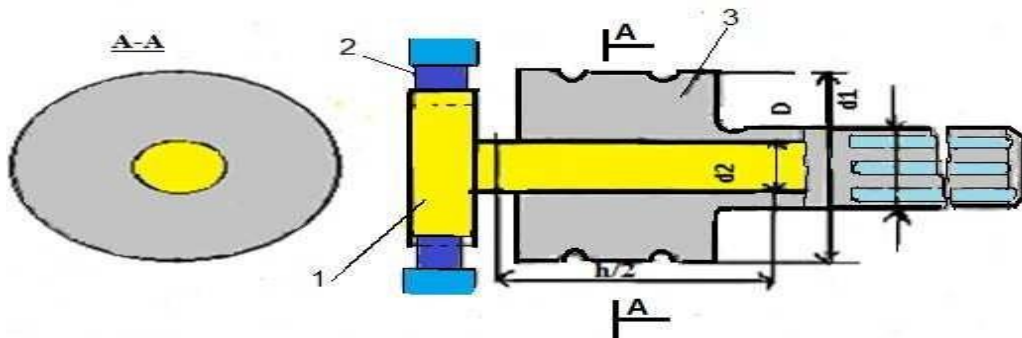


Figure III.9 : schéma de l'action de la force F_r pendant le trajet-retour [56].

1. tige hélicoïdale ; 2. cliquets ; 3. piston.

D'après le schéma (fig.III.9), on peut écrire :

$$F'_r = F_r \cdot \operatorname{tg} \beta \quad , \quad \text{N} \quad (\text{III.24})$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{h}{2 \cdot d_2} \quad , \quad (\text{III.25})$$

Où β : est l'angle du filetage hélicoïdale, degré.

En tenant compte des forces de frottement, on peut avoir :

$$F''_r = F_r \cdot \operatorname{tg} (\beta - \rho) \quad , \quad \text{N} \quad (\text{III.26})$$

Où ρ : est l'angle de frottement. Mais,

$$\operatorname{tg} \rho = \mu \quad , \quad (\text{III.27})$$

Où μ : est le coefficient de frottement entre la tige hélicoïdale et l'écrou du piston.

Donc, le couple de rotation du piston sera :

$$C_r = K_3 \cdot F_r \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} (\beta - \rho) \quad , \quad \text{N.m} \quad (\text{III.28})$$

Où K_3 est un coefficient tenant compte des pertes dans toutes les jonctions du mécanisme de rotation, $K_3=0.5$ à 0.6

Le plus souvent $\beta = 80$ à 85° , c'est pourquoi $\text{tg}(\beta - \rho) = 4$.

Finalement l'expression (III.28) pour $K_3 = 0.5$ devient :

$$C_r = F_r \cdot d_2 \quad , \quad \text{N.m} \quad \text{(III.29)}$$

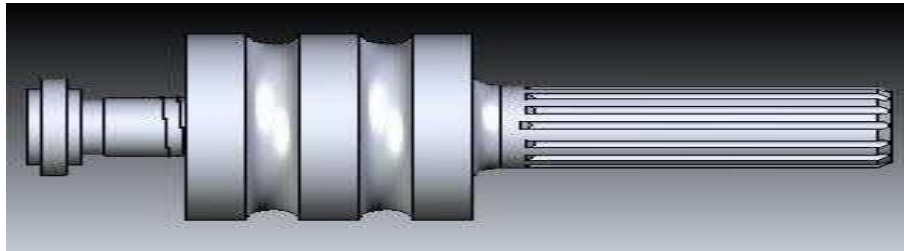


Figure III.10 : le piston du perforateur. [104]



Figure III.11: Les taillants du perforateur Atlas-Copco. [104]

III. 3.2.5. Détermination de l'énergie d'un coup du piston et de la puissance du perforateur :

L'énergie d'un coup du piston est égale à son énergie cinétique :

$$E_c = \frac{m \cdot v_a}{2} = \frac{G \cdot v_a^2}{2g} \quad , \quad \text{N.m} \quad \text{(III.30)}$$

L'énergie du piston est créée par la force F_a , sur la distance l_1 , d'où :

$$E_c = F_a \cdot l_1 \quad , \quad \text{N.m} \quad \text{(III.31)}$$

Les formules (III.30) et (III.31) sont équivalentes.

La puissance du perforateur est déterminée selon la formule :

$$P_c = \frac{E_c \cdot n_c}{60 \cdot 1020} , \text{KW} \quad (\text{III.32})$$

Ou

$$P_c = \frac{E_c \cdot n_c}{60 \cdot 750} , \text{ch.} \quad (\text{III.33})$$

Où 1020 et 750 sont les coefficients de transformation de l'unité de travail (J ou N.m) en KW ou Ch.

III. 3.2.6. Détermination de la consommation de l'air comprimé :

La consommation de l'air comprimé par minute est :

$$C_{air} = (S_a + S_r) \cdot L \cdot n_c \cdot \frac{P_a}{P_e} , \text{m}^3/\text{mn} \quad (\text{III.34})$$

III.3.3. La théorie de destruction de la roche au fond du trou :

Le forage percutant s'effectue à l'aide d'un taillant en forme de burin avec une arête tranchante en carbure de tungstène et de cobalt. Après chaque coup du piston, le taillant (couronne) tourne d'un certain angle. [96]

Selon la théorie du professeur N. OUSPENSKI, sous l'action de la force percutante F_a (figure III.10) le taillant pénètre dans le massif à la profondeur h avec un coefficient de frottement μ_1 . La pénétration s'arrête quand la force percutante F_a sera égale à la somme des forces résistantes, c'est-à-dire :

$$F_a = 2 \left(F_f \cos \frac{\alpha}{2} + F_n \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right) \cdot C_e , \text{N} \quad (\text{III.35})$$

Où : F_f - force tangentielle entre la surface de travail du taillant et la surface de la roche, N

F_n - force normale du taillant agissant sur la roche, N

α - angle d'affûtage du taillant, degré

C_e - coefficient d'émoussement du taillant, $C_e = 1.2 \text{ à } 1.3$

Selon la figure III.10, on constate que :

$$F_f = F_n \cdot \mu_1 , \text{N} \quad (\text{III.36})$$

$$F_n = \frac{d \cdot h \cdot \sigma_{comp}}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (\text{III.37})$$

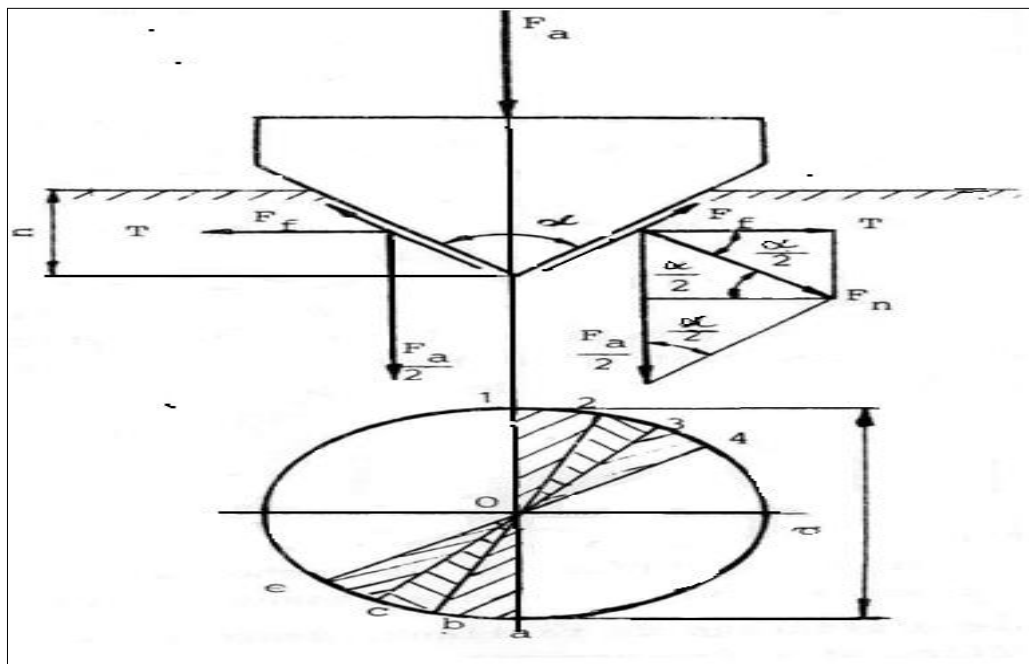


Figure III.12 : schéma des forces agissant contre le burin lors du forage percutant

Où d est le diamètre du taillant, m [107].

En substituant les valeurs de F_f et F_n dans l'expression (III.35) nous obtenons :

$$F_a = 2 d . h . \sigma_{comp} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \mu_1 \right) . C_e , N \quad (\text{III.38})$$

D'où nous pouvons déterminer la profondeur possible de pénétration du taillant, à savoir :

$$h = \frac{F_a}{2 . d . \sigma_{comp} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \mu_1 \right) . C_e} , m \quad (\text{III.39})$$

Lors de la pénétration du taillant dans la roche, sous l'action de F_a , il apparait une composante horizontale T, qui cisaille un certain volume de la roche. A partir des expressions (III.36) et (III.37), on obtient :

$$T = F_n . \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{F_a}{2 \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \mu_1 \right) . C_e} , N \quad (\text{III.40})$$

Après le premier coup, et la rotation du taillant d'un certain angle, les composantes horizontales à chaque coup cisailent simultanément les deux secteurs de la roche Oab et O12, ensuite Obc et O23 ainsi de suite. Par conséquent le taillant réalise n'_c coups par un tour du fleuret et peut cisailer une surface totale S_o par coup :

$$S_o = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot n'_c} \quad \text{m}^2. \quad (\text{III.41})$$

Il est à noter, qu'il est inutile de tenir compte du cisaillement dans les surfaces latérales qui est négligeable.

La force de résistance de la roche au cisaillement T peut-être déterminée par l'expression :

$$T = S_o \cdot \tau = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot n'_c} \cdot \tau \quad , \text{N} \quad (\text{III.42})$$

Où τ : est la contrainte de cisaillement de la roche, Pa

A partir des expressions (III.40) et (III.42) on détermine le nombre optimal de coups par un tour du fleuret :

$$n'_c = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot (tg \frac{\alpha}{2} + \mu_1) \cdot C_e}{2 \cdot F_a} . \quad (\text{III.43})$$

Si la cadence réelle de coups par un tour du fleuret est inférieure à celle calculée par l'expression (III.43), les secteurs ne peuvent être cisailés. Si la cadence est supérieure, la roche pourra être fragmentée

Inutilement est augmentera ainsi la consommation d'énergie et la formation de plus de poussière ; pour cela, recommandé la vitesse de rotation rationnelle déterminée par l'expression :

$$n_r = \frac{n_c}{n'_c} , \quad (\text{III.44})$$

Où n_c est le nombre de coups des fleurets par minutes.

En se basant sur la profondeur de pénétration du taillant par un coup du piston et la vitesse de rotation, on peut déterminer la vitesse de forage théorique :

$$V = h \cdot n_r = h \cdot \frac{n_c}{n'_c} , \text{ m/mn} \quad (\text{III.45})$$

Si on substitue la valeur de n'_c , on obtient :

$$V = \frac{2 \cdot F_a \cdot h \cdot n_c}{\pi \cdot d^2 \cdot (tg \frac{\alpha}{2} + \mu_1) \cdot C_e \cdot \tau} \quad (\text{III.46})$$

Ou

$$V = \frac{4.A.n_c}{\pi.d^2.\tau.\left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \mu_1\right).C_e} , \text{ m/mn} \quad (\text{III.47})$$

Où A est le travail d'un coup, N.m

Égal à :

$$A = \frac{F_a}{2} . h , \text{ N.m} \quad (\text{III.48})$$

Donc la vitesse de forage est directement proportionnelle au travail et au nombre de coups, et inversement proportionnelle au diamètre du trou au carré, à la contrainte de cisaillement de la roche et au coefficient d'émoussement du taillant. Outre cela, avec la diminution de l'angle d'affûtage du taillant augmente la vitesse de forage. [101]

Cette théorie est valable dans les conditions où la roche est homogène et le taillant travaille en forme de coin. En réalité, les propriétés de la roche dans le processus de forage ne sont pas constantes et les conditions de travail du taillant varient d'après la profondeur. Après l'émoussement, l'outil travaille comme un poinçon ayant une surface plate qui peut changer le sens physique du processus. Indépendamment de cela les grandeurs calculées par cette théorie et celles obtenues expérimentalement sont très proche.

