

MACHINES ROTATIVES A ELEVATION DIRECTE DE L'EAU

Il est certain que le rendement d'une installation et par suite sa productivité seront nettement meilleurs si le dispositif élévateur de l'eau est animé d'un mouvement circulaire continu plutôt que d'un mouvement cyclique de va et vient (alternatif). En effet, l'énergie fournie par le dispositif élévatoire est perdue lors du retour (descente du godet). En effet, le débit d'eau du système est nul dans cette phase, à moins de disposer de moyens d'emmagasinage de cette énergie. Par suite, les dispositifs à mouvement alternatif ou cyclique sont d'un rendement inférieur à celui des dispositifs rotatifs. Il ne s'agit pas là d'une règle générale, car certains dispositifs à mouvement alternatif sont munis d'un système de stockage de l'énergie dans la phase du retour. D'autre part les rendements de certains dispositifs rotatifs sont inférieurs à ceux des dispositifs cycliques pour plusieurs raisons.

Roues élévatoires, roues persanes (à sabots) et norias

Le passage du simple système à corde et godet à un autre plus perfectionné constitué d'une série de petits godets fixés tout le long d'une courroie sans fin, a permis d'avoir le premier dispositif élévateur fonctionnant en régime continu. La première version de ces dispositifs, certes anciennes mais encore largement utilisée est connue sous le nom de "roue persane" (figures 23, 94 et 95). Les premiers modèles comportaient des godets en pots en terre attachés à une chaîne montée sur une roue motrice. La noria qui n'est autre qu'une roue hydraulique (figures 24, 151 et 152) munie de pots, de godets ou de bambou creux tout autour, fonctionne suivant le même principe de la roue persane, à la seule différence que les bacs d'eau sont directement placés sur le pourtour de la roue motrice plutôt que sur une courroie sans fin montée sur celle-ci.

Le débit fourni par ces dispositifs est fonction de la capacité des godets et de la vitesse à laquelle ils atteignent le sommet de la roue, pour être déversés dans une auge installée à l'intérieur de la roue et destinée à collecter l'eau déversée par chaque godet. Ainsi, pour une source d'énergie et une vitesse de rotation données, le nombre de godets reste la même quelle que soit la hauteur d'élévation. Autrement dit, une roue persane fonctionnant sous une hauteur plus importante devra être équipée de godets proportionnellement plus espacés. Une hauteur d'élévation double correspond à toutes fins pratiques à un espacement double des godets.

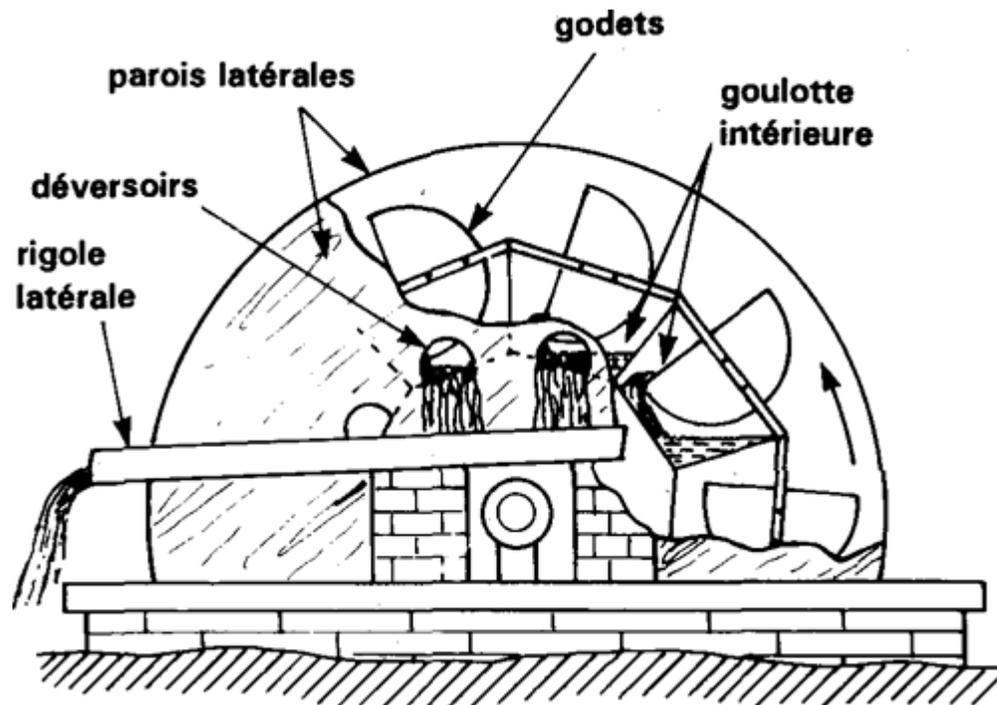
La roue persane a été et elle l'est encore, d'un usage courant, en particulier dans le nord du sous-continent indien. Elle sera l'objet d'une étude plus complète dans la section consacrée à l'utilisation de la force motrice des animaux de trait. Alors que la noria, actionnée normalement par l'énergie hydraulique, largement utilisée en Chine, dans le Sud-Est asiatique, et dans une certaine mesure, au Moyen-Orient, et sera traitée plus en détail à la section *Energie hydraulique* (Chapitre 4). Ces deux dispositifs sont maintenant plutôt remplacés par des procédés mécaniques plus perfectionnés d'élévation de l'eau, du fait de leur caractère primaire, de leur vieille technique, et de leur faible débit. Il faut aussi signaler à— que le terme "roue persane" est parfois employé pour désigner d'autres types de pompes rotatives actionnées par des animaux de trait.

Les roues persanes et les norias ont un bon rendement mécanique. Cependant, les pertes d'eau sont inévitables lors de la montée du fait qu'une certaine quantité d'eau s'échappe obligatoirement des godets. D'autre part, des pertes d'énergie par frottement

auront lieu lors du remplissage des godets qui est toujours accompagné d'un ralentissement du mouvement, ce qui entraîne une certaine chute du rendement. De plus, la roue persane doit élever l'eau au moins 1 m plus haut qu'il n'est nécessaire, avant son déversement dans l'auge. Il en résulte une augmentation notable inutile de la hauteur d'élévation, particulièrement aux faibles valeurs de celles-ci. Les roues persanes traditionnelles sont généralement d'un grand diamètre, afin de pouvoir contenir une auge suffisamment grande pour collecter la majeure partie de l'eau déversée par les godets.

