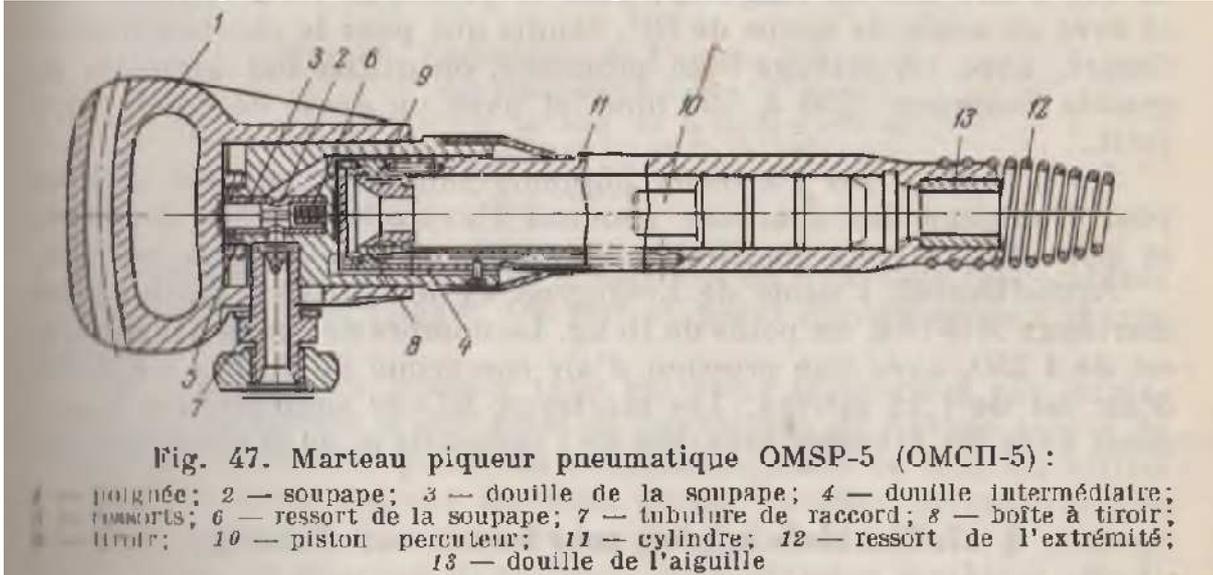


## Marteaux perforateurs

### Marteaux piqueurs

Les marteaux piqueurs peuvent être électriques ou pneumatiques ou hydraulique alors les tentatives première de création de marteaux piqueurs électriques ils ont pas donne encore de résultats positifs et leurs utilisations dans des mines grisouteux est très dangereuse actuellement on n'emploie exclusivement que les marteaux piqueurs pneumatiques et hydraulique alors que même ces dernier ont des avantage comme que l'énergie transforme en travail est presque de 45% compare a d'autre moyen énergétique qui utiliser que 15% de leurs énergies qui sera transformer au travail des marteaux ,le taux de pénétration de l'outil de travail des marteau hydraulique est très grand par apport a d'autre marteau (pneumatique ou électriques),une grand productivité aussi compare a celle pneumatique ,moins de bruit alors que son inconvénients il demande beaucoup d'argent pour la maintenance, un operateur expérimenté, connaisseur de travail donc , généralement il utilise dans les petites mines



### Classification des marteaux perforateurs pneumatique:

#### **Ils sont classes :**

##### **1- suivant les conditions de travail** (Manuel à colonne, et télescopiques)

Les perforateurs a marteau manuels sont destine pour forée des trous horizontaux et incline de diamètres de 25mm à 55 mm et d'une longueur allons a 4m leur poids varie de 12 a 95 kg

-On a ceux inferieur a 15 kg sont dites perforateur léger, de 15kg à 25 kg perforateur moyen et ceux supérieur à 25 se sont des perforateur lourd

Marteau a colonne sont destines a forées des trous de horizontaux et inclinés; pour des Diamètre de 40 à 85 mm, d'une longueur allons jusqu'à 40m, leurs poids sont de 40 kg à 150 kg on appels les perforateurs inferieur a 40 kg perforateurs léger ceux 40 kg à 50 kg moyen et supérieur à 50kgperforateurs lourds