Conclusion :

Dans ce chapitre ont conclu que le choix de l'outil de forage percutant s'effectue selon les propriétés physicomécaniques et l'état de la roche ainsi que les paramètres des trous forés.

D'après les essais de laboratoire et les essais d'exploitation précédant on peut déterminer les indices d'exploitation et les caractéristiques techniques.

Selon la théorie de destruction de la roches au fond du trou peut déduire que la diminution de l'angle d'affûtage du taillant augmente la vitesse de forages, et aussi dans les conditions où la roche est homogène et taillant travail en forme de coin la théorie est valable.

Chapitre : IV

*Calcule optimal de l'énergie d'un
Coup du Marteau Perforateur RH571- 4W*

Introduction :

Dans ce travail, des calculs optimaux sont effectués pour déterminer l'énergie d'un coup de marteau perforateur. Cela permet d'assurer une bonne exploitation de la machine afin d'évaluer leurs caractéristiques techniques et économiques de conception. Les calculs des pertes d'énergie d'un coup sont effectués par la formule de **BARON** et **GHRAINER**, qui nous permet de calculer la vitesse de forage et de déduire un coup l'énergie. Ensuite, afin d'extraire les valeurs optimales des productivités à travers la détermination des paramètres rationnels du mode de fonctionnement des machines, un modèle statistique du théorème de **GAUSS-MARKOV** a été introduit.

IV.2.Description du marteau perforateur

La figure 1 montre le marteau perforateur RH571-4W conçu pour les travaux lourds tels que le perçage de face. Les deuxièmes forages sont des forages et des forages pour les coups de dynamitage. Pour travailler dans la roche dure, le marteau perforateur RH571-4W était équipé d'un mécanisme de rotation à rainures hélicoïdales et d'une énergie de percussion élevée.

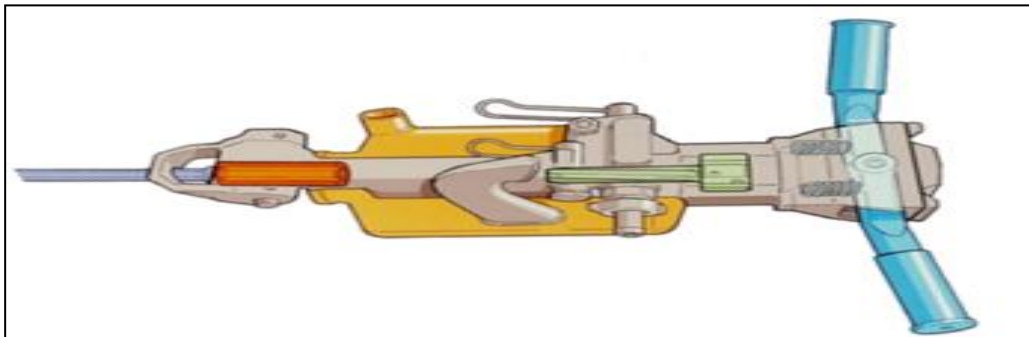


Figure.IV.1. marteau perforateur rh571- 4w [99].

IV.3.Principe de fonctionnement

Le fonctionnement du perforateur est assuré au moyen du dispositif de distribution de l'air comprimé, qui alimente en alternance les chambres gauche et droite du cylindre (figure 2). Cela permet au piston d'effectuer son mouvement alternatif (va-et-vient) et un mouvement de rotation vers la feuille avec un angle d'affûtage réalisé par des cliquets.

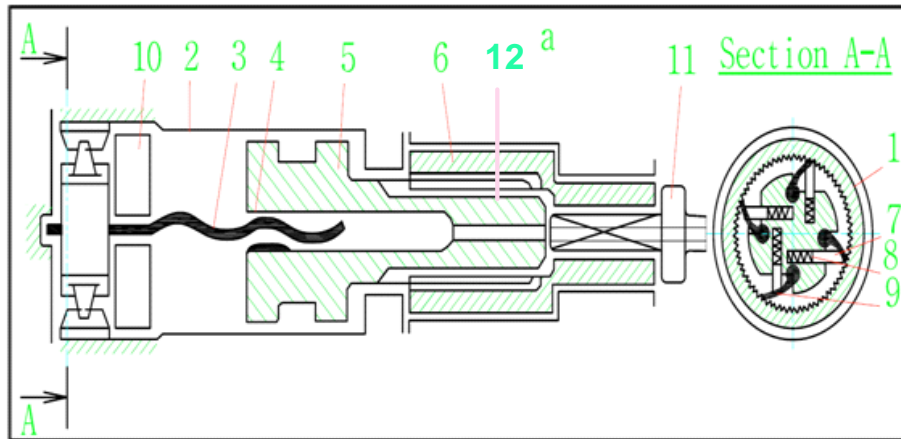


Figure. IV.2. Coupe longitudinale du marteau perforateur RH571- 4W

1. anneau à cliquet; 2. cylindre; 3. tige hélicoïdale; 4. noix; 5. Piston; 6. manchon rotatif; 7. lames; 8. ressorts; 9. cliquets; 10. boîte de distribution; 11. Foil; 12. Tige de piston.

IV.4. Calcul empirique

IV.4.1. Calcul de la vitesse de forage

La productivité de forage est déterminée par la vitesse de forage, en utilisant la formule BARON et GHRAINER (équation 1). Celui-ci dépend des paramètres techniques de la machine et des conditions de perçage. Les paramètres techniques du perforateur sont déterminés par la puissance et la construction. Les conditions de forage sont déterminées par les propriétés mécano-physiques des roches et les paramètres de l'ensemble foré (diamètre et profondeur). L'expression de la vitesse de forage V_f peut s'écrire comme suit:

$$V_f = \frac{30.E_{ou}.n_p.Z.\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\pi.d_f^2.C_{us}.\delta_d.(\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)+C_f)} \quad , \text{ m/min} \quad (1)$$

Où:

E_{ou} = E_c : énergie d'un coup de marteau,

n_p : nombre de postes par jour,

Z : nombre d'outils,

C_{us} : est le coefficient tenant compte de l'usure de l'outil de forage,

$C_{us} = 1, 2 - 1, 3$. C_f : est le coefficient de frottement, ($C_f = 0,5$).

d_f : diamètre du trou foré, m.

α : est l'angle d'affûtage de l'outil de forage, en degrés,

d : Résistance spécifique de la roche à la destruction, kgf / cm²

δ_d La résistance spécifique est déterminée comme suit:

$$\delta_d = 300. (5 + f + \sqrt{25 + 10.f}) \quad (2)$$

Avec: $f = 4$ qui a un coefficient de la dureté de la roche forée.

IV.4.2. Les paramètres caractéristiques

Les caractéristiques techniques du perforateur pneumatique de type Atlas Copco RH 571-4W (tableau1).

Tableau. IV. 1: paramètres techniques de la machine RH 571-4W [99].

Paramètre	index	valeur
Diamètre du piston	D	55 mm
Diamètre de la tige de piston	d1	37 mm
Diamètre de la tige	d2	20 mm
hélicoïdale Poids du piston	G	1,3 kgf
Course du piston	L	65 mm
Masse du perforateur	M	23 kg
Pression d'air comprimé D	P	3,5 ÷ 8 Kgf/m ²

IV.5. Formules empiriques de productivités

De nombreuses recherches ont été effectuées afin d'arriver à des méthodes de détermination pour calculer les productivités optimales des machines de forage de la carrière de minerai de marbre de Filfila, Skikda, Algérie qui reposent sur les hypothèses suivantes:

- La productivité théorique qui correspond à la vitesse mécanique de forage.
- La productivité technique prend en compte les pertes de temps qui sont liées à la réalisation des opérations auxiliaires intervenant lors du forage du trou, tout en tenant compte de la nécessité d'exercer les opérations préparatoires.

- La productivité opérationnelle dépend du degré d'utilisation des possibilités techniques d'un perforateur dans les conditions concrètes de l'opération.

Productivité théorique

$$Q_{\text{théo}} = V_f \cdot 60 \cdot T \quad ;(\text{m/post}) \quad (3)$$

T : durée d'un post; T = 7 heures.

Productivité technique

$$Q_{\text{tech}} = 60 \cdot Q_{\text{théo}} \cdot K_{\text{tech}} \quad , \text{ m/hour} \quad (4)$$

$$\text{avec:} \quad K_{\text{tech}} = \frac{T_f}{T_f + T_{\text{aux}}} \quad , \quad (5)$$

Où:

T_f : est le temps de travail productif du perforateur pendant un cycle, (min)

$$T_f = \frac{L}{V_f} \quad (6)$$

Avec:

L : mesure de la profondeur du trou foré, (m);

T_{aux} : Perte de temps globale dans l'exécution des travaux auxiliaires aux moments où le perforateur s'arrête en raison de son imperfection.

$$T_{\text{aux}} = T_{\text{man}} + T_{\text{al}} + T_{\text{dép}} + T_{\text{rep}} + T_{\text{remp}} \quad , \quad (7)$$

T_{man} : temps de manipulation préliminaire avant de percer chaque trou, (min)

T_{al} : temps d'allongement et de levage du train de tiges, (min)

$T_{\text{dép}}$: $T_{\text{dép}}$: temps de trajet du perforateur au nouveau trou, (min)

T_{rep} : T_{rep} : temps de réparation du perforateur au nouveau trou, (min)

T_{remp} : temps de remplacement de l'outil de forage, (min)

D'où:

$$K_{tech} = \frac{1}{1 + \frac{T_{aux}}{T_f}} = \frac{1}{1 + \frac{T_{man} + T_{al} + T_{dép} + T_{rep} + T_{remp}}{L} \cdot V_f}, \quad (8)$$

Pour apprécier l'influence de divers facteurs sur la productivité technique, nous admettons que le coefficient K_{tech} est égal à:

$$K_{man} = \frac{T_f}{T_f + T_{man}} \quad (9)$$

S'il n'y a que des opérations de manipulation préliminaires

$$K_{al} = \frac{T_f}{T_f + T_{al}} \quad (10)$$

S'il n'y a que des opérations d'extension et de perforation,

$$K_{dép} = \frac{T_f}{T_f + T_{dép}} \quad (11)$$

S'il n'y a que des opérations pour déplacer le perforateur vers le nouveau trou,

$$K_{rep} = \frac{T_f}{T_f + T_{rep}} \quad (12)$$

S'il y a que les opérations de réparation d'un perforateur,

$$K_{remp} = \frac{T_f}{T_f + T_{remp}} \quad (13)$$

S'il n'y a que des opérations pour remplacer l'outil de forage, après transformation de la formule 8 nous recevons:

$$K_{tech} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{K_{man}} - 1 \right) + \left(\frac{1}{K_{al}} - 1 \right) + \left(\frac{1}{K_{dép}} - 1 \right) + \left(\frac{1}{K_{rp}} - 1 \right) + \left(\frac{1}{K_{rem}} - 1 \right)} \quad (14)$$

L'expression obtenue met en évidence les possibilités techniques des machines examinées en comparant les résultats des essais effectués.

Productivité d'exploitation

$$Q_{\text{exp}} = Q_{\text{tech}} \cdot K_u \quad , \text{ m/post} \quad (15)$$

Où:

Q_{exp} : est la productivité opérationnelle dépend du degré d'utilisation les possibilités techniques d'un perforateur sont utilisées dans les conditions de fonctionnement du béton.

$$Q_{\text{exp}} = 60 \cdot Q_{\text{théo}} \cdot K_{\text{exp}} \quad , \quad (16)$$

avec: K_{exp} est le coefficient tenant compte du travail continu du perforateur pendant son fonctionnement.

$$K_{\text{exp}} = \frac{T_f}{T_f + T_{\text{aux}} + T_{\text{org}}} \quad , \quad (17)$$

où : T_{org} est la perte de temps due à l'organisation du travail.