FIGURE 25

Roue persane du type zawaffa (cloison latérale partiellement)



Molenaar [1] donne les caractéristiques suivantes de roues persanes actionnées par des animaux de trait :

Hauteur d'élévation	Débit
9m	8 - 10 m ³ /h
6 m	10 - 12 m ³ /h
3m	15 - 17 m ³ /h
1,5 m	20 - 22 m ³ /h

Sous réserve des valeurs relatives à la puissance des animaux de trait dans les exemples ci-dessus, le rendement de la roue persane est d'environ 50 % pour des hauteurs d'élévation moyennes, d'environ 6 m. Il sera sans doute sensiblement plus fort pour les hauteurs d'élévation plus importantes, et nettement inférieur à 50 % pour les hauteurs d'élévation plus faibles.

La noria ou la roue hydraulique fonctionne selon le même principe que celui de la roue persane. Par conséquent le diamètre de la roue doit être supérieur ou du moins égale à la hauteur de pompage. Par conséquent, leur utilisation est limitée à des hauteurs d'élévation trop faibles à moins de réaliser pour les hauteurs d'élévation fortes, un ouvrage de très grandes dimensions, encombrant et coûteux. Les norias de petite taille à faible hauteur d'élévation utilisées en Thaïlande et en Chine sont très bon marché. Tandis que celles au Viêt Nam et en Syrie sont beaucoup plus grandes et par suite plus chères. Les plus grandes norias sont utilisées en Syrie avec des roues de 10 m de diamètre. Les norias de grande taille sont caractérisées par un très faible rendement par rapport aux dispositifs de pompage plus modernes fonctionnant dans les mêmes conditions. Une description plus complète des différentes norias, notamment celles du Viêt Nam, est donnée à la section *Energie hydraulique* (Chapitre 4).

Roues persanes perfectionnées (zawaffas ou jhallars)

Les roues persanes traditionnelles en bois étaient équipées de godets en argile cuite. Actuellement toutes sortes de roues perfectionnées et entièrement métalliques sont fabriquées à l'échelle industrielle en Chine, aux Indes, au Pakistan et en Egypte. Les diamètres des roues persanes métalliques peuvent être plus petits que celles en bois. D'où une réduction possible de la hauteur supplémentaire à laquelle l'eau doit être élevée avant d'être déversée, et par le fait même du diamètre du forage.

Une version modifiée de la roue persane est utilisée en Syrie et en Egypte (où elle est connue sous le nom de zawaffa ou jhallar). Elle comporte des godets montés à l'intérieur de la roue motrice. L'eau captée par les godets est déversée dans des trous aménagés dans la joue latérale à proximité du moyeu, pour être collectée dans une auge (figure 25). Ce dispositif réduit les éclaboussures et les pertes d'eau par déversement, ainsi que la hauteur d'élévation supplémentaire au-dessus de la goulote collectrice. Roberts et Sighs [13] ont rapporté qu'une roue persane métallique moderne pourrait débiter 153 m³/h pour une hauteur d'élévation 0,75 m. Le rendement des dispositifs modernes de ce genre est généralement très bon pouvant atteindre 75 %.

Roues à écopés, Tympan à développante ou sakia (sagiyas), Roue à Tympan ou tablia

La roue à écopés (ou sakiya en Egypte, son pays d'origine) a plusieurs points communs avec la noria. Bien que ce dispositif est largement adopté en Egypte, et malgré son efficacité et sa conception judicieuse (figure 26) il n'a pas eu par contre le même succès dans les autres pays.

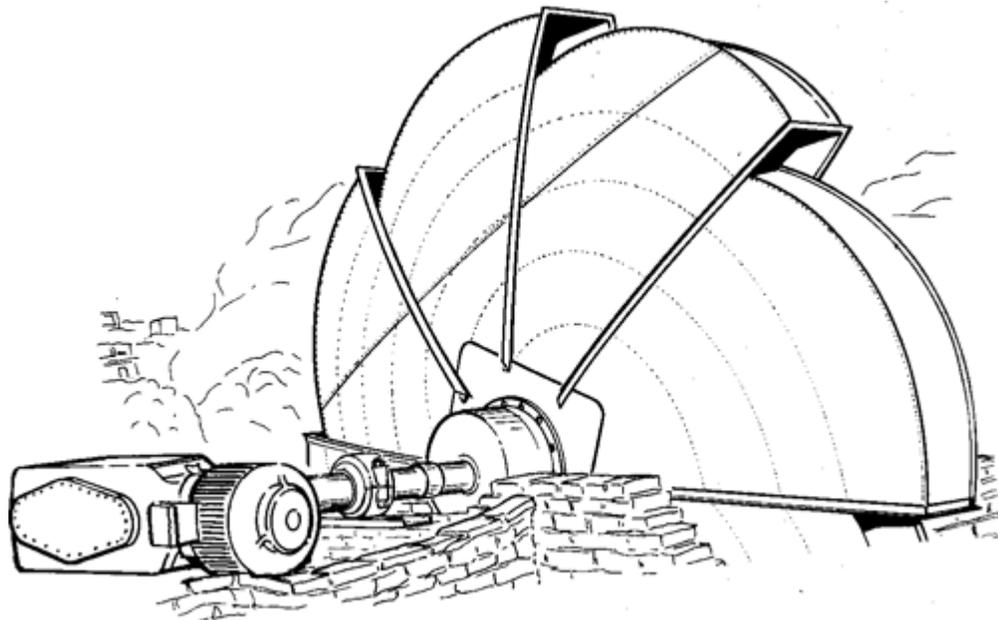
Il s'agit d'une grande roue évidée à deux joues comprenant entre elles des compartiments en forme de volute (godets). L'eau est déversée au niveau ou à proximité du moyeu de la roue, à l'opposé de la roue classique où l'eau est déversée à la partie supérieure de la roue. Les sagiyas ont des diamètres de 2 à 5 m. Comme l'eau est déversée à la hauteur du moyeu, une règle générale d'élévation d'un sakiya en Egypte correspond à la moitié de son diamètre moins 0,7 m, et ce pour tenir compte de la profondeur d'immersion de la roue pour le bon remplissage des godets. Les sagiyas de 2 à 5 m de diamètres élèveront donc l'eau à des hauteurs de 0,3 à 1,8 m.