Marteau télescopiques : j sont destines a forées des trous verticaux inclinés leurs :

-Diamètres varie de 40 mm jusqu'à 85 mm

-longueur jusqu'à 15m

-Poids de 25 à 90 kg

On appels les perforateurs inferieur a 35kg perforateurs léger de poids qui varie entre 35 à 40 perforateurs moyen et ceux plus 40 kg sont dite perforateurs lourd

##### **2-Classification d'après la fréquence de frappe :**

\_On trouve des perforateurs

-Jusqu'à 2000 coups/min

-Et ceux Supérieur à 2000 coups/min

##### **3-d'après la construction de marteau**

Il existe plusieurs types de perceuse mais la seule distinction résiduelle dans le dispositif de distribution d'air comprimé. Le genre existant est :

A tiroir-à soupape-sans soupape (ce dernier le piston réalise lui seul la distribution de l'air comprimé dans le cylindre).

Les perceuses pneumatiques ont l'avantage de leur simplicité du point de vue de la destruction de la roche leur inconvénient est dû au faible rendement, consommation d'air comprimé qui coûte très cher beaucoup de bruit et vibration considérable.

La structure et la qualité de la construction du dispositif de distribution influent sur la consommation de l'air comprimé, la productivité, la puissance, l'énergie d'un coup, etc

Par exemple les soupapes consomment beaucoup d'air comprimé ; pour ceux à tiroirs moins de consommation d'air grande surface de frictionnelle, sensible aux impuretés. Alors que celle sans soupape elle est très simple le piston réalise lui seul la distribution de l'air comprimé dans le cylindre mais est inconvénient et le non remplissage des chambres du cylindre avec grand consommation de l'air elle est appliquée pour les perceuses à petit course.

### **Construction du marteau perceuse pneumatique**

Les mécanismes et dispositifs composant la perceuse pneumatique sont :

1-mécanisme de frappe

2-dispositif de distribution de l'air comprimé

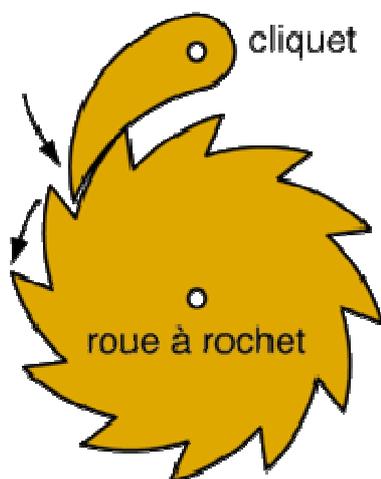
3-dispositif de grisage

4-dispositif de lavage de trou

5-dispositif de soufflage du trou

6-Mécanisme de rotation (faire tourner l'outil de forage d'un certain angle de  $5^\circ$  à  $15^\circ$ ) on peut trouver un mécanisme dépendant représenté par une tige hélicoïdale ou un piston muni d'une queue hélicoïdale, il y a aussi ce qui est indépendant ou la rotation s'effectue avec un moteur spécial fonctionnant indépendamment du piston utilise généralement des moteurs pneumatiques avec réducteur.

C'est une machine à percussion 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 (Mandrin : Le mandrin est une pièce mécanique fixée au bout de l'arbre d'une machine rotative ; il permet la fixation rapide d'un outil ou d'une pièce. Par extension, le mandrin désigne aussi une pièce en rotation sur laquelle on enroule différents produits. ),



### **Fonctionnement de la perceuse pneumatique**

Le fonctionnement de la perceuse est assuré à l'aide de l'admission d'air comprimé à travers la roue à rochet et le distributeur d'air comprimé qui alimente les deux chambres gauche et droite du cylindre cela permet au piston de faire un mouvement alternatif (va et vient) et un mouvement de rotation au fleuret. Le cylindre étant séparé par le piston en deux chambres l'une sous pression (chambre gauche), l'autre en dépression (chambre droite) lors de la course à vide le rôle est inversé pour les deux chambres.