Dans ce cas, il s'agit nécessairement de la réalisation des opérations préparatoires et de l'existence de pertes de temps dues à l'organisation du travail à titre d'exemple; reste des ouvriers et manque de taille avant.

K_u : Coefficient d'utilisation du perforateur lors d'un post

L'analyse de la méthode exposée de détermination de la productivité des perceuses montre qu'elle présente certains inconvénients parmi lesquels on distingue:

- La division des pertes de temps en deux groupes selon leur caractère (régulier et fortuit) dans certains cas possibles, exemple de remplacement de l'outil de forage.
- Cette méthode ne permet pas d'apprécier séparément le degré d'influence de la construction de la perceuse, ou l'organisation du travail sur le niveau de productivité.

Comme dans le cas précédent, nous considérons qu'il est nécessaire de distinguer les productivités théoriques, techniques et d'exploitation telles que présentées dans le tableau 2.

Tableau .IV. 2. Calcul des productivités

Test	$E_{ou} = E_c$ (Kgf.m)	V_f (m/min)
1	2,68	0,080
2	3,29	0,098
3	3,88	0,116
4	4,49	0,134
5	5,11	0,153
6	5,70	0,171
7	6,31	0,189
8	6,82	0,204
9	7,51	0,225
10	8,11	0,243
11	8,71	0,261

IV.6.Calcul des pertes d'énergie (application de formules empiriques [12])

Les calculs de pertes d'énergie basés sur l'énergie d'un coup d'aluminium seront déterminés dans deux cas: Le premier marteau perforateur avec une seule tige égale à 1 mètre. Le deuxième cas de marteau perforateur avec cinq tiges dont chacune égale à 1 mètre.

IV.6.1.Premier cas d'une seule tige

L'énergie de soufflage avec $l = 1$ mètre est déterminée comme suit:

L'énergie de soufflage est déterminée comme suit:

$$E_f = E_c e^{-2(\alpha_1)} \quad (18)$$

IV.6.2 Deuxième cas de plusieurs tiges

L'énergie de soufflage est déterminée comme suit:

$$E_f = E_c \cdot e^{-2(\alpha_1 \cdot l + \alpha_2 \cdot n + \alpha_3)} \quad (19)$$

Où: e : base du logarithme népérien ($e = 2,71828$)

α_1 : pertes d'énergie dans un mètre de feuille,

$\alpha_1 = 0,004$: pour la feuille de section ronde,

l : longueur du fleuret,

α_2 : pertes d'énergie à la jonction entre tiges de feuilles,

$\alpha_2 = 0,025$: pour jonction avec poignée filetée,

n : numéro de jonction de la feuille,

α_3 : pertes d'énergie à la jonction entre le foil et la couronne

$\alpha_3 = 0,07$: pour jonction conique La longueur de la feuille est estimée comme suit:

$$l = (l_f + 0,5) \quad (20)$$

l : longueur du fleuret total, = 1 m.

l_f : Longueur d'un forage = 0,5 m.

Le numéro de jonction de la feuille est calculé comme suit:

$$n = \frac{l_f + 0,5}{\Delta l} = 1, \quad (21)$$

Δl : Longueur d'une tige en aluminium, m, nous prenons:

$$\Delta l = 0.9 \text{ to } 1.2 \text{ m quand } f \leq 10,$$

$$\Delta l = 0.7 \text{ to } 0.9 \text{ m quand } f > 10,$$

IV.7. Resultats de productivités dans le premier cas :

Le tableau 4 présente 11 tests pour calculer les pertes d'énergie, la vitesse de forage, les coefficients techniques & d'exploitation et les résultats des productivités dans le 1er cas.

Tableau .IV. 3. Calcul des productivités au 1er cas

tests	E_f (kgf .m)	V_f (m/min)	Q_{theo} (m /p)	k_{tech}	Q_{tec} (m/p)	K_{exp}	Q_{exp} (m /P)
1	2,66	0,08	38,40	0,84	32,40	0,73	28,02
2	3,26	0,098	47,04	0,80	37,45	0,72	33,86
3	3,85	0,116	55,68	0,79	43,98	0,71	39,53
4	4,45	0,131	62,88	0,78	49,04	0,70	44,01
5	5,06	0,151	72,48	0,77	55,80	0,67	48,56
6	5,65	0,161	77,28	0,74	57,18	0,64	49,68
7	6,25	0,181	86,88	0,75	65,16	0,60	52,12
8	6,76	0,201	96,48	0,74	71,40	0,58	55,95
9	7,44	0,222	106,56	0,66	70,63	0,50	53,20
10	8,03	0,242	116,16	0,58	68,55	0,45	52,75
11	8,63	0,252	120,96	0,50	61,00	0,42	51,40

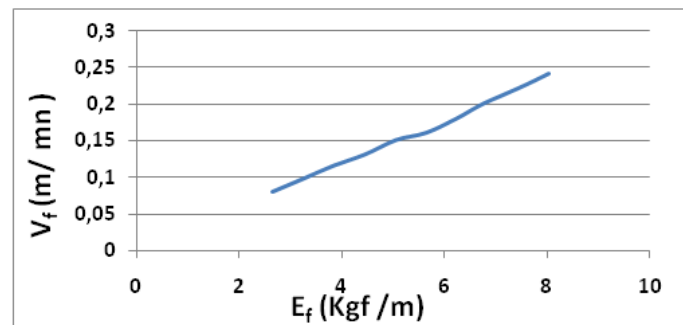


Figure. IV.3 Profile de variation de la vitesse de forage

La figure 3 montre clairement qu'il existe une relation proportionnelle de la vitesse de forage V_f en fonction de l'énergie de soufflage E_f .

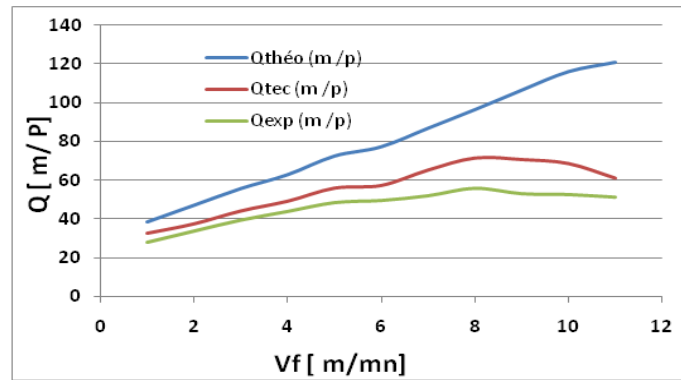


Figure.IV.4 variations des Productivités 1er cas

D'après les courbes précédentes de la figure 4, on note que les valeurs de productivité technique (Q_{tec}) passent de 32,40 à 71,40 et aussi de productivité d'exploitation (Q_{exp}) augmentent de 28,02 à 55,95, après ces valeurs elles diminuent, ce qui explique les pertes en les propriétés de l'outil.

IV.8.Résultats de productivités dans le deuxième cas :

Le tableau 5 présente 11 tests pour calculer les pertes d'énergie, la vitesse de fourrage, les coefficients techniques & d'exploitation et les résultats des productivités dans le 2ème cas.

Tableau. IV. 4. Calcul des productivités au 2ème cas

Tests	E_f (kgf .m)	V_f (m /min)	$Q_{théo}$ (m /p)	k_{tech}	Q_{tec} (m/p)	K_{exp}	Q_{exp} (m /P)
1	3,27	0,098	47,04	0,90	42,30	0,77	36,22
2	4,00	0,120	57,60	0,89	51,26	0,76	43,51
3	4,73	0,142	68,16	0,88	59,98	0,75	51,12
4	5,46	0,161	77,28	0,86	66,46	0,74	57,18
5	6,21	0,185	88,80	0,83	73,70	0,72	63,93
6	6,94	0,200	96,00	0,80	76,80	0,70	67,20
7	7,67	0,223	107,04	0,79	83,49	0,65	69,57
8	8,30	0,247	118,56	0,71	88,92	0,63	74,69
9	9,13	0,272	130,56	0,61	79,00	0,56	73,30
10	9,87	0,300	144,00	0,52	75,80	0,48	70,52
11	10,60	0,310	148,80	0,48	71,28	0,46	68,32

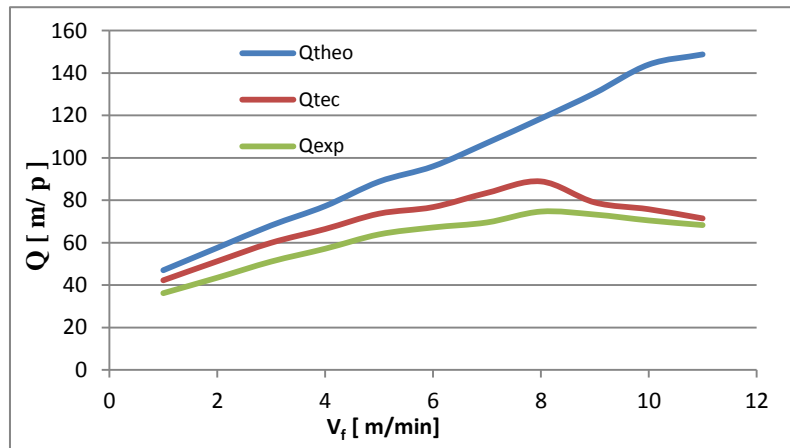


Figure .IV.5 Variations des Productivités 2^{ème} cas

Sur la figure 5, on remarque que la vitesse de forage est proportionnelle à l'énergie d'un piston de soufflage. Après la valeur 88,92, la productivité technique (Qtech) et la valeur de productivité d'exploitation 74,69 (Qexp) diminuent simultanément. Ceux-ci expliquent également les pertes de propriétés de l'outil.

IV.9.Application d'un modèle statistique :

La correction des erreurs a été effectuée en traitant les résultats, en utilisant une analyse de régression. Cela se fait par l'hypothèse d'une relation entre la vitesse de forage et l'énergie de percussion qui est représentée par une droite dont la fonction est de la forme:

$$V_f = b_1 \cdot E_C + b_2, \quad (22)$$

Où: b_1 et b_2 sont les inconnues de l'équation, qui doivent être déterminées par les résultats empiriques. En utilisant le théorème de **GAUSS_ MARKOV**, qui suppose que la droite la mieux ajustée aux données est celle pour laquelle la somme des carrés des résidus est minimale.

IV.9.1.Cas d'une seule tige

La dénomination des paramètres a été faite ci-dessous afin d'utiliser la méthode **GAUSS-MARKOV** pour déterminer la vitesse en fonction de la perte d'énergie d'une souffleuse $V_f = f(E_p)$. L'hypothèse de correspondance a été faite comme suit: $N = 11$: est le numéro d'observation des tests;

$$E_f = X_i; V_f = Y_i; \sum X_i = 62,04; \sum Y_i = 1,835; \sum (X_i \cdot Y_i) = 11,49; \sum X_i^2 = 349,85;$$

$$X_i: \text{La moyenne marginale } x; Y_i: \text{the marginal average of } y. X_i = \frac{\sum X_i}{N} = \frac{62,04}{11} = 5,64;$$

$$Y_i = \frac{\sum Y_i}{N} = \frac{1,835}{11} = 0,166.$$

L'équation de la droite GAUSS-MARKOV s'écrit comme suit:

$$Vf = b_1 \cdot E_c + b_2 \Leftrightarrow y_i^1 = b_1^1 x_i + b_0^1$$

$$\text{So: } b_1^1 = \frac{N \cdot \sum(x_i \cdot y_i) - \sum(x_i) \cdot \sum(y_i)}{N \cdot \sum x_i^2 - \sum x_i^2} \implies b_1^1 = \frac{11 \cdot 11,49 - 11,49}{11 \cdot 349,85 - 349,85} \approx 0,032$$

$$b_0^1 = \bar{y} - b_1^1 \cdot \bar{x} \implies b_0^1 = 0,166 - (0,03) \cdot (5,64) \approx -0,02$$

$$y_i^1 = 0,032 x_i - 0,02$$

Les calculs des paramètres E_f , V_f ,, Q_{exp} sont présentés dans le tableau 6.