Actuellement, les saqiyas sont normalement construites en tôle métallique galvanisée. On utilise généralement des roulements à billes des véhicules usagés pour soutenir la masse importante d'une saqiya remplie d'eau. Elles sont dans la plupart des cas actionnées par des animaux de trait. Mais elles sont maintenant de plus en plus commandées par des petits moteurs électriques ou à combustion avec des mécanismes d'accouplement appropriés. La vitesse normale de fonctionnement est de 2 à 4 tr/min pour les saqiyas actionnées par des animaux de trait, et de 8 à 15 tr/min pour les saqiyas à commande électrique ou mécanique.

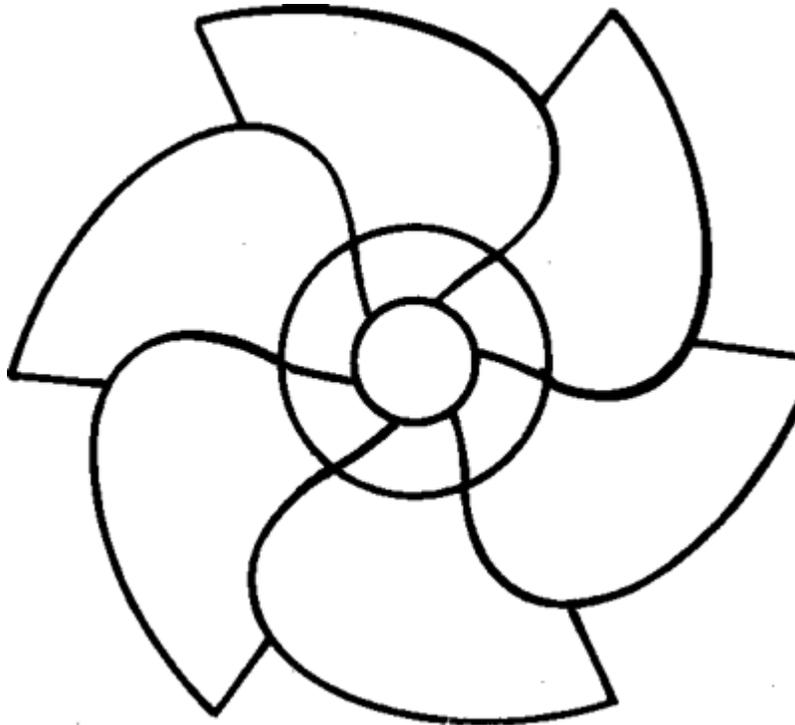
Plusieurs formes de volutes ont été adoptées pour les compartiments d'eau de la saqiya. La Station de Recherche et d'Essais Hydrauliques en Egypte (SREH) a expérimenté plusieurs modèles afin de déterminer le profil optimal. Les performances des modèles les plus satisfaisants (figure 27), ont été, dans certains cas, supérieures de plus de 50 % des rendements des modèles les moins satisfaisants. Il existe actuellement près de 300 000 saqiyas en service dans la vallée et le delta du Nil. La modernisation des saqiyas pourrait les rendre plus économiques et en même temps apporter une amélioration substantielle de leurs performances. Une caractéristique commune des trois modèles les plus performants de saqiyas qui ont été expérimentées c'est que les compartiments extérieurs en forme de volute déversent d'abord l'eau dans les collecteurs individuels qui à leur tour déversent l'eau dans l'auge principale par des trous percés autour du moyeu. Ceci constitue une nette amélioration par rapport au modèle traditionnel avec un seul point de déversement, car ceci réduit les pertes dues au passage des eaux d'un compartiment à une autre.

FIGURE 26

Saqiya ou tympan (à commande électrique)

**FIGURE 27**

Fathi - version améliorée de la Sakia



Les types de saqiyas munis de points d'évacuation individuels sont connus sous le nom de "tablia". Un des avantages des "tablias" c'est que l'eau est déversée à quelques centimètres au-dessus de l'axe, ce qui rend la hauteur d'élévation légèrement supérieure au rayon de la roue. C'est un grand avantage particulièrement pour les petites machines. Normalement une tablia de 3 m de diamètre élève l'eau de 1,5 m, au lieu de 0,90 dans le cas d'une saqiya à sortie centrale.

Les essais réalisés par la station SREH ont indiqué que le débit optimal est obtenu pour des tablias ayant 6 à 8 compartiments, et pour des vitesses de rotation comprises entre 2 et 115 tr/min. D'après Molenaar [1], les modèles traditionnels de saqiyas présentent les caractéristiques de fonctionnement suivantes:

diamètre	hauteur d'élévation	débit
5 m	1,8 m	36,0 m ³ /h
4 m	1,3 m	51,0 m ³ /h
3 m	0,9 m	75,0 m ³ /h
2m	0,3 m	114,0 m ³ /h

Si l'on compare les débits ci-dessus à ceux d'un modèle traditionnel d'une roue persane, on voit que la saqiya est sensiblement plus efficace, tout en notant que la hauteur d'élévation des saqiyas est inférieure à celle de la roue persane.

POMPES VOLUMETRIQUES ALTERNATIVES

L'eau est pratiquement incompressible. Par suite, si un piston coulisse parfaitement dans un tuyau plein d'eau (figure 28a) : l'eau sera déplacée le long du tuyau sous l'effet du mouvement du piston. De même, si le tuyau plonge en partie ou en totalité dans l'eau, au moment où l'on soulève le piston le vide est produit dans la partie inférieure du tuyau, et l'eau monte dans le tuyau par aspiration (figure 28b). Certainement, ceci est valable seulement jusqu'à la hauteur limite d'aspiration de l'eau, comme nous l'avons indiqué précédemment. Dans le premier cas, l'eau est poussée directement par le piston. Dans le second, le mouvement du piston sert à créer une dépression, et l'eau entre dans le tuyau par la force due au gradient de pression créée entre la surface libre de l'eau à la pression atmosphérique et le vide créé à l'intérieur du tuyau, comme l'indique la figure. On peut donc élever l'eau soit en la "poussant" ou bien en la "tirant". Mais on peut aussi fouler l'eau sous l'effet du mouvement descendant d'un piston plein dans un tuyau rempli d'eau à l'intérieur duquel - faute de pouvoir passer ailleurs - l'eau sera forcée de monter (figure 28c).