L'air comprimé alimente les deux chambres gauche et droite du cylindre cela permet au piston d'effectuer son mouvement alternatif (va et vient) et un mouvement de rotation au fleuret

**Le fleuret** est un outil adaptable sur les perforatrices par percussion et les marteaux pneumatiques, consistant généralement en une tige en acier creuse avec un taillant à son extrémité.

Il existe plusieurs types de fleurets pour forer dans la roche, à savoir :

**Le fleuret monobloc** (*Plug Hole Rod* ou *Monoblockbohrer*) est utilisé pour forer des trous de petits diamètres, avec des outils de forage à marteau, de faible force tels que les foreuses sur pied ou les foreuses portables. Les tiges sont généralement hexagonales avec des taillants intégrés en forme de croix ou plats. Le fleuret a une longueur de 60 cm à 1 mètre.

**Le fleuret conique** (*Konusstange*) est utilisé pour forer des trous de petit diamètre avec des outils de forage à marteau. L'embout de ces tiges est généralement hexagonal pour permettre l'emboîtement de taillants coniques, en croix, à boutons ou bilames

### **Dispositif d'avancement du perforateur et béquille**

Pour augmenter la vitesse de forage, il est nécessaire de pousser le taillant contre le front de taille avec une certaine force ; l'essai montre qu'il existe pour chaque roche une poussée rationnelle ou optimale donnant la meilleure productivité. Cette force de poussée dépend de la dureté de la roche, des paramètres du perforateur et de l'état de taillant, c'est la raison nécessaire pour avoir ce dispositif d'avancement. Grâce à cette idée que l'on arrive à construire maintenant des chariots jumbos qui travaillent soit à ciel ouvert ou en souterrain.

Aussi pour diminuer la fatigue d'ouvrier ou de l'opérateur de ces machines il est possible de l'installer sur des béquilles. Le perforateur est fixé à la béquille par une charnière située au centre de gravité du marteau

Où la force de poussée est horizontale donnée par  $F_p = F_0 \cos(\alpha)$  et la force verticale  $F_v = F_0 \sin(\alpha)$

### **Avanceurs pneumatique :**

#### **Avanceurs à chaîne**

Ils ont une grande masse et un grand gabarit. Utilisés pour les perforateurs lourds, pour assurer une grande course et un grand effort de poussée

L'effort de poussée que peut provoquer cet avanceur est égal à :

$$F = \frac{750 P}{v_a} \eta, N$$

Où :

P : puissance du moteur

$v_a$  : vitesse d'avancement m/s

$$v_a = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}; m/s$$

D : diamètre de la roue d'entraînement ;m

n : vitesse de la rotation de la roue d'entraînement tr/mn

$\eta$  : Rendement de la transmission 0.8 à 0.9

### **Avanceur à vis sans fin**

Cet avanceur crée le couple de rotation  $C_r = 7162 \frac{P}{n_{vis}}, N.m;$

P : puissance du moteur en, Ch ;

$n_{vis}$  : vitesse de rotation de la vis, tr/min

L'effort de poussée est égal à :  $F = \frac{2C_r}{d_{vis} \cdot \tan \alpha} \cdot \eta, N;$

$d_{vis}$  : diamètre moyen de la vis, en m ;

$\alpha$  : angle de l'hélice en degré

La vitesse d'avancement est égale à :  $v_a = t \cdot v_{vis}, m/mn$

Où : t le pas de la vis  $t = \pi \cdot d \cdot \tan(\alpha)$

### **Chariots de forage**

Pour la mécanisation et l'automatisation du processus de forage, l'utilisation de chariot jumbo est très bénéfique, le jumbo est un chariot automoteur sur lequel sont installés plusieurs perforateurs (1 à 7) le jumbo est monté sur rail, sur pneus, et plus souvent sur chenilles. ces perforateurs sont montés sur des avanceurs qui s'articulent sur des charnières à l'une des extrémités du bras ;

Parmi les avantages de des chariots de forage :

- 1- augmentation de la productivité de forage
- 2- possibilité de mécaniser et d'automatiser toutes les opérations de forage ;
- 3- élimination des vibrations et du bruit qui influent sur l'opérateur.