L'étude des courbes présentées sur la figure 7 conduit à une recommandation sur l'amélioration de l'organisation du travail, ce qui nous donne la possibilité d'augmenter les productivités du perforateur.

Tableau .IV. 5. Calcule des productivités en 1er cas Markov.

Tests	$E_f(\text{kgf.m})$	$V_f(\text{m /min})$	$Q_{théo}(\text{m /p})$	K_{tech}	$Q_{tec}(\text{m /p})$	k_{exp}	$Q_{exp}(\text{m /p})$
1	2,66	0,065	31,20	0,91	28,39	0,76	23,71
2	3,26	0,084	40,32	0,90	36,28	0,75	30,24
3	3,85	0,103	49,44	0,89	44,00	0,73	36,10
4	4,45	0,122	58,56	0,87	50,94	0,71	41,57
5	5,06	0,142	68,16	0,86	58,61	0,69	47,04
6	5,65	0,161	77,28	0,84	64,91	0,67	51,77
7	6,25	0,180	86,40	0,83	71,71	0,64	55,56
8	6,76	0,196	94,03	0,80	75,22	0,60	56,42
9	7,44	0,218	104,64	0,70	73,44	0,52	54,60
10	8,03	0,236	113,28	0,62	70,23	0,46	52,88
11	8,63	0,256	122,88	0,53	65,27	0,42	51,61

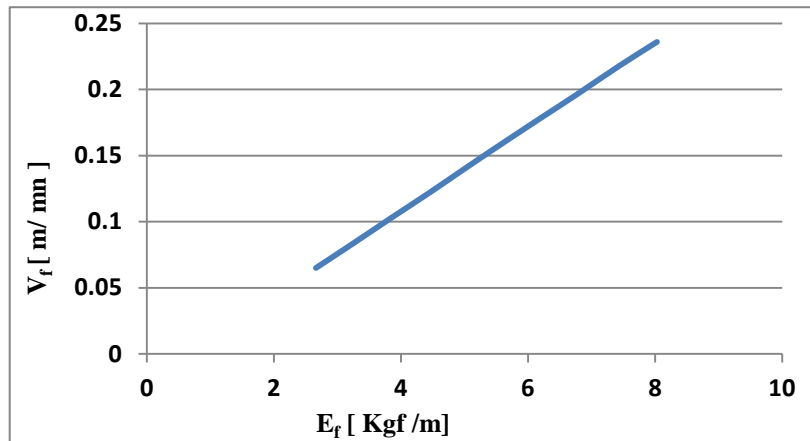


Figure. IV.6 variation de la vitesse de forage

La figure 6 montre clairement que l'utilisation de la méthode GAUSS-MARKOV élimine les erreurs et redresse la courbe.

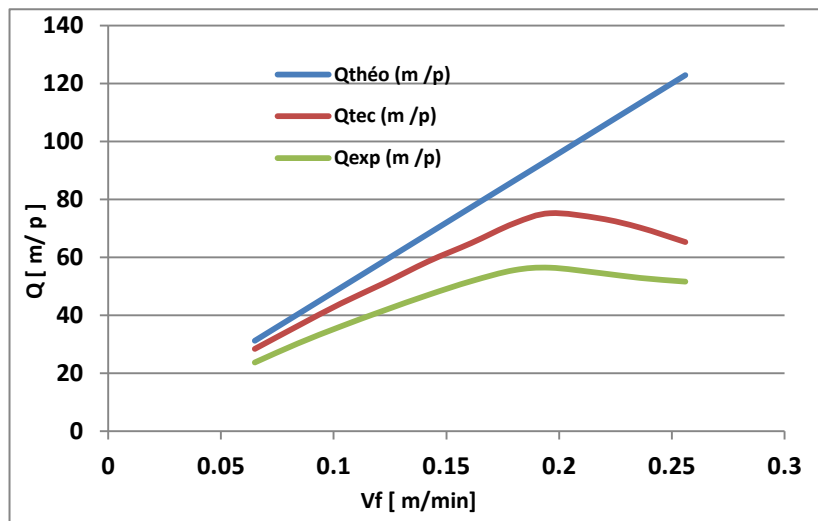


Figure. IV.7 variation des productivités

IV.9.2.Cas de plusieurs tiges

$$V_f = f(E_f), \sum X_i = 66,31, \sum Y_i = 2,258, \sum (X_i \cdot Y_i) = 18,256, \sum X_i^2 = 586,452$$

$$X_i = \frac{\sum X_i}{N} = \frac{66,31}{11} = 6,03 \quad , \quad Y_i = \frac{\sum Y_i}{N} = \frac{2,258}{11} = 0,2$$

L'équation de la ligne droite: $y_i^1 = 0,031 x_i - 0,02$

La figure 8 montre que la relation entre la vitesse de forage et les pertes d'énergie du 2ème cas est proportionnelle, ainsi que l'utilisation de Markov corrige les erreurs de la courbe et la rend sous la forme de la ligne droite. Sur la figure 9, la méthode de Markov détermine les valeurs optimales des trois productivités. La valeur optimale de la productivité technique (Qtech) est 75,22 et la valeur optimale de l'exploitation (Qexp) est 56,42 permettant de déduire la valeur optimale de Qtheo égale 94,03.

IV.9.3. Comparaison des résultats empiriques et statistiques

Les résultats obtenus par la méthode de BARON et GHRAINER portent le caractère qualitatif qui peut être considéré comme méthode approximative, c'est pourquoi il est nécessaire de poursuivre la recherche en question basée sur l'étude empirique du processus de forage vu sa difficulté. Afin de simplifier le processus de calcul et d'obtenir les résultats rapidement, nous avons effectué les calculs statistiquement en utilisant la méthode GAUSS-MARKOV, en calculant les coefficients des équations du système afin d'extraire les valeurs optimales des productivités (tableau 7) grâce à la détermination des paramètres rationnels du mode de fonctionnement des machines. Ce dernier donne des valeurs optimales de tous les paramètres et un régime de fonctionnement rationnel des perceuses. Tous les résultats obtenus illustrent clairement l'étude globale de toutes les pertes d'énergie dans le cas d'une seule tige et le cas de plusieurs tiges. Le tableau 8 montre les valeurs optimales des paramètres ci-dessous.

Tableau .IV.6. Calcul des productivités au 2ème cas **Markov**.

Test	Ef (kgf.m)	Vf(m /min)	Qthéo(m /p)	Ktech	Qtéc(m /p)	kexp	Qexp(m /p)
1	3,27	0,081	38,88	0,82	31,88	0,70	27,21
2	4,00	0,103	49,44	0,80	39,55	0,68	33,61
3	4,73	0,126	60,48	0,77	46,87	0,66	39,91
4	5,46	0,150	72,00	0,75	54,00	0,63	45,36
5	6,21	0,172	82,56	0,72	59,44	0,62	51,18
6	6,94	0,195	93,60	0,70	65,52	0,60	56,88
7	7,67	0,217	104,16	0,67	70,78	0,58	61,37
8	8,30	0,237	113,76	0,65	73,94	0,57	64,56
9	9,13	0,263	126,24	0,57	72,70	0,50	62,80
10	9,87	0,285	136,80	0,51	70,65	0,44	60,82
11	10,60	0,308	147,84	0,45	67,24	0,40	59,14

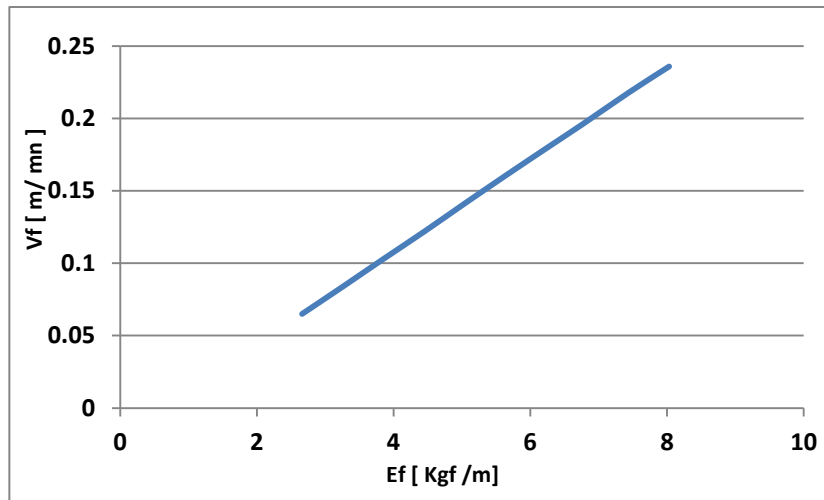


Figure. IV.8 Variation de la vitesse de forage

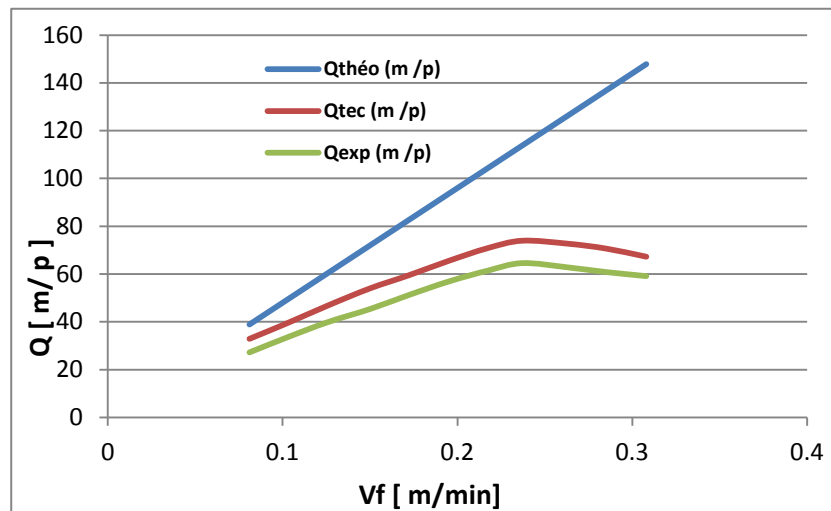


Figure. IV.9 variation des productivités

Tableau .IV. 7. Résultats globaux dans les cas d'une seule tige et de plusieurs tiges

Paramètres	E_f (kgf .m)	V_f (m /min)	Q_{theo} (m /p)	Q_{tec} (m /p)	Q_{exp} (m /p)
Cas					
1 ^{er} cas	6,76	0,196	94,03	75,22	56,42
2 ^{eme} cas	8,30	0,237	113,76	73,94	64,56

IV.10. Choix du régime de fonctionnement rationnel

Pendant le choix des perforateurs, la question principale qui nous préoccupe a toujours été la productivité que peut assurer le perforateur dans les conditions bien définies, mais ce facteur reste lié au régime de fonctionnement de la machine, qui à son tour dépend des propriétés de la roche, du type de l'outil et des paramètres du perforateur sans pour autant négliger les facteurs qui peuvent avoir une influence sur le choix du régime de fonctionnement, tels que : la puissance maximale, la vitesse d'avancement maximale que peut assurer le perforateur, la hauteur de pénétration de l'outil lors de la destruction de la roche selon les paramètres de l'outil et le couple de rotation.

Tenant compte de la théorie présentée dans les paragraphes précédents, on propose d'effectuer les régimes de fonctionnement rationnel d'après le nomogramme .Pendant le choix des perforateurs, la question principale qui nous préoccupe a toujours été la productivité que peut assurer le perforateur dans les conditions bien définies, mais ce facteur reste lié au régime de fonctionnement de la machine, qui à son tour dépend des propriétés de la roche, du type de l'outil et des paramètres du perforateur sans pour autant négliger les facteurs qui peuvent avoir une influence sur le choix du régime de fonctionnement, tels que : la puissance maximale, la vitesse d'avancement maximale que peut assurer le perforateur, la hauteur de pénétration de l'outil lors de la destruction de la roche selon les paramètres de l'outil et le couple de rotation.

IV.10.1. Détermination des régimes rationnels de fonctionnement des machines de forage percutant

IV.10.2. Critères et modes du choix des régimes de fonctionnement rationnel des machines de forage :

Il existe un point de vue commun sur la question du choix de type rationnel d'outil et les régimes de leur travail.