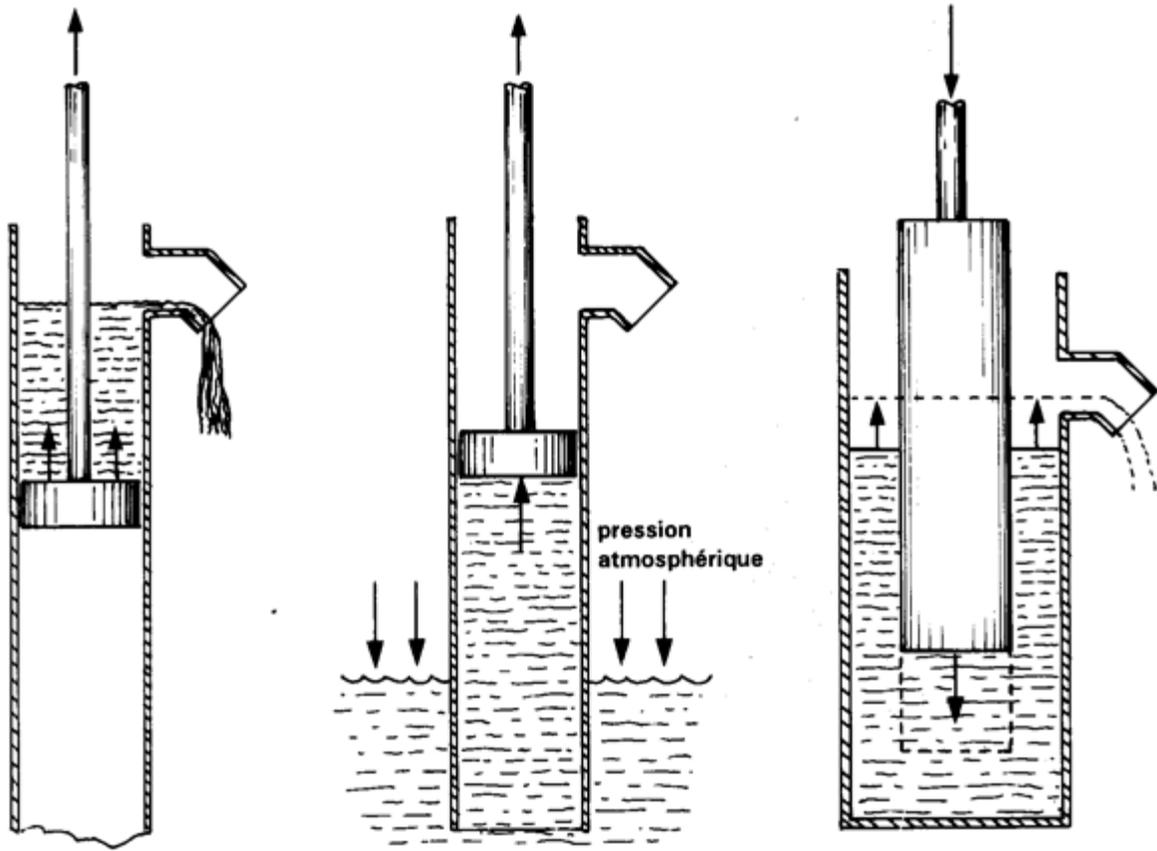
Le déplacement de l'eau peut être fait soit à l'aide de dispositifs à fonctionnement alternatif ou cyclique, soit à l'aide de dispositifs rotatifs. Nous traiterons d'abord les pompes volumétriques à mouvement alternatif, ensuite nous traiterons les pompes rotatives.

Pompes à piston à clapet - principe de base

La pompe volumétrique la plus courante et la plus connue est la pompe à piston à clapet dont le modèle classique est représenté sur la figure 29. Ce type de pompe fait appel aux deux principes de base (a) et (b) de la figure 28. Pendant la course ascendante, l'eau est aspirée dans le cylindre ou corps la pompe lors de l'ouverture du clapet de retenue, le clapet du piston est maintenu fermé par le poids de l'eau qui se trouve au-dessus (principe b de la figure 28). En même temps, l'eau au-dessus du piston est foulée vers la sortie de la pompe (principe a de la figure 28). Lors de la course descendante, le clapet de retenue est maintenu fermé à la fois sous son propre poids et du fait de la pression de l'eau, tandis que le clapet du piston est ouvert sous la pression de l'eau emprisonnée dans le cylindre qui passe à travers le piston, jusqu'au bout de la course descendante pour reprendre le cycle de nouveau.

FIGURE 28

Principes de base des pompes volumétriques



(a) Elévation directe

(b) Aspiration

(c) Foulage

La figure 30 représente schématiquement une pompe à piston traditionnelle pour les forages, avec un cylindre chemisé de laiton, et clapets de retenue et clapet de piston en métal. L'étanchéité du piston est assurée par deux garnitures en cuir en forme de cloche. Le corps de la pompe et les autres pièces accessoires sont généralement en fonte.

Plusieurs relations fondamentales sont établies entre le débit de sortie ou débit de refoulement (Q), le diamètre du piston (d), sa course(s), le nombre de courses par minute (n) ou bien la fréquence de fonctionnement, et le rendement volumétrique, i.e. le pourcentage effectivement pompée du volume engendré du cylindre par la course du piston (μ_{vol}):

Pour une surface du piston: $A = \mu d^2/4$

On aura: volume engendré par course
 volume d'eau refoulé par course
 et le débit par minute