Ces inconvénients construction assez complexe, prix assez élevé

Utiliser surtout pour céraux pour creusement des galeries souterraines, l'extraction des minéraux utiles, les chariots à bras unique utiliser dans l'exploitation à ciel ouvert sont appelés wagon -drill.

Selon la section des galeries ils sont repartis en plusieurs types ceux:

- Pour faible section de 5 à 9 m<sup>2</sup>
- Pour section moyenne de 9 à 30 m<sup>2</sup>
- Pour grande section de 30 à 150 m<sup>2</sup>

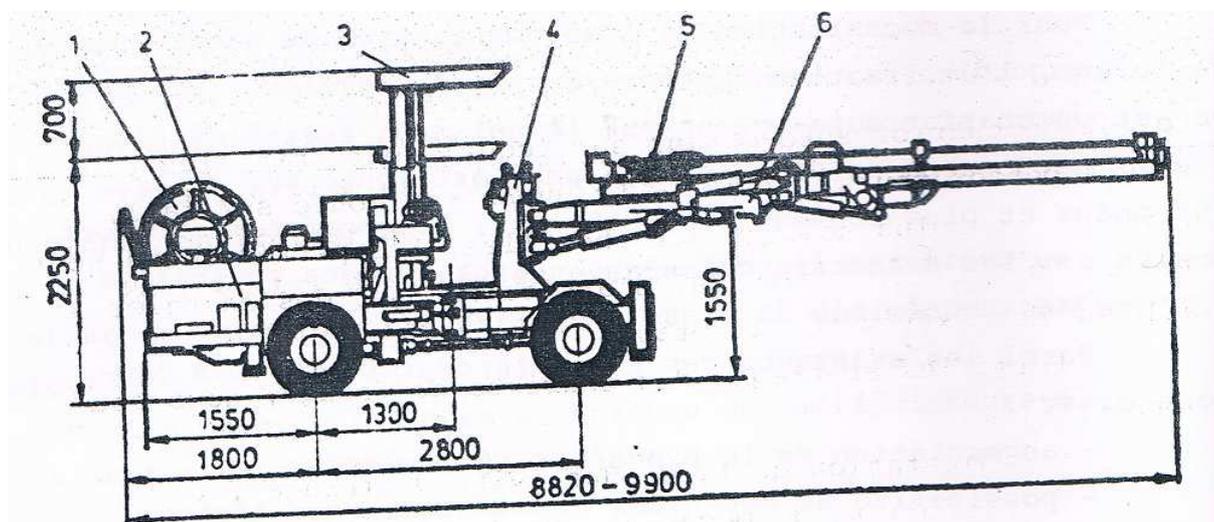


Fig. 2.28 : Chariot type Boomer H - 126 (Atlas Copco).  
 1. tambour ; 2. bloc moteur ; 3. toit ; 4. leviers de commande ;  
 5. perforateur (pneumatique ou hydraulique) ; 6. manipulateur.

### **Remarque**

On peut citer aussi des marteaux spéciaux comme brise roche destinés pour destruction des roches de dureté moyenne et grande lors de fonçage de puits, destruction du béton, du damage (bourrage). brise roche utilisé dans les carrières pour destruction des blocs de grande dimension, construction des tunnels généralement suspendu sur des flèches des excavateurs universels. les brise roche pneumatiques aujourd'hui sont remplacés par ceux hydrauliques montés sur des excavateurs hydrauliques. Pour une dureté < 3, on utilise des marteaux appelés marteau à point utilisés pour les forages sous les tranchées pour canalisation, les routes, les chemins de fer etc. autres genres aussi qu'on trouve pour détachement des grands blocs de massif appelés coins hydrauliques. ces dispositifs permettent d'atteindre de grandes charges dans la zone de contact qui dépend de la pression d'huile dans le système.