Il consiste en présence pour chaque variété de la roche un type d'outil qui est capable de la détruire le plus efficacement avec le régime de forage rationnel.

La diversité des roches leur composition pétrographique différente, les propriétés mécaniques etc. Obligent de résoudre ce problème pour les groupes des roches possédant des propriétés variantes dans les limites assez étroites.

En qualité de l'appréciation de l'efficacité du choix du type de l'outil et des régimes de fonctionnement, un nombre de chercheurs [19], [20] prennent en considération la vitesse de f forage et le métrage de l'outil.

Les chercheurs du travail des trépan à molettes dans les branches de l'industrie du pétrole, et d'autres [21] ont recommandé en qualité de ce critère deux indices, vitesse maximale de forage, et prix de revient d'un mètre du trou foré.

La pratique montre que la présence de deux critères provoque parfois la non détermination de la résolution du problème. La structure du prix de revient d'un mètre du trou foré se compose de deux parties, dépenses dépendants du temps liés à la productivité des travaux de forage ainsi qu'au métrage pour l'outil. D'ici il convient de dire que le prix de revient d'un mètre du trou foré est le critère qui tient Compte du niveau technique des machines employées et de l'organisation du travail.

Lors de la réalisation des travaux miniers en qualité du critère généralisé de l'efficacité de n'importe quelle méthode de f forage, on peut prendre le prix de revient d'un mètre cube de la masse rocheuse qui dépend du prix de revient d'un mètre du trou foré et de la sortie de la masse rocheuse. Dans ce cas on tient compte de l'organisation des travaux de tir, du diamètre de forage, et de la maille de disposition des trous de mine, ainsi que de la granulométrie de la roche abattue etc. Cela permet de recommander ce critère lors de la projection des travaux de tir et au cours du choix des machines de forage. Ce critère par S'il s'agit de l'exploitation des machines de forage choisies permettant de forer des trous de diamètre déterminé, le plus complet de la détermination des paramètres du régime de forage rationnel sera la prix de revient d'un mètre du trou foré.

Ce dernier est déterminé d'après la formule suivante :

$$C = (C_p/Q_{exp}) + (C_{ou}/H) ; (DA/m). \quad (IV.1)$$

C_p : Prix d'un poste de travail de perforateur ;(DA/poste)

Q_{exp} : Productivité par poste de perforateur lors de forage ; (m/poste).

C_{ou} : Prix de l'outil ;(DA)

H : métrage des trous foré se rapportant à un outil ; (m)

Ici découle que dans la formule, Q_{exp} est fonction de la vitesse de forage mécanique (V_{fm}) et par conséquent de la vitesse de rotation (n_r) et de la pression axiale P_{ax} le problème posé consiste à déterminer les valeurs des paramètres de réglage ou le prix de revient minimale d'un mètre du trou foré.

C_{ou} : Prix de l'outil ; DA ; ($C_{ou}=2000DA$).

P_a : Force axiale (pression d'alimentation) ; kgf.

C_p : Dépenses rapportant à l'exploitation de la machine pendant un poste ; DA.

$$C_p = C_s + C_e + C_a + C_{rép} + C_{ma}, \quad (IV.2)$$

C_s : Salaire de l'ouvrier par poste ; DA/poste ; ($C_s = 4000 DA$).

C_e : Le coût de l'énergie par poste ; DA/poste ; ($C_e = 5500DA$).

C_a : Le coût de la machine amortie ; DA/poste.

$C_{rép}$: Le coût de réparation ; DA/poste.

C_{ma} : Le cout de la matière (graine) ; DA/poste ; ($C_{ma} = 3000DA$)

$$C_a = C_{mach} / (N_j \cdot N_p \cdot N_a) ; DA/poste \quad (VI.3)$$

Ou :

C_{mach} : Coût de la machine ; DA ; ($C_{mach} = 800000DA$)

N_j : Nombre de jour ouvrable par an ; ($N_j = 254$ jours).

N_p : Nombre de poste par jour ; ($N_p = 2$ poste).

N_a : Nombre d'année se rapportant à l'usure total de l'outil. ($1/N_a=0,2$).

$$C_a = 8000000 \cdot 0,2 / (254 \cdot 2) = 6294,46 DA$$

$$C_p = 4000 + 5500 + 900 + 3000 + 6294,46 = 20000,46 DA.$$

IV.10.3. Proposition des méthodes de la détermination du régime rationnel de fonctionnement des machines de forage percutant

Comme nous l'avons remarqué dans le chapitre précédent, le calcul du prix de revient d'un mètre du trou foré, vérifie exactement la rationalité du régime de fonctionnement de la machine.

La comparaison graphique des résultats de calcul obtenus théoriquement avec ceux obtenus expérimentalement a fait ressortir que la méthode la plus proche des résultats réels est celle de l'expérimentale.

Donc, on recommande l'application de cette dernière méthode lors de l'utilisation des machines de forage pour les mêmes conditions de la carrière de fer de fil-fila.

Les paramètres rationnels du régime de fonctionnement des machines de forage à molettes dans les conditions de la carrière citée ci-dessus sont représentés dans le tableau(9);

Tableau. IV.8 : Calcul du prix de revient 1^{er} cas

Essai	E_f (kgf .m)	Q_{exp} (m /P)	H(m)	C (DA/m)
1	2,66	28,02	210	718,55
2	3,26	33,86	205	612,42
3	3,85	39,53	200	510,54
4	4,45	44,01	185	459,76
5	5,06	48,56	165	417,21
6	5,65	49,68	145	409,15
7	6,26	52,12	125	391,17
8	6,76	55,95	105	366,54
9	7,44	53,20	95	386,46
10	8,03	52,75	75	392,37
11	8,63	51,40	55	407,7

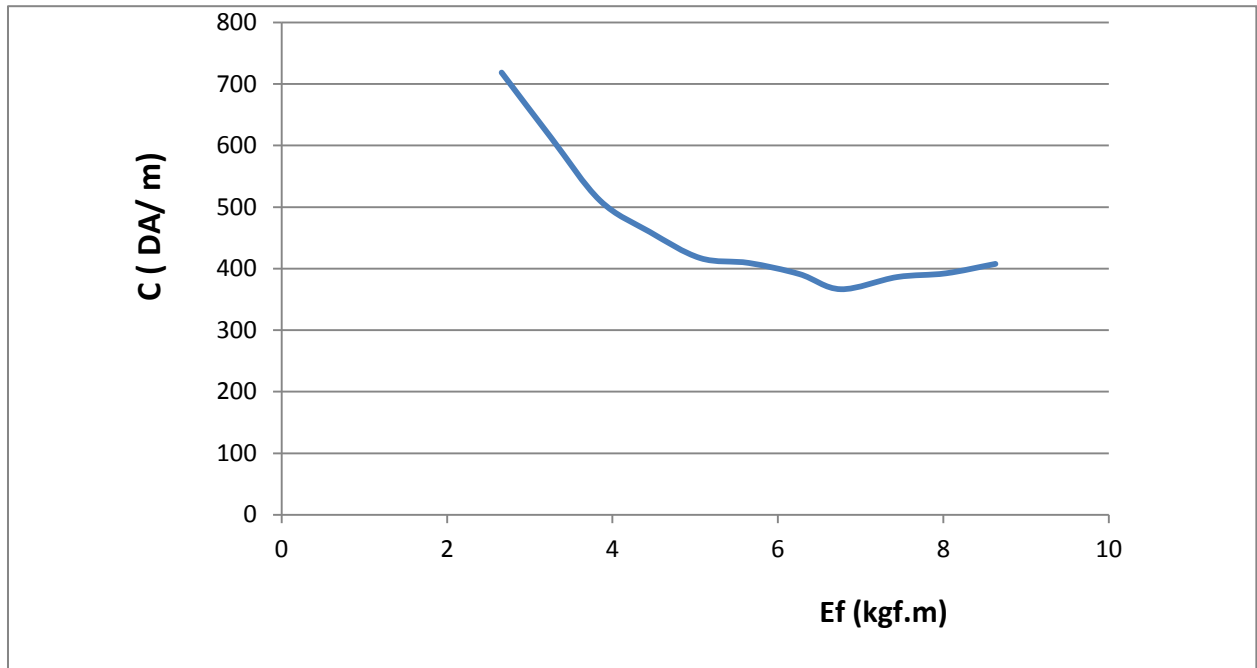


Figure. IV.10 Le coût d'un trou de forage

Dans la figure (10) Le coût d'un trou de forage d'un mètre est diminué jusqu'à la valeur 329.63 kgf.m, et après cette dernière commence d'augmenter à partir de cette la valeur qui correspond à la valeur optimale de la productivité d'exploitation (Q_{exp}) égale 74.69 m/p comme illustré dans le tableau (10), à mesure que l'énergie d'un coup de piston augmente.

Tableau .IV. 9: Calcul du prix de revient 2^{eme} cas

Essai	E_f (kgf .m)	Q_{exp} (m /P)	H(m)	C(DA/m)
1	3.27	36.22	220	556,32
2	4.00	43.51	218	464,44
3	4.73	51.12	213	395,44
4	5.46	57.18	203	354,96
5	6.21	63.93	172	318,72
6	6.94	67.20	161	303,16
7	7.67	69.57	142	294,2
8	8.30	74.69	100	329,63
9	9.13	73.30	95	362,28
10	9.87	70 .52	82	403,12
11	10.60	68.32	77	472,12

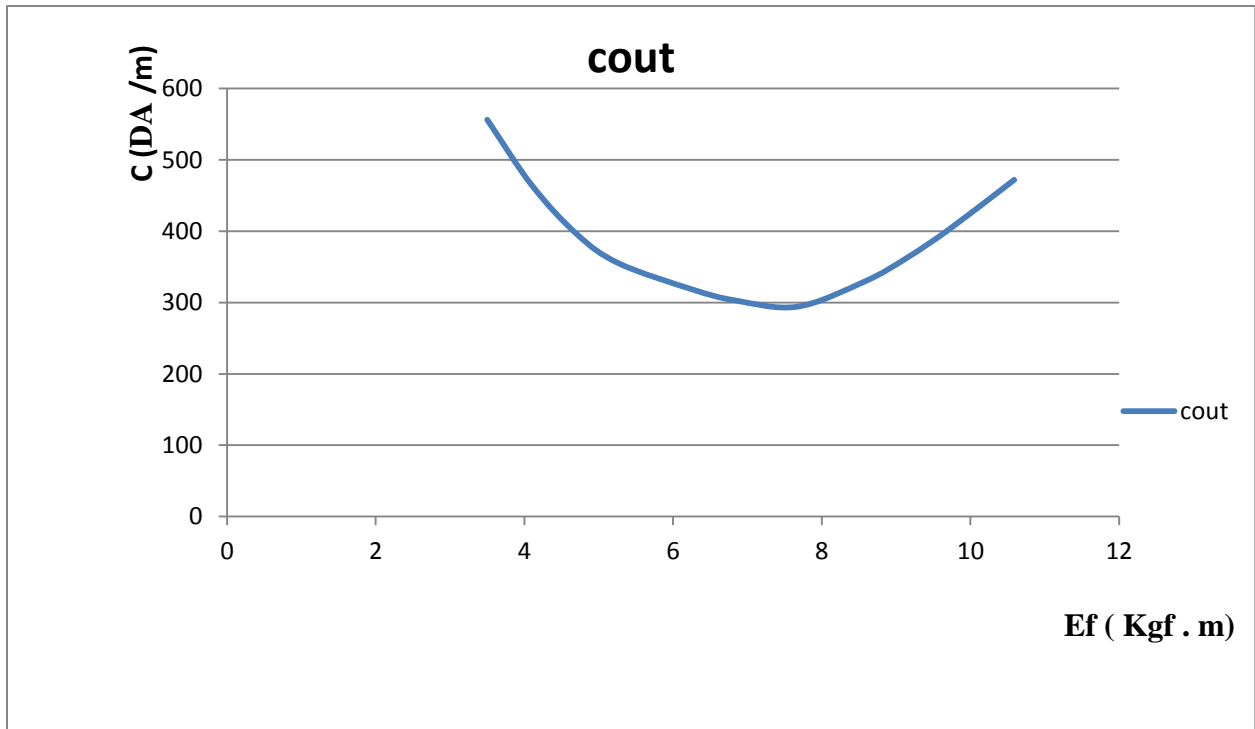


Figure. IV.11 Le coût d'un trou de forage d'un mètre (cas N°02)

Dans la figure (11) Le coût d'un trou de forage d'un mètre est diminué jusqu'à la valeur 505.32 (DA/m), après cette dernière commence à augmenter de mesure que l'énergie d'un coup de piston augment.