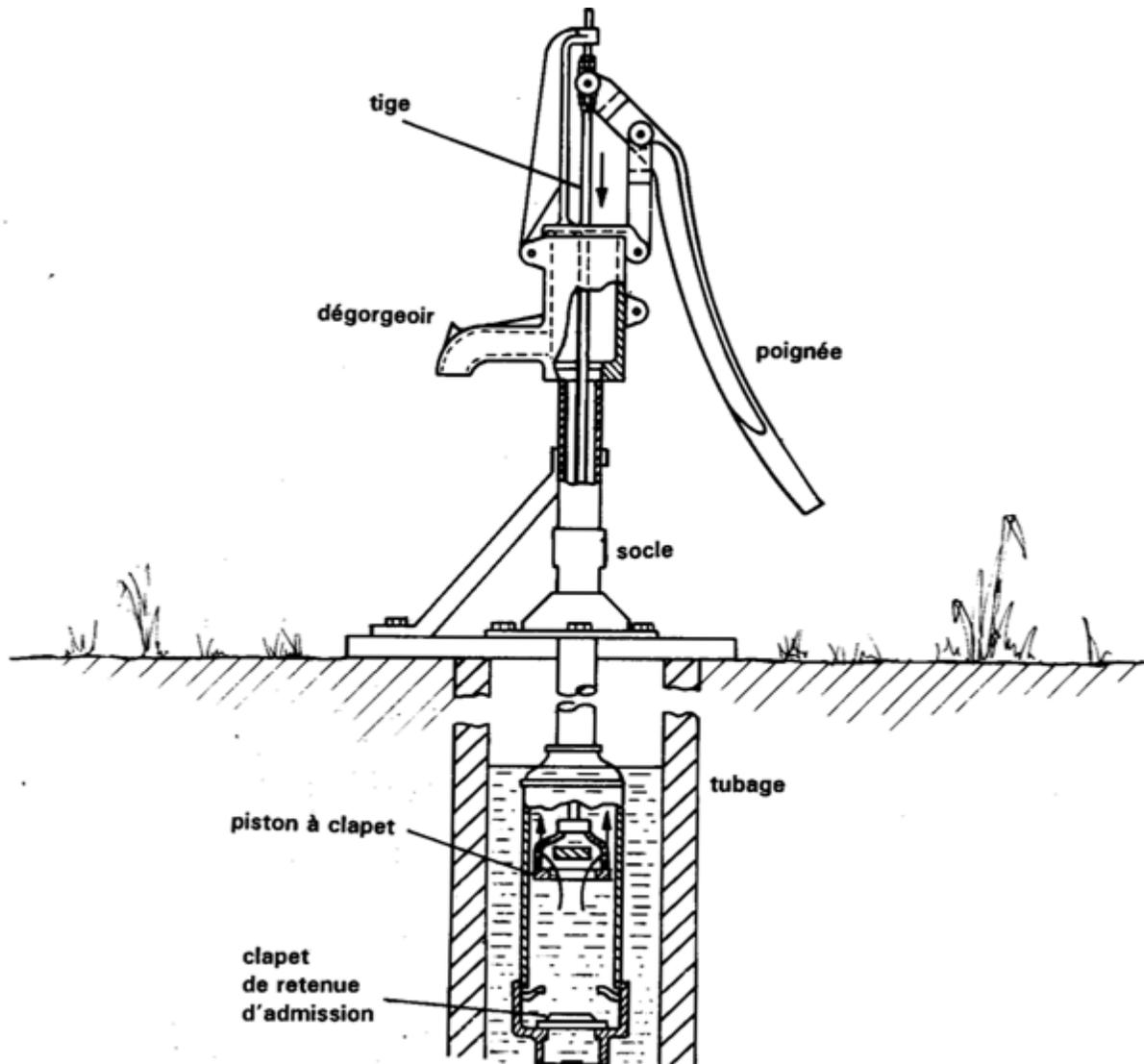
$$V = A \cdot s$$

$$q = (\mu_{vol}) \cdot V$$

$$Q = n \cdot q$$

FIGURE 29

Pompe à commande manuelle avec piston à clapet à simple effet (la pompe est représentée dans sa course descendante, avec clapet de piston ouvert et clapet de retenue fermé)



$$D'où \text{ un débit horaire } A = 60n (\mu_{vol}) s \pi d^2 / 4$$

(la multiplication par 60 donne le débit en mètres cubes par heure)

Dans cette formule, n est exprimé en courses/min, (ou en tr/min.), le rendement volumétrique en valeur décimale (par ex. 0,9), d et s en mètres. Pour convertir le résultat en litres par seconde, il suffit de le diviser par 3,6 (1000 litres/m³ : 3600 secondes/heure).

Le rendement volumétrique est aussi appelé "coefficient de débit". Un autre terme communément utilisé est celui relatif aux "fuites internes" ou "Ecart" (X) qui est la

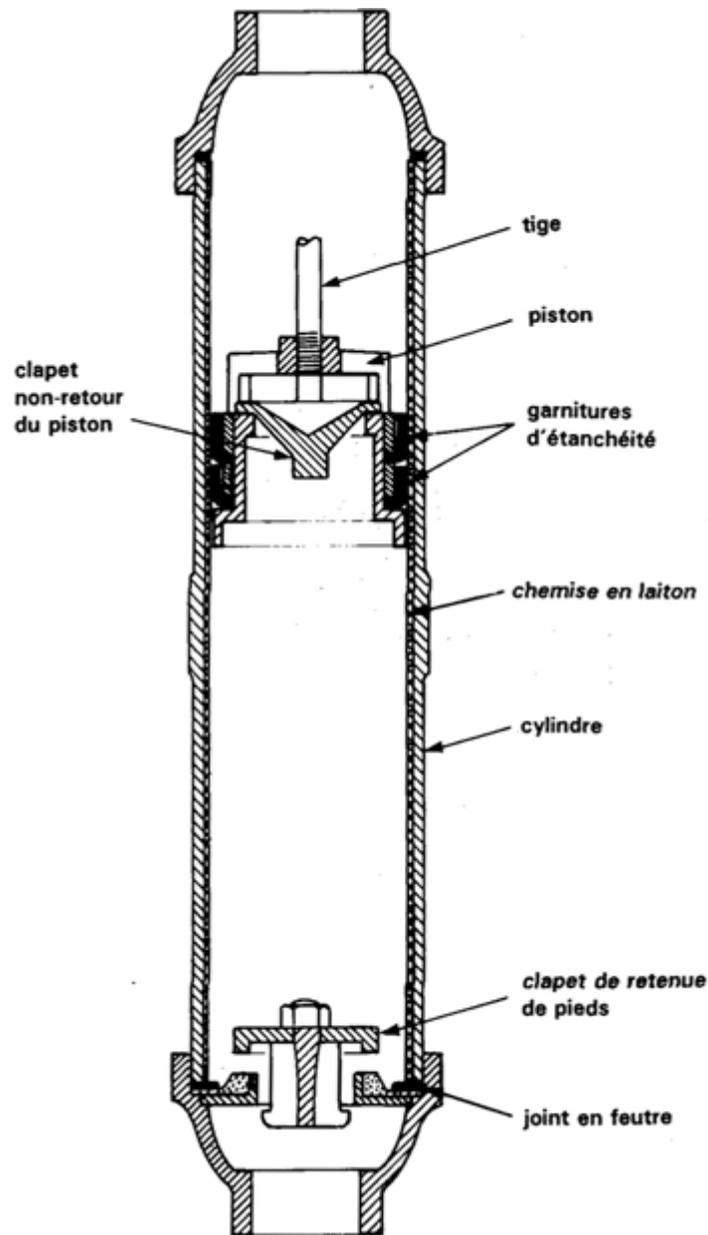
différence entre le volume engendré par le piston et le volume effectivement refoulé par course, soit :