### **Perforateur hydraulique**

Ils ont été créés en 1968 par une firme française « Montabert » durant l'année 1970 ils étaient mis en exploitation

Leurs avantages en plus de ce que nous avons cité au dessus ils ont :

Moins de consommation d'énergie presque 70% inférieure à celle d'autre énergie utilisée

Une vitesse de forage 1.5 à 2.0 fois plus grande

Une puissance de 4 à 5 fois plus grande

Un rendement de  $d$  environ 0.4 comparé à celui de perforateur pneumatique de 0.10 à 0.16

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

Ces inconvénients, tels que l'échauffement du liquide qui exige un système de refroidissement ;

Les perforateurs d'aujourd'hui possèdent un poids assez important qui varie entre 70 à 240 kg et rarement pour certains de 25 à 35 kg une rotation varie de 1500 à 12000 coups/mn mais le plus souvent de 2000 à 3000 coups/mn, leur énergie par coups varie dans la limite de 70 à 500 N.m, le couple de rotation est de 160 à 500 N.m, la pression du liquide de travail est de 15 à 20 MPa.

Leur travail nécessite un bon lavage de trou par un jet d'eau, aussi un personnel hautement qualifié, en outre l'usure rapide des éléments d'étanchéité provoque la diminution du rendement, le prix de revient en utilisant le forage hydraulique est très élevé de 14 à 18 % par rapport au forage pneumatique

### Déterminations des 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 l'échappement est constante.

Les paramètres de base du perforateur sont :

- Nombre de coups du piston par minute coups par minute
- nombre de tours du fleuret par minute tours par minute
- couple de rotation du fleuret en newton ; mètre
- énergie d'un coup du piston en joule
- puissance du perforateur kilo watt
- Consommation spécifique de l'air comprimé en  $m^3/mn$

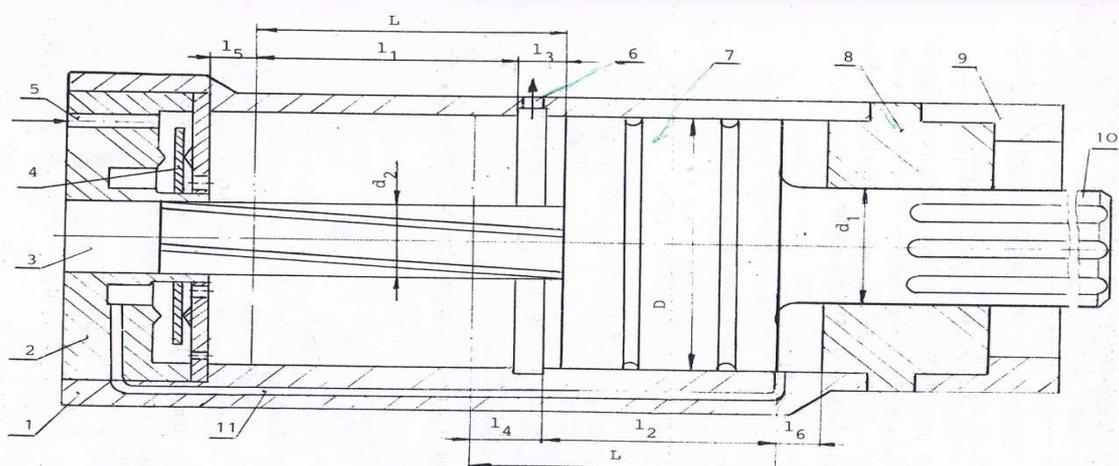


Fig. 2.33 : Schéma de détermination des paramètres de base des perforateurs.

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.

## 1-Déterminations de forces appliquées au piston

La surface utile du piston pour réaliser le trajet aller est

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

Pour trajet retour :

$$S_r = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_1^2)$$

Ou

D : diamètre du piston, m ;

d1 : diamètre de la tige du piston, m ;

d2 : diamètre de la tige hélicoïdale ;

La force applique au piston pendant le trajet aller et retour sont égale comme suit :

$$F_a = (S_a \cdot p_a - S_r \cdot p_e) \cdot k_1, N;$$

$$F_r = (S_r \cdot p_a - S_a \cdot p_e) \cdot k_2, N;$$

Ou :

$P_a$  : pression d'air comprimé dans la chambre d'admission du cylindre =a la pression dans le d'alimentation en pa

$p_e$  : pression dans la chambre d'échappement=0.08 à 0.12 Mpa

$k_1$  coefficient tenant compte de perte 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  $0.7$

## Déterminations de vitesse maximale du piston d'aller et de retour

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 accélère, la distance parcouru sera «  $l_1$  » est celle de retour est «  $l_2$  » jusqu'au canal d'admission de la chambre droite

$$v_a = \sqrt{2a_a \cdot l_1}$$

$$v_r = \sqrt{2a_r \cdot l_2}$$

Ou :  $a_a$  et  $a_r$  accélérations du piston pendant les distance  $l_1$  et  $l_2$  en  $m/s^2$  sur le trajet aller et retour .