Tableau .IV. 10 : Calcul du prix de revient 1^{er} cas **Markov**.

Essai	E_f (kgf .m)	Q_{exp} (m /P)	H(m)	C (DA/m)
1	2,66	23,71	225	700.65
2	3,26	30,24	215	670.67
3	3,85	36,10	205	630.02
4	4,45	41,57	190	600
5	5,06	47,04	175	570.08
6	5,65	51,77	165	545.74
7	6,25	55,56	135	521.4
8	6,76	56,42	125	505.32
9	7,44	54,60	100	561.04
10	8,03	52,88	85	627.4
11	8,63	51,61	70	725.41



Figure. IV.12: la variation d'un prix de revient 1er cas Markov

La figure (12) représente une allure régulière obtenue par la méthode de Markov. Celle-ci permet de déterminer la valeur optimale du prix de revient égale à 460 DA/m.

Tableau .IV.11 : Calcul du prix de revient 2^{ème} cas Markov

Essai	E_f (kgf .m)	Q_{exp} (m /P)	H(m)	C (DA/m)
1	3,27	27,21	205	700.88
2	4,00	33,61	195	642.24
3	4,73	39,91	185	592
4	5,46	45,36	160	555
5	6,21	51,18	140	521.16
6	6,94	56,88	120	500
7	7,67	61,37	100	478.2
8	8,30	64,56	95	460
9	9,13	62,80	75	520.17
10	9,87	60,82	65	578.46
11	10,60	59,14	50	650.94

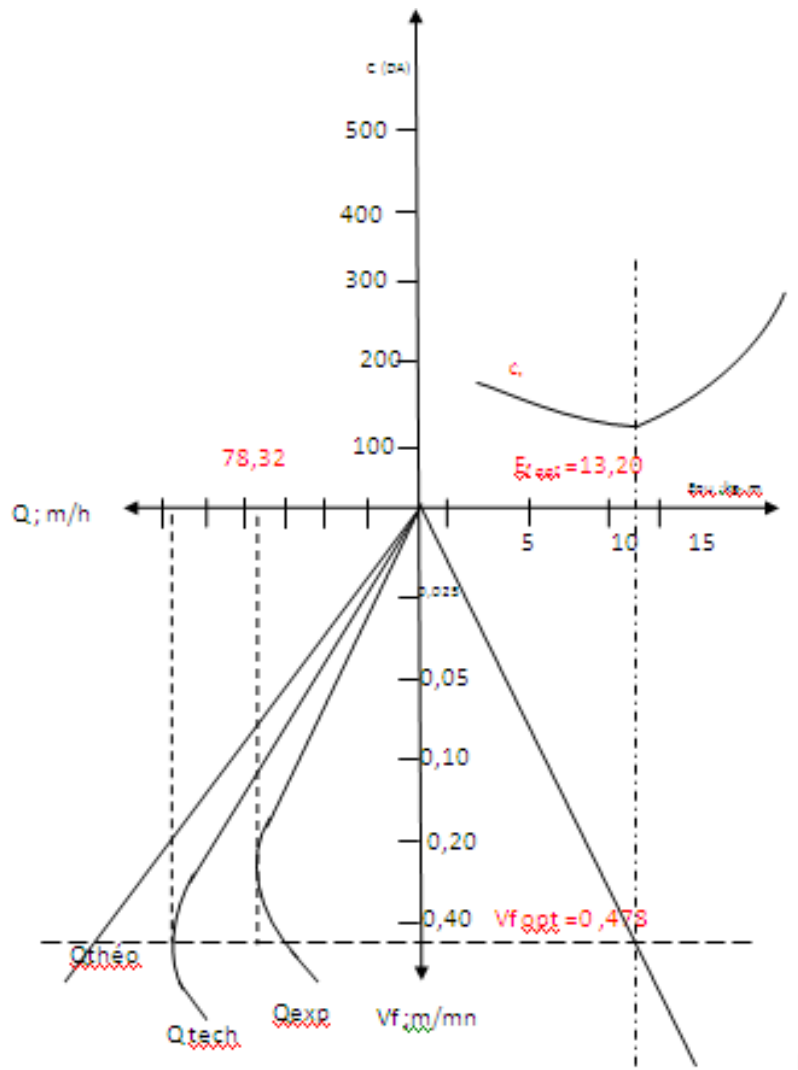


Figure. IV.13: monogramme le résultat expérimental des régimes rationnels (cas 01)

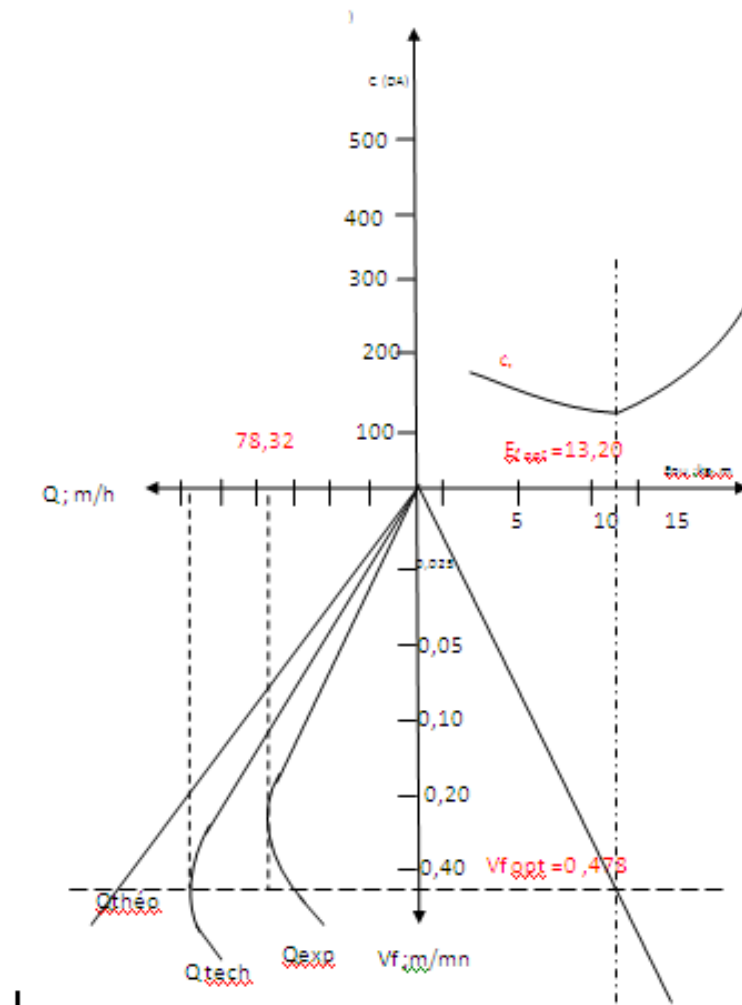


Figure. IV.14: monogramme le résultat expérimental des régimes rationnels (cas 02)

IV.11. Interprétation :

1-En résultat de recherches réalisées, on a abouti à la conclusion que dans les conditions des carrières employant les moyens de forage défini, il est préférable d'utiliser le critère de prix de revient d'un mètre du trou foré pour déterminer les paramètres des régimes de fonctionnement rationnels.

2-Les particularités du modèle proposé consistent dans la présentation de la productivité d'exploitation sous la forme proposée et en absence de l'influence des paramètres de réglage sur le métrage foré par un outil.

3-Pour assurer le prix de revient d'un mètre du trou foré minimal. Il faut chercher à travailler avec la force axiale appliquée et l'énergie d'un coup optimales en se limitant par l'apparition des vibrations de la machine et le coincement de l'outil.

4-L'Augmentation de la force axiale et l'énergie d'un coup jusqu'à leurs valeurs optimales provoquent l'accroissement de la vitesse de pénétration. Au-delà de ces limites la productivité de la machine diminue ce qui s'explique par la détérioration de l'énergie d'un coup de l'outil de forage et les vibrations dues aux déséquilibres de la machine.

Conclusion

Dans la partie empirique, nous avons étudié l'influence du métrage du forage sur la vitesse de forage. Sachant que les paramètres de réglage ont une influence significative sur les paramètres de sortie; les facteurs étudiés représentent les variables du terrain à partir desquelles commence l'étude du processus de forage dans le but d'obtenir les valeurs optimales de ces facteurs. Les facteurs étudiant le processus de forage (Productivités et énergie d'un coup de marteau) qui peuvent leur donner des valeurs déterminées. La meilleure productivité du perforateur dépend des paramètres du forage empirique; nous pouvons leur donner certaines valeurs. Les résultats obtenus par la méthode de BARON et GHRAINER portent le caractère qualitatif qui peut être considéré comme méthode approximative, c'est pourquoi il est nécessaire de poursuivre la recherche en question basée sur l'étude empirique du processus de forage vu sa difficulté. Pour cette raison, une méthode est utilisée pour simplifier le processus de calcul et obtenir les résultats rapidement, nous avons effectué les calculs statistiquement en utilisant la méthode GAUSS-MARKOV, en calculant les coefficients des équations du système afin d'extraire les valeurs optimales des productivités à travers la détermination des paramètres rationnels du mode de fonctionnement des machines. Ce dernier vérifie exactement la rationalité du régime de fonctionnement des perceuses. En plus de ces résultats, l'augmentation de la force axiale et de l'énergie d'un coup de marteau jusqu'à leurs valeurs optimales entraîne une augmentation de la vitesse de pénétration. Au-delà de ces limites, les productivités de la perceuse diminuent, ce qui s'explique par la dégradation de l'énergie d'un coup de marteau de l'outil de forage.

Conclusion générale

Conclusion Générale

L'objectif de mes travaux de recherches a été mené pour optimiser la vitesse de pénétration et l'énergie d'un coup lors de forage percutant afin d'évaluer économiquement l'influence des paramètres principaux tels que les paramètres de réglage et le diamètre de l'outil de forage sur l'efficacité de fonctionnement des machines de forage.

Le contrôle de ces paramètres est nécessaire pour travailler dans un bonnes conditions, progrès de l'outil de coupe, évacuation régulière des débris et stabilisation des parois des trousetc.

La réglementation de toutes ces conditions pour une performance de forage efficace mérite d'être améliorée. Pour ce faire, il est nécessaire de choisir la méthode d'optimisation d'atteindre cet objectif.

Notre étude a porté en particulier sur le forage percutant au niveau de la carrière de fil-fila par marteau percutant. L'étude est réalisée en considérant les résultats de recherche théorique qui portent sur l'influence de quelques paramètres contrôlables et non contrôlables de forage sur la vitesse de pénétration et l'énergie d'un coup; ainsi que les principales propriétés physico mécanique et les procédés de détermination des propriétés mécanique de la roche, et on a fait des applications de ces procédés sur la roche choisisses (le marbre) qui exige une diversité des méthodes d'extraction, résulte de la propriété physico mécanique de la roche et la configuration du gisement.

Le choix de l'outil de forage s'effectue selon les propriétés physicomécaniques et l'état de la roche et les paramètres des trous forés.

La détermination des indices d'exploitation et les caractéristiques techniques ont été élaborées par les essais d'exploitation et des essais de laboratoire.

L'analyse de cette méthode montre qu'elles sont basées sur les connaissances des particularités de l'interaction de l'outil contre la roche, on a vérifié les méthodes de calcul d'après les recherches expérimental et on a étudié l'influence du métrage des trous forés sur la vitesse de forage. Sachant que les paramètres de réglage influent considérablement sur les paramètres de sortie et la productivité du perforateur dépendent des paramètres du

régime de forage.

Les résultats obtenus selon les données applicables comme un diamètre d'outil de 55 mm et une pression d'air de $3,5 \text{ kgf/cm}^2$, alors le résultat obtenu pour l'énergie d'un choc est égal à $2,68 \text{ kgf/cm}$, et la vitesse de forage $0,08 \text{ m/min}$.