$$\text{Ecart } X = V - q$$

Les pertes internes sont dues d'une part, à la fermeture non instantanée des clapets -encore ouverts à l'instant où le piston commence sa course ascendante - et d'autre part, à l'étanchéité loin d'être parfaite des joints du piston et des sièges des clapets. Généralement cet écart est d'environ 0,1 à 0,2. Cependant ces écarts sont plus importants pour les pompes à faible course et à forte charge. Pour les gros débits et pour une faible charge de refoulement, la masse d'eau aspirée continue son trajet à travers les clapets qui sont encore ouverts, alors que le piston est déjà en course descendante. Par suite la pompe continue à débiter non plus uniquement lors de la course ascendante du piston mais aussi pendant une partie de la course descendante. Dans ce cas, l'écart sera négatif, i.e la pompe débite un plus grand volume d'eau que la cylindrée réellement engendrée. A l'extrême, avec un pompage trop rapide à faibles charges, l'écart peut atteindre des valeurs de l'ordre de -0,5, ce qui donne un rendement volumétrique d'environ 150 %.

FIGURE 30

Pompe de forage à piston



La force (F) requise pour soulever le piston est égale à son poids et à celui de la tige (W_p), auquel s'ajoute le poids de la colonne d'eau de section égale la surface du piston et pour hauteur la hauteur manométrique (H). Il faut également tenir compte de la résistance dynamique, c'est-à-dire de la force nécessaire pour la mise en vitesse de ces masses. Si l'accélération est faible, les forces dynamiques sont négligeables, mais très souvent celles-ci peuvent atteindre des valeurs importantes. Nous étudierons plus loin l'effet des charges dynamiques dues à l'accélération de l'eau. En principe, la force dynamique à ajouter à la force statique est égale à la somme de tous les facteurs (masse \times accélération) de tous les éléments en mouvement (eau, piston et tige). Dans le cas des pompes de forage où la tige de la pompe est immergée, la masse sera en partie compensée par la poussée d'Archimède, produite par le déplacement de l'eau (voir figure 38). Toutefois, comme nous n'avons pas l'intention de présenter la théorie des pompes, nous négligeons les "effets de second ordre", tel que la poussée correspondante à la

tige de la pompe et les forces dynamiques. Dans ces conditions, la force "statique" primaire nécessaire pour amorcer le mouvement du piston s'écrit :

$$F = W_p + A \rho gH$$

avec W en Newtons (ou kilogrammes $\times 9,81$), A en m^2 , ρ (densité de l'eau) = 1.000 kg/m^3 , $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ et H en mètres, F sera ainsi exprimé en Newtons.

Si la tige de la pompe est actionnée par un levier, comme pour la pompe à main de la figure 29, la force à exercer sur le bras de levier pour remonter la tige (poussée vers le bas du levier) sera démultipliée dans le rapport des bras de levier. Mais l'amplitude du mouvement de la main de l'opérateur augmente dans la même proportion.

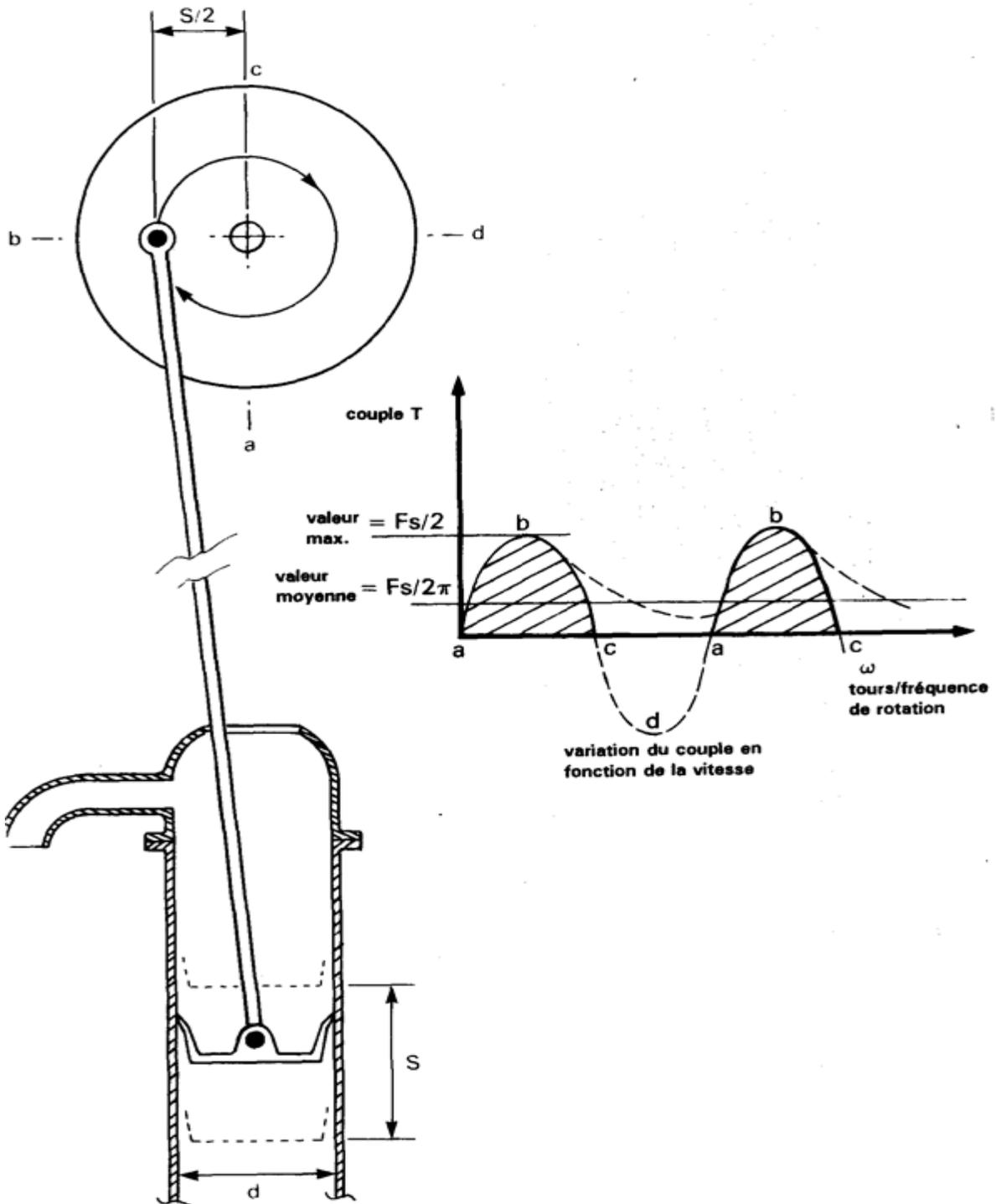
La tige de la pompe peut également être munie d'un système d'entraînement constitué d'un volant et d'une manivelle (figures 31 et 89). C'est la méthode classique de la commande mécanique des pompes à piston alternatives. Le moment du couple moteur ou de rotation de la manivelle ou du volant est fonction de la position de la manivelle. Lorsque le piston est en fin de course basse (point mort bas ou p.m.b.), noté "a" sur la figure, le moment est nul étant donné que la force de traction de la tige est orthogonale à la force d'action sur la manivelle. Lors de la rotation jusqu'à la position horizontale de la manivelle, marquée "b", la valeur du couple augmente en suivant la partie montante de la demi-sinusoïde supérieure jusqu'à une valeur maximale de $Fs/2$ (force F multipliée par le bras de levier qui est de $s/2$). La force résistante diminue ensuite et la valeur du couple suit la partie descendante de la sinusoïde jusqu'à devenir nul au point mort haut (p.m.h.), marqué "c". Au-delà du p.m.h., le poids global de la tige et du piston va faciliter la poursuite du mouvement circulaire de la manivelle. Ensuite, lors de la descente du piston, l'eau n'exerce aucune résistance notable -mis à part les forces de frottement. Si l'on suppose, pour simplifier, que les poids du piston et de la tige sont équilibrés par les frottements et les effets dynamiques, le moment du couple sera pratiquement nul pendant le demi-cycle allant du p.m.h au p.m.b. (de "c" à "a" en passant par "d"). La courbe de la figure 31 représente les variations du couple en fonction de la position de la manivelle, pour deux cycles complets. Ceux qui ont tourné une pompe à main à entraînement direct par un volant éprouvent cette sensation de l'effort qui augmente pendant un quart de cycle et qui retombe pratiquement à zéro dans le quart de cycle suivant.