Aussi d'après la deuxième loi de la mécanique :

$$a_a = \frac{F_a}{m} \text{ ou } m = \frac{G}{g}, \text{ ou } G \text{ poids du piston en } N; \text{ men } kg;$$

On peut écrire aussi que  $v_a = \sqrt{\frac{2F_a \cdot l_1 \cdot g}{G}}$ ,  $\frac{m}{s}$  et  $v_r = \sqrt{\frac{2F_r \cdot l_2 \cdot g}{G}}$ ,  $m/s$

## Détermination nombre de coups du piston

La durée du cycle est égale durée du trajet aller plus durée du trajet retour en seconde

$$T_c = t_a + t_r, \text{ en } s$$

Si le cylindre est partagé a deux chambre droite et gauche fusaient un trajet déplacement aller de  $L = l_1 + l_3$  et  $L = l_2 + l_4$  ou  $l_1$  et  $l_2$  déplacement avec l'accélération d'aller et retour et  $l_3, l_4$  déplacement par l'inertie

Nous aurons alors que  $t_a = t'_a + t''_a$  et  $t_r = t'_r + t''_r$

$t'_a$  et  $t'_r$  temps de déplacement du piston sous les force,

$F_a$  et  $F_r$  respectivement sur distance  $l_1$  et  $l_2$ .

$-t''_a$  et  $t''_r$  temps déplacement du piston par l'inertie sur les distance  $l_3$  et  $l_4$

On sait que la quantité de mouvement égale a :

$m \cdot v = F \cdot t$  on applique cette loi pour déterminer  $t'_a$  et  $t'_r$  donc

$$t'_a = \frac{G \cdot v_a}{g \cdot F_a} \text{ et } t'_r = \frac{G \cdot v_r}{g \cdot F_r} \text{ et } t''_a = \frac{l_3}{v_a}, t''_r = \frac{l_4}{v_r}$$

Ou  $L - l_1 = l_3$  et  $L - l_2 = l_4$  donc  $t_a = \frac{G \cdot v_a}{g \cdot F_a} + \frac{L - l_1}{v_a}$  et  $t_r = \frac{G \cdot v_r}{g \cdot F_r} + \frac{L - l_2}{v_r}$

Donc on a déterminé ainsi le temps de cycle on peut déterminer le nombre de coups par minute qui sera égale a :

$$n_c = \frac{60}{T_c} \text{ coups / mn}$$

Le nombre de tours du fleuret par minute est :

$$n_t = \frac{L}{h} \cdot n_c \text{ ou } h \text{ est le pas du filetage de la tige hélicoïdale} = 0.8 \text{ à } 1 \text{ mètre}$$

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

$$n'_c = \frac{n_c}{n_t}, \text{ l'angle de rotation du fleuret par coup est : } \varphi = \frac{360}{n'_c}$$

Détermination de couple de rotation :

Le couple est crée par le piston pendant le trajet retour grâce à la tige hélicoïdale et l'écrou fixe sur le piston ;

La rotation du piston est transmise à l'emmanchement du fleuret par l'intermédiaire de la douille tournante d'après le schéma on a :

$$F'_r = F_r \cdot \text{tg}(\beta), N \text{ et } \text{tg}(\beta) = \frac{h}{2 \cdot d_2} \text{ ou } \beta : \text{Angle de filetage (hélicoïdal) en degré}$$