Au lieu de cela, nous calculons la perte d'énergie dans les deux cas, c'est-à-dire avec un outil ou plusieurs outils de deux manières différentes, et déterminons les valeurs optimales dans chaque cas. Le premier cas est dans les mêmes conditions que le diamètre de l'outil 55 mm et la vitesse de forage.

Par la méthode de Garni, on retrouve les valeurs de vitesse de forage $0,201 \text{ m/mn}$ et de perte d'énergie $6,76 \text{ m/mn}$.

Dans le second cas plusieurs tige également avec les mêmes conditions, on trouve les valeurs la vitesse de forage égale $0,247 \text{ m/mn}$, et les pertes d'énergie $8,30 \text{ kgf/cm}$.

Et en appliquant une autre méthode statistique pour réduire l'énergie gaspillée, qui est la méthode de GAUSSE-MARKOVE, On retrouve des valeurs différentes dans chaque cas autrement dit, dans le premier cas, seul tige nous trouvons la valeur de la vitesse de forage $0,196 \text{ m/mn}$, et les pertes d'énergie $6,76 \text{ kgf/cm}$.

Dans le second cas, plusieurs tiges, on retrouve les valeurs de vitesse de forage $0,237 \text{ m/mn}$, et les pertes d'énergies $8,30 \text{ kgf/cm}$.

Les résultats du choix de la méthode rationnelle pour le processus se déroulant dans les conditions ci-dessus dans les deux cas déterminent les valeurs idéales comme suit:

- Dans le cas d'une tige simple, on obtient le rapport coût-prix optimal de $366,54 \text{ DA/m}$.
- Dans le cas de plusieurs tiges, la valeur optimale de $329,63 \text{ DA/m}$ est obtenue.

Ont utilisant la méthode statistique pour réduire les erreurs et déterminer les valeurs optimales correctes, qui est la méthode de Markov, et à partir de là, nous obtenons les valeurs suivantes dans chaque cas :

- La valeur dans le premier cas est de 505,32 DA/m.
- La valeur dans le second cas est de 460 dinars / m.

L'analyse des deux méthodes d'optimisation montre que la méthode de GAUSS-MARKOV est plus efficace à cause de sa simplicité et sa rapidité. Par contre l'utilisation de la fonction de GAUSS-MARKOV est meilleure pour l'optimisation

Les méthodes des plans d'expériences, de surface de réponse et la fonction désirable, nous ont permis de qualifier et d'optimiser les paramètres de forage percutant pour déterminer un régime rationnel de fonctionnement avec un nombre minimum d'expériences. Ces méthodes peuvent être utilisées comme des puissants outils de qualification d'un choix de processus de forage, des marteaux et des outils de coupes, juste pour sélectionner les valeurs optimales et des meilleures conditions de fonctionnement d'une opération de forage percutante avec conservation de l'énergie utilisée.

En résultat de recherches réalisées, on a abouti à la conclusion que dans les conditions des carrières employant les moyens de forage défini. Il est préférable d'utiliser le critère de prix du revient d'un mètre de trou foré pour déterminer les paramètres des régimes de fonctionnement rationnels.

REFERENCES

Références bibliographiques

[1] W. Burges, George R. Burnell. On the organisation of the corps imperial des PONTS-ET-CHAUSSEES, in france. Journal of the Society for Arts, 1864, 12(591): 281-296.

<https://www.jstor.org/stable/41334642>

[2] A.Serdani, A. Medroua. Study of the mechanization of transport with fixing of the organization of the trucks.Memory of will ingéniera.University of Badji Mokhtar, Annaba, Algeria, 1992.

[3] William M. Rickard, John McLennan, Nasikul Islam, Ernesto Rivas. Mechanical Specific Energy Analysis of the FORGE Utah Well. Proceedings, 44th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering. Stanford University, Stanford, California, 2019, February 1-13,01-08.

[4] Islam, N., Vijapurapu, R., Jones, M., McLennan, J., Moore, J., Rickard, W. and Balamir, O., R. Vagnetti. Application of Mechanical Specific Energy and At-the-Bit Measurements for Geothermal Drilling Applications in Hot, High Strength, High Modulus Reservoirs, ARMA, 52nd U.S. Rock Mechanics/Geomechanics Symposium, 2018, 17-20

<https://www.onepetro.org/conference-paper/ARMA-2018-813>

[5] Dupriest, F.E., and Koederitz, W. L., Maximizing Drill Rates with Real-Time Surveillance of Mechanical Specific Energy. IADC/SPE paper No. 92194 presented at SPE/IADC Drilling Conference, Amsterdam, The Netherlands, 2005, 23-25.

[6] Adebayo B., Akande J. M., Analysis of Button Bit Wear and Performance of Down-The-Hole Hammer Drill, *Ghana Mining Journal*, 2015, Vol. 15, No. 2, pp. 36-41.

[7] Pletcher J., Scarr A., Smith J., Swadi S., Rogers C., Application of Air Percussion Drilling Improves Drilling Efficiency in Horizontal Sandstone Wells. SPE. 2010.

<https://doi.org/10.2118/135308-MS>

[8] Chiang, L. and Stamm, E., Design Optimization of Valve-less DTH Pneumatic Hammers by a Weighted Pseudo-Gradient Search Method. Journal of Mechanical Design, 1998, pp. 687-694.

<https://doi.org/10.1115/1.2829332>

[9] Chiang L., Stamm E., Dynamic Modeling of a Valveless DTH Hammer,” submitted to J. Dynamics, Measurements, & Controls. 1996.

[10] Teale, R., The Concept of Specific Energy in Rock Drilling. Int. J. Rock Mech. Mining Sci., 1965, 2(1): 57-73.

[https://doi.org/10.1016/0148-9062\(65\)90022-7](https://doi.org/10.1016/0148-9062(65)90022-7)

[11] M. E. O. T, Eren, Real-Time Drilling Rate Of Penetration Performance Monitoring, Offshore Mediterranean Conference, (2011).

[12] J.W. Graham, N.L. Muench, Microbit Analytical Determination of Optimum Bit Weight and Rotary Speed Combinations”. Paper SPE 1349-G presented at the Fall Meeting of the Society of Petroleum Engineers, 4-7 October 1959, Dallas, Texas. DOI: 10.2118/1349-G.

[13] E.M. Galle, H.B. Woods, Best Constant Weight and Rotary Speed for Rotary Rock Bits , API Drilling and Production Practice, 1960.

[14] E.M. Galle, H.B. Woods, Best Constant Weight and Rotary Speed for Rotary Rock Bits, API Drilling and Production Practice, 1 January, New York, API-63- 048, 1963.

[15] W.C.Maurer, The Perfect-Cleaning Theory of Rotary Drilling, Journal of Petroleum Technology, 14(11) (1962) 1270-1274, SPE-408-PA.

[16] E. Gholamreza, N. Ciências, M. Santa, Development of an imperialist competitive algorithm (ICA)-based committee machine to predict bit penetration rate in oil wells of Iran, Ayub Abbasi Garavand1, 37 (1) (2015), 173-182.

[17] O.E.Mechem, H.B.Jr. Fullerton, Computers invade the rig floor, Oil and Gas Journal, (1965) 14.

[18] M.G. Bingham, New Approach to Interpreting Rock Drillability, Petroleum Publishing Company, Tulsa ,1965.

[19] T. Hemphill, R.K., Clark, The Effects of PDC Bit Selection and Mud Chemistry on Drilling Rates in Shale”, SPE Drilling & Completion, 9(3)(1994)176-184, SPE-22579-PA.

[20] H.R. Motahhari, G. Hareland, R. Nygaard, B. Bond, Method of Optimizing Motor and Bit Performance for Maximum ROP, Journal of Canadian Petroleum Technology, 48 (6) (2009), PETSOC-09-06-44-TB.

- [21] G.Hareland, A. Wu, B. Rashidi, A drilling rate model for roller cone bits and its application. In: Paper SPE No. 129592. Presented at the CPS/SPE International Oil and Gas Conference and Exhibition. Beijing, China, 8–10 June ,2010a .
- [22] G. Hareland, A.Wu, B. Rashidi, A new drilling rate model for tricone bits and its application to predict rock compressive strength,ARMA 10-206. In: Presented at the 44th US Rock Mechanics Symposium. Salt Lake City, UT, 27– 30 June ,2010b.
- [23] A.T.Jr. Bourgoyne, F.S., Jr. Young, A Multiple Regression Approach to Optimal Drilling and Abnormal Pressure Detectiony, SPE-AIME Sixth Conference on Drilling and Rock Mechanics, January,Austin, TX, SPE 4238,1973.
- [24] A.T.Bourgoyne, F.S. Young, A multiple regression approach to optimal drilling and abnormal pressure detection. SPE Journal 14 (4) (1974) 371–384, SPE- 4238-P.
- [25] E.Tanseu, A Heuristic Approach to Drilling Optimization', Annual Fall Meeting of the Society of Petroleum Engineers of AIME, Dallas, Texas, 28 September -1 October, 1975.
- [26] B.H.Walker, A.D. Black, W.P. Klauber et al, Roller-bit penetration rate response as a function of rock properties and well depth. In: Paper SPE 15620 Presented at the 61st Annual Technical Conference and Exhibition of the Society of Petroleum Engineers, New Orleans, LA, 5–8 October 1986.
- [27] T.M. Warren, Penetration-rate performance of roller-cone bits. SPE Drill. Eng. 2(1), (1987), 9–18.
- [28] G. Hareland, L.L. Hoberock, Use of drilling parameters to predict in-situ stress bounds. In: Paper SPE 25727 Presented at the SPE/IADC Drilling Conference, Amsterdam, Netherlands, 22–25 February 1993.
- [29] Emad A. Al-Betairi, Mohamed M. Moussa, Saud Al-Otaibi,. „Multiple Regression Approach To Optimize Drilling Operations in the Arabian Gulf Area', SPE Drilling Engineering, 3(1) 1988, SPE-13694-PA.
- [30] M. A. Alum, F. Egbon, Semi-Analytical Models on the Effect of Drilling Fluid Properties on Rate of Penetration (ROP), Nigeria Annual International Conference and Exhibition, 30 July - 3 August, Abuja, Nigeria, 2011, SPE-150806-MS.

- [31] E.E. Maidla, ShinitiOhara, 1991. Field Verification of Drilling Models and Computerized Selection of Drill Bit,WOB, and Drillstring Rotation, SPE Drilling Engineering, 6 (3)189-195, SPE-19130-PA
- [32] M.H. Bahari, A. Bahari, F.N. Moharami, M.B.N. Sistani, Determining Bourgoyne and Young Model Coefficients using Genetic Algorithm to Predict Drilling Rate ,Applied Siences, 8 (17) (2008) 3050-3054.
- [33] M.Monazami, A. Hashemi, M. Shahbazian, Drilling rate of penetration prediction using artificial neural network: a case study of one of Iranian southern oil fields, Journal of Oil and gas Business, No 6(2012) 21-31.
- [34] I. AlArfaj, A. Khoukhi, T. Eren , Application Of Advanced Computational Intelligence To Rate Of Penetration Prediction." Computer Modeling and Simulation (EMS), Sixth UKSim/AMSS European Symposium on IEEE, 2012.
- [35] A.Bhatnagar, M. Khandelwal, An intelligent approach to evaluate drilling performance, Neural Computing and Applications 21(4) (2012) 763-770.
- [36] C.Jacinto ,P.J.F. Filho ,S.M. Nassar ,M.Rosenberg .D.G. Rodrigues ,M.D.C. Lima, Optimization models and prediction of drilling rate (ROP) for the Brazilian pre-salt layer, Chemical Engineering Transactions, 33(2013)823-828.
- [37] H. Basarir, L. Tutluoglu, C. Karpuz, Penetration rate prediction for diamond bit drilling by adaptive neuro-fuzzy inference system and multiple regressions."Engineering Geology 173, (2014) 1-9.
- [38] R.A.Shishavan ,C. Hubbell ,H. Perez ,J. Hedengren ,D. Pixton ,Combined Rate of Penetration and Pressure Regulation for Drilling Optimization by Use of High-Speed Telemetry, SPE Drilling & Completion, 30 (1) (2015), SPE- 170275-PA.
- [39] D.Jinan, Z.Jinhai, X.Li ,Y.Chuanshu, L.Changsheng, A ROP Optimization Approach Based on Improved BP Neural Network PSO, Advances in Swarm and Computational IntelligenceLecture Notes in Computer Science , 9142 (2015) 11-18.
- [40] B.Mantha, R. Samuel, ROP optimization using artificial intelligence techniques with statistical regression coupling. SPE Annu. Tech. Conf. Exhib. 2016. <https://doi.org/10.2118/181382-MS>.