Si le volant est commandé par une manivelle (comme c'est généralement le cas), le volant, par son inertie, adoucit ces fluctuations cycliques par sa décélération (le ralentissement est trop faible pour être perceptible) pendant le demi-cycle "a-b-c", et par son accélération pendant la demi-cycle "c-a-d". Ceci est illustré sur la figure 31 par la ligne tiretée représentant la deuxième phase du cycle. Si la masse du volant est suffisamment grande, celle-ci pourrait amortir les fluctuations cycliques du couple jusqu'au ce que le moment du couple soit pratiquement constant et égal à la valeur moyenne de la sinusoïde tronquée de la figure. La valeur moyenne de la fonction périodique en demi-sinusoïdes est égale est la valeur de crête divisée par (π) (avec $\pi = 3,142$). Donc:

$$\begin{aligned} \text{Moment maximum du couple à la manivelle} &= Fs/2, \\ \text{Valeur moyenne du moment (avec volant)} &T = Fs/2\pi \end{aligned}$$

FIGURE 31

Pompe à piston à commande par volant (les clapets ne sont pas représentés)



Par conséquent, le moment du couple nécessaire pour la premier tour de rotation est environ π fois (soit à peu près 3 fois) plus grand que la valeur du couple moyen nécessaire en régime permanent. Or, il est assez difficile de réaliser des mécaniques

d'entraînement qui peuvent avoir un couple au démarrage trois fois plus élevé que leur couple en régime normal. Toutefois on peut toujours réaliser ce genre de systèmes, mais c'est toujours au déterminent de son bon rendement. Pour cette raison, les pompes centrifuges entraînés par des moteurs à combustion ou électriques, plutôt que les pompes à piston sont les plus utilisées du fait que leur couple au démarrage est bien inférieur à celui des pompes à piston.

La puissance peut être obtenue en faisant le produit de la vitesse par le couple. Donc si la vitesse de rotation est n (en tr/min), la puissance s'écrit:

$$\begin{aligned} \text{Puissance } P &= T (2\pi n/60) \text{ watts} \\ &= F_s (n/60) \text{ watts} \end{aligned}$$

Pompes à piston à double effet et pompes à piston plongeur

Dans une pompe à piston à simple effet, l'eau est refoulée uniquement durant la course ascendante du piston (si la pompe est montée verticalement), et la course descendante sert simplement à faire entrer l'eau dans la chambre de pompage, en préparation pour la course suivante du piston. Il est possible de faire en sorte que le refoulement se fasse lors des deux phases du mouvement du piston. Ainsi lorsqu'une phase du piston refoule, l'autre aspire une quantité d'eau supplémentaire, par suite le refoulement intervient donc aussi bien durant la course ascendante que durant la course descendante. Ces pompes sont dites "à double effet", et elles sont nettement plus productives que les pompes à simple effet.

Les schémas A à H de la figure 32 illustrent les différents types de pompes à mouvement alternatif, à simple effet et à double effet.

Le schéma A de la figure montre une pompe à piston à simple effet de type traditionnel, comme celle de la figure 29.