Tenant compte de force de frottement on peut avoir :

$$F''_r = F_r \cdot \text{tg}(\beta - \rho), \text{ en } N \text{ Ou } \rho : \text{angle de frottement entre la tige hélicoïdale et l'écrou du piston}$$

$$\mu = \text{tg}(\rho)$$

Le couple rotation du piston sera égale a :

$$C_r = k_3 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot F_r \cdot \text{tg}(\beta - \rho), N \cdot m$$

$k_3$  : coefficient tenant compte tous les pertes dans toutes les jonctions du mécanisme de rotation = 0.5 à 0.6 le plus souvent

$$\beta = 80^\circ \text{ à } 85^\circ \text{ ALORS } \text{tg}(\beta - \rho) = 4 \text{ et } k_3 = 0.5 \text{ donc : } C_r = F_r \cdot d_2, N \cdot m$$

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

L'énergie d'un coup de piston est égale a l'énergie cinétique :

$$E_c = \frac{m \cdot v_a^2}{2} = F_a \cdot l_1$$

alors la puissance égale a :

$$P_c = \frac{E_c \cdot n_c}{60 \cdot 1020}, kW$$

## Détermination de la La consommation de l'air comprime :

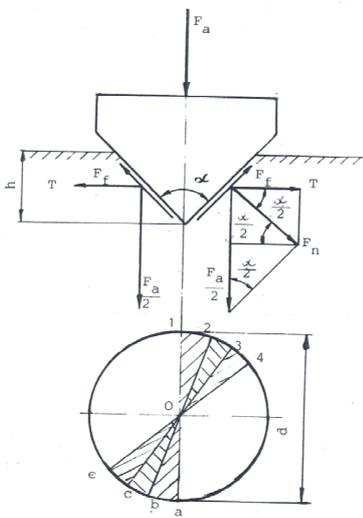
La consommation de l'air comprime par minute est

$$C_{air} = (S_a + S_r) \cdot L \cdot n_c \frac{p_a}{p_r}, m^3/mn$$

## Théorie de la destruction de la roche au fond de trou (forage percutant)

Le forage percutant s'effectue à l'aide d'un taillant en forme de burin avec une arrête tranchante en carbure de tungstène et de cobalt pres chaque coup le taillant (couronne) tourne d'un certain angle.

Selon la théorie de Pr OUSPENSKI, sous l'action de la force percutante  $-F_a$  – le taillant pénètre dans le massif a la profondeur  $-h-$  avec un coefficient de frottement  $\mu_1$ . la pénétration s'arrête quant la force percutante sera égale à la somme des forces résistantes c'est-à-dire :



. Schéma des forces agissant contre le burin lors du forage percutant.

$$F_a = 2(F_f \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + F_n \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)) \cdot C_e, N ;$$

Ou :

$F_f$  : force tangentielle entre la surface de travail du taillant et la surface de la roche, en N ;

$F_n$  : force normale du taillant agissant sur la roche, en N ;

$\alpha$  : Angle d'affûtage du taillant en degré ;

$C_e$  : coefficient d'émoussement du taillant, = 1.2 à 1.3

Ou :

$$F_f = F_n \cdot \mu_1, N ; \text{ et } F_n = \frac{d \cdot h \cdot \sigma_{comp}}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, N ;$$

Ou :  $d$  diamètre du taillant ,m

D'où avec ces deux equation en peut déterminer la profondeur de pénétration du taillant :

$$h = \frac{F_a}{2 \cdot d \cdot h \cdot \sigma_{comp} \cdot \left( \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \mu_1 \right)}$$

la composante horizontale qui apparait lors de pénétration du taillant dans la roche qui cisaille un certain volume de la roche égale à :

$$T = F_n \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{F_a}{2 \cdot \left(\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \mu_1\right) \cdot C_e}, N;$$

La surface cisaille par un tour du fleuret qui va réaliser  $n'_c$  coups par tour est :

$$S_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot n'_c}, m^2$$

La force de résistance de la roche au cisaillement T peut être déterminée par :

$$T = S_0 \cdot \tau, \text{ en } N$$

Où  $\tau$  est la contrainte de cisaillement de la roche en, Pa

A partir de ces formules on obtient le nombre optimal de coups par tour de fleuret :

$$n'_c = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot \left(\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \mu_1\right) \cdot C_e \cdot \tau}{2 \cdot F_a}$$

La vitesse de rotation rationnelle est :

$$n_r = \frac{n_c}{n'_c}$$

Où :  $n_c$  nombre de coups de fleuret par minute.