- [41] M.K.Moraveji, M. Naderi, Drilling rate of penetration prediction and optimization using response surface methodology and bat algorithm. J. Nat. Gas Sci. Eng,31(2016) 829–841.
- [42] K.Rais,M. Kara,L. Gadri, R.Hadji, L.Khochman, Original approach for the drilling process optimization in open cast mines; case study of kef essenoun open pit mine northeast of Algeria, mining Science, 24(2017) 147–159.
- [43] Fatima Zohra DERDOUR,Evaluation économique de l'influence des paramètres principaux sur l'efficacité de fonctionnement des machines de forage(2019) .
- [44] K. Cheiretov, A. Kinov, B. Vassilien , Manuel de projection des machines minières, Edition TECHNIKA, Sofia, 1980.
- [45] L .Baron, L. Kouznetsov, Appareils et moyens de contrôles des processus de forage, Edition NEDRA, Moscou, 1989.
- [46] A .PIERRE, manuel de mécanique des roches tome 1.
- [47] SERDANI A., MEDROUA A., 1992. Etude de la mécanisation de transport avec fixation de l'organisation des camions. Mémoire d'ingénieria. Université de Badji Mokhtar. Annaba.
- [48] KHOICHEMANE L., 2007. Optimisation des paramètres de forage à molette. Thèse de doctorat. Edition université Badji Mokhtar. Annaba.
- [49] KOVALENKO V., AMRTSOUMIAN N., LAHMER K., Exploitation des carrières.Editions place centrale de Ben Aknoun.
- [50] KABOUCHE ABDALLAH , étude et élaboration du régime de forage à molette.
- [51] M.OUADI ; I. ASSENOV ; Machine Minière (Machine de forage) office d'application universitaire mars 1993.
- [52] R. Lazayres , les outils de forage revue art de mine N°4 1975.
- [53] Hartman HL. Basic studies of percussion drilling. Min Eng 1959; 1168–75.
- [54] Hartman HL. Crater geometry relations in percussive drilling-single blos studies. Mine Quarry Eng 1962; 28:530–6.

- [55] Protodyakonov MM. Mechanical properties and drill ability of rocks. In: Proceedings of the Fifth Symposium on Rock Mechanics. Minneapolis, MN: University of Minnesota; 1962.p. 103–18.
- [56] Paone J, Madson D, Bruce WE. Drill ability studies—laboratory percussive drilling. USBM RI 7300, 1969.
- [57] Tandanand S, Unger HF. Drill ability determination—a drill ability index of percussive drills. USBM RI 8073, 1975.
- [58] Rabia H, Brook N. An empirical equation for drill performance prediction. The state of the arts in rock mechanics. In: Proceedings of the 21st US Symposium on Rock Mechanics.Columbia, MO: University of Missouri-Rolla; 1980. p. 103–11
- [59] Rabia H, Brook N. The effects of apparatus size and surface area of charge on the impact strength of rock. Int J Rock Mech Min Sci 1981; 18:211–9.
- [60] Maurer WC. The state of rock mechanics knowledge in drilling.In: Fairhurst C, editor. Proceedings of the Eighth Symposium on Rock Mechanics, University of Minesota, 1966. p. 355–95.
- [61] Hartman HL. The effectiveness of indexing in percussive and rotary drilling. Int J Rock Mech Min Sci 1966; 3:265–78.
- [62] Gnirk PF. An experimental study of indexed single bit-tooth penetration into dry rock at confining pressures of 0 to 7500 psi. In: Proceedings of the First Congress International Society on Rock Mechanics, vol. 2, 1966. p. 121–9.
- [63] Bailey JJ. On the performance of percussive drills. In: Proceedings of the Nineth Syposium on Rock Mechanics, Colorado School of Mines, 1967. p. 17–9.
- [64] Selmer-Olsen R, Blindheim OT. On the drillability of rock by percussive drilling. In: Proceedings of the Second Congress International Society on Rock Mechanics, 1970. p. 65–70.
- [65] Selim AA, Bruce WE. Prediction of penetration rate for percussive drilling. USBM RI 7396, 1970.

- [66] Hustrulid WA, Fairhurst C. A theoretical and experimental study of the percussive drilling of rock. Part I Theory of percussive drilling. *Int J Rock Mech Min Sci* 1971; 8:11–33.
- [67] Hustrulid WA, Fairhurst C. A theoretical and experimental study of the percussive drilling of rock. Part II Force penetration and specific energy determination. *Int J Rock Mech Min Sci* 1971; 8:35–56.
- [68] Hustrulid WA, Fairhurst C. A theoretical and experimental study of the percussive drilling of rock Part. III Experimental verification of the mathematical theory. *Int J Rock Mech Min Sci* 1972; 9:417–29.
- [69] Hakalehto KO. Energy required to break rock by percussive drilling. In: *Proceedings of the 14th Symposium on Rock Mechanics, Pennsylvania State University, 1972.* p. 613–21.
- [70] Dutta PK. A theory of percussive drill bit penetration. *Int J Rock Mech Min Sci* 1972; 9:543–67.
- [71] Schmidt RL. Drillability studies- Percussive drilling in the field. USBM RI 7684, 1972.
- [72] Lundberg B. Energy transfer in percussive rock destruction-I. *Int J Rock Mech Min Sci* 1973; 10:381–99.
- [73] Lundberg B. Energy transfer in percussive rock destruction-II. *Int J Rock Mech Min Sci* 1973; 10:401–19.
- [74] Lundberg B. Microcomputer simulation of stress wave energy transfer to rock in percussive drilling. *Int J Rock Mech Min Sci* 1982; 19:229–39.
- [75] Karlsson LG, Lundberg B, Sundin KG. Experimental study of a percussive process for rock fragmentation. *Int J Rock Mech Min Sci* 1989; 26(1):45–50.
- [76] Pandey AK, Jain AK, Singh DP. An investigation into rock drilling. *Int J Surf Min Recl* 1991; 5:114–39.
- [77] Thuro K, Spaun G. Introducing the ‘destruction work’ as a new rock property oftoughness referring to drillability in conventional drill and blast tunnelling. In: Barla M, editor. *Eurock’96 Prediction and Performance in Rock Mechanics and Rock Engineering, vol.2.* 1996.

- [78] Kahraman S. Rotary and percussive drilling prediction using regression analysis. *Int J Rock Mech Min Sci* 1999; 36: 9-50.
- [79] Kahraman S. Correlation of TBM and drilling machine performances with rock brittleness. *Eng Geol* 2002; 65:269–83.
- [80] Thuro K. Prediction of drillability in hardrock tunnelling by drilling, blasting. In: Golse J et al., editors. *Tunnels for people*, 1997. p. 103–8.
- [81] Auranen I. Quarry drilling, the advantage of hydraulics. *Int Min* 1984 ;(April); 34–40.
- [82] Heinio M. *Rock excavation handbook*. Sandvik Tamrock Corp., 1994. p. 64.
- [83] McCarty D. Percussive drilling economics—a function of productivity, reliability. In: Baumgartner P, editor. *Rock breaking and mechanical excavation*. CIM Special, vol. 3, 1982. p. 44–50.
- [84] Workman L, Szumanski M. Which blast hole rig. *World Min Equip* 1997;March:23–7
- [85] Teale R. The concept of specific energy in rock drilling. *Int J Rock Mech Min Sci* 1965; 2:57–71.
- [86] Pathinkar AG, Misra GB. A critical appraisal of the protodyakonov index. *Int J Rock Mech Min Sci* 1976; 13:249–51.
- [87] : Rabia H. A unified prediction model for percussive and rotary drilling. *Min Sci Technol* 1985; 2:207–16.
- [88] Rabia H. Specific energy as a criterion for drilling performance prediction. *Int J Rock Mech Min Sci* 1982; 19:39–42.
- [89]: Wayment WR, Grantmyre I. Development of a high blow energy hydraulic impactor. In: Robbins RJ, Conlon RJ, editors. *Proceedings of the Rapid Excavation Tunn Conference*, Las Vegas, 1976. p. 611–26.
- [90] Mahyera A, McDonald RC, Koenning TH. Predicting performance of joy Hefti impactors for secondary breaking. In: Baumgartner P, editor. *CIM Special*, vol. 30, 1982. p. 59–64.

- [91] Roxborough FF. Research in mechanical excavation, progress and prospects. In: Mann CD, Kelly MN, editors. Proceedings of the Rapid Excavation Tunn Conference, Las Vegas, 1985.p. 225–44.
- [92] Fowell RJ. The mechanics of rock cutting. In: Hudson JA, editor. Comprehensive rock engineering, vol. 4. 1993. p. 155–75.
- [93] Brook B. Principles of diamond tool technology for sawing rock. Int J Rock Mech Min Sci 2002; 39:41–58.
- [94] Copur H, Tuncdemir H, Bilgin N, Dincer T. Specific energy as acriterion for use of rapid excavation systems in Turkish mines.Trans Inst Min Metall Section A 2001;110:A149.
- [95] Hughes H. Some aspects of rock machining. Int J Rock Mech Min Sci 1972; 9:205–11.
- [96] Mellor M. Normalization of specific energy values. Int J Rock Mech Min Sci 1972; 9:661–3.
- [97] Farmer IW, Garritly P. Prediction of roadheader cutting performance from fracture toughness considerations. In: HergetG, Vongpaisal S, editors. Proceedings of the Sixth International Congr Rock Mechanics, 1987. p. 621–4.
- [98] Pool D. The effectiveness of tunnelling machines. Tunn Tunnel 1987; January:66–7.
- [99] Evans I, Pomeroy CD. The strength, fracture and workability of coal. London: Pergamon Press; 1966.
- [100] Nishimatsu Y. The mechanics of rock cutting. Int J Rock Mech Min Sci 1972; 9:261-70.
- [101] Sinkala T. Improving hole quality by automatic control of the drilling process: theoretical and field studies. Min Sci Technol 991; 12:79–88.
- [102] Sinkala T. Relating drilling parameters at the bit-rock interface: theoretical and field studies. Min Sci Technol 1991; 12:67–77.
- [103] GHISLAIN CHAOUR, étude et optimisation des paramètres de fonctionnement des machine Metso Algérie-février 2011.

[104] Zina RABBOUCHE, Azzedine BOUZAOUT, Lakhdar KHOCHEMANE, Ouafae BENNIS, optimization of the adjustment parameters of the percussive drilling machine (Vol. 63, Issue II, June, 2020).

[105] Benmoussa moufida. etude de la détermination du régime de fonctionnement des machines de forage roto percutant ; Skikda 2020.

[106] Rashidi, B., Hareland, G., and Nygaard, R., Real Time Drill Bit Wear Prediction by 121 UAE, November 2008.

[107] SEMENOV V., Mining machine calculates machines of percussion and rotary-percussive drilling. Brochure at Badji Mokhtar University, Annaba, Algeria. 1984.

Informations sur l'article :

Identification de la publication :

Intitulé de la Revue : Journal of Fundamental and Applied Sciences ...

..... ISSN :1112-9867.....

Url de la revue/article :<https://www.jfas.info/index.php/JFAS/issue/view/38> .

*Catégorisation de la revue : **B***

*Indexation de la revue : ...Databases...(listes des revues **catégorie B** 2018/2019 selon*

DGRSDT)

Intitulé de la Publication :

**.....OPTIMUM ENERGY CALCULATION FOR A DRILL
HAMMER-BLOW RH571 4W ...**

*Position parmi les auteurs: Souilah Nadjet **IERE** Position .*