La vitesse de forage théorique :

$v = h \cdot n_r = h \frac{n_c}{n'_c}$  si on remplace la valeur de  $n'_c$  dans la vitesse on obtient cette vitesse en fonction de la contrainte de cisaillement et la force percutante. Sachons que le travail d'un coup est donné par la formule de :

$$w = \frac{F_a}{2} \cdot h \text{ en } N \cdot m$$

### **Principe de désagrégation de la roche :**

Pendant le forge percutant ce l'effet des chocs de piston sur l'emmanchement (la queue) de fleuret le taillant (tranchant) pénètre dans la roche pour la désagrèges, opères d'une façon ou chaque coups le fleuret tourne d'un angle  $B=15^\circ$  à  $40^\circ$  les saille (fente) entre les lignes de chocs sont arrachée par force  $F$  cette force déterminer par la relation suivante :

$$F = \frac{p}{2} \operatorname{tg} \left( 90 - \frac{\alpha}{2} \right) ; kg \quad \text{Ou } \alpha \text{ angle d'affutage de taillant}$$

La méthode utilise pour n'importe qu'elle dureté des roches.

### **Calcul de marteau perforateur.**

On admit les suppositions suivantes

1-la pression à l'alimentation du cylindre est constante

2-on néglige les frottements

3-la pression qui arrive au moteur est constante = énergie d'un choc du piston

$$A_c = F_p \cdot l_r ; kg \cdot m$$

$$\text{ou } l_r = (0,85 \text{ à } 0,90) \cdot l_c$$

ou  $l_r$ : course réelle de piston

$l_c$ ; longueur de la cours suivant le constructeur

$F_p$ ; force qui agit sur le piston pendant la cours de travail elle determine par la formule de

$$F_p = S_1 P_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot P_1.$$

$$\text{ou } P_1 = P_0 \cdot C_1$$

ou  $S_1$  : Section arrière du piston,  $D$  : diamètre de grand piston,  $d$  : diamètre de la vis hélicoïdale,  $P_1$  : pression de l'indicateur de l'air comprime

$P_0$ ; pression d'air qui arrive ou cylindre

$C_1$  : depent suivant la disposition de distributeur de l'air comprime

-à soupape  $C_1=0.52$

-à tiroir  $C_1=0.62$

-Sans soupape  $C=0.80$

on aura donc que l'énergie d'un coc est  $A_c = \frac{\pi}{4} (D - d) \cdot l_r \cdot P_0 \cdot c_1 ; kg \cdot m.$

-calcul de la puissance transmise ou piston :

$$N_p = \frac{A_c \cdot n}{75 \cdot 60}, \text{ ch}$$

Ou n cadence de fréquence de frappe ; ou  $n = \frac{60}{T}$

Telque T : cycle de travail de taillant ou de piston  $T=T_1+T_2$

$T_1$  durée de la course de piston aller ou avancé :  $T_1 = \sqrt{\frac{2.l_r}{a}}$

$$a = \text{acceleration du piston pendant le travail} = \frac{F_p}{m_p}$$

$$m_p = \text{masse du piston} = G_p/g$$

$G_p$ ; poids du piston ; g : gravite.

$T_2$  durée de la course du piston pendant le retour

$T_2 = \alpha.T_1$  ou  $\alpha = 1.1$  à  $1.2$  c'est un coefficient empirique

-On donne le nombre de tour de fleuret :

$$Z = \frac{B.n}{360}; \frac{tr}{min}$$

B angle de rotation du fleuret pendant un coup

Le débit de l'air comprimé est donné par :

$$Q = \frac{(s_1+s_2).l_r.n.k.c_t}{10^6} \cdot \frac{p_0+1}{p.a}$$

**Ou** : k coefficient de remplissage de cylindre par l'air comprimé 0.5 à 0.7

$C_t$  : coefficient tenant compte de l'état du marteau 1.1 à 1.5