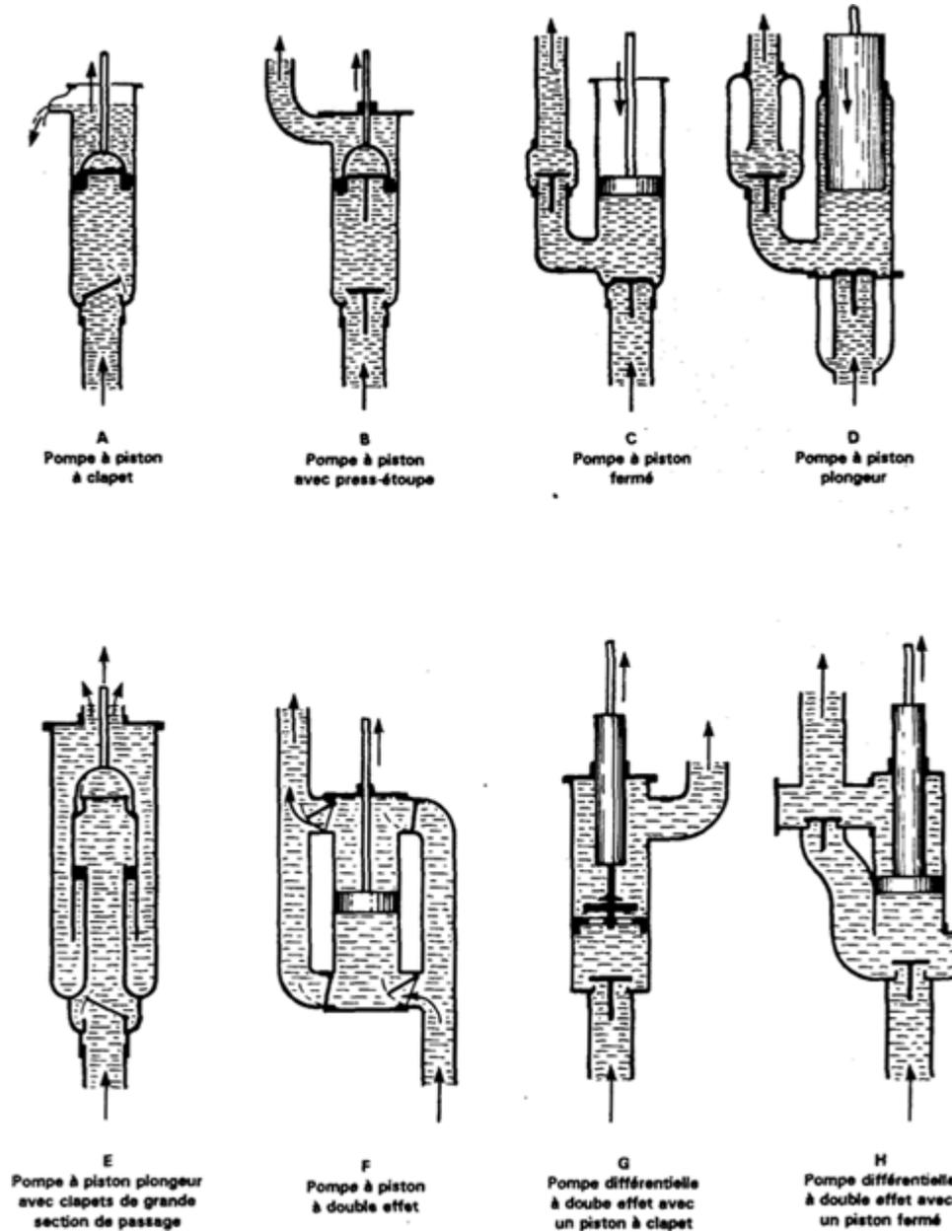
Le schéma B montre que lorsque la sortie de l'eau se fait du côté de la face supérieure du piston à un niveau plus haut que la tête de la pompe, il faut que le corps de la pompe soit hermétiquement fermé du côté supérieur pour empêcher les fuites. Dans ce cas le corps de la pompe est muni d'un presse-étoupe comportant une petite ouverture circulaire pour le passage de la tige du piston.

Le schéma C représente une pompe dont le piston est plein (sans clapet), dont le principe de fonctionnement est identique à celui de la pompe du schéma B. Dans ce cas le corps de la pompe est plongé partiellement ou entièrement dans l'eau à élever, et le refoulement de l'eau se fait du côté de la face inférieure du piston lors de sa course descendante. Pour cela, ces pompes sont équipées de pistons à tige beaucoup plus rigide que les autres pour éviter le flambage. Mais l'avantage de ces pompes réside dans le fait qu'elles n'ont pas à être équipées de presse-étoupes car le refoulement de l'eau a lieu lors de la course descendante du piston. Cependant, d'un autre côté certains désavantages sont associés à ces pompes et qui sont liés à ce mode de refoulement durant la course descendante du piston. En effet, pour ce type de pompe la course du piston doit s'effectuer très lentement, spécialement lorsque ces pompes travaillent à faibles hauteurs de refoulement faibles et à des débits importants parcourue. Sinon la mise en vitesse et le blocage brusque de la masse d'eau risquent

d'engendrer le phénomène de coups de bélier à la fois dans le corps de la pompe et dans le conduit de refoulement. Ce phénomène est tout à fait identique au "bang" qui se produit dans une canalisation quand on ferme brusquement un robinet ou une vanne. Le coup de bélier risque d'endommager ou même de provoquer l'éclatement de la conduite d'eau. Donc il faut obligatoirement éviter ce régime de fonctionnement. Actuellement, les pompes de ce genre ne sont pas d'usage courant.

FIGURE 32

Les différents types des pompes à mouvement alternatif



La pompe du schéma D est similaire à celle du schéma C, à la seule différence que le piston est remplacé par un cylindre creux appelé "plongeur" qui déplace l'eau.

L'épaisseur de ce cylindre varie entre 7 et 10 mm, en fonction du diamètre et de la pression de refoulement. L'étanchéité est assurée par un presse-étoupe de grand diamètre. Cette pompe est plus robuste que celle en C. La principale justification de l'emploi des pompes à plongeur est que les joints du plongeur sont moins sujets à l'usure par les matières abrasives en suspension dans l'eau. D'autre part elles sont très commodes pour le pompage de faibles débits à des pressions très élevées. En effet on peut utiliser un petit plongeur (cylindre de faible hauteur) ou même un piston fermé (sans clapets) puisque l'eau est aspirée et refoulée du même côté du piston. Par conséquent, les pompes de ce genre sont très indiquées lorsque les débits sont faibles et que la hauteur de refoulement est très importante ou bien lorsque l'eau est refoulée dans un récipient où règne une forte pression. Par exemple comme dans les usines de dessalement à osmose inverse où des pressions d'environ 300 m d'eau sont requises. L'inconvénient principal de ce genre de pompe, comme pour la pompe C, est celui du risque de l'inversion du sens d'écoulement de l'eau. Mais ce risque est fortement atténué dans le domaine d'utilisation de ces pompes, i.e. celui des faibles débits et des hauteurs manométriques fortes. Par ailleurs, on voit sur le schéma que des chambres d'air sont aménagées sous le clapet d'aspiration et au-dessus du clapet de refoulement pour amortir les chocs causés par l'inversion brutale du sens d'écoulement. Ce phénomène sera traité en détail dans la section *Pompes à mouvement rectiligne alternatif et les canalisations*. Les pompes à piston plongeur présentent aussi un autre avantage lié à la fabrication. En effet, l'obtention d'un bon fini est plus facile à la surface extérieure d'un plongeur qu'à la surface intérieure d'un piston. Toutefois, les techniques de fabrication modernes ont éliminé cet avantage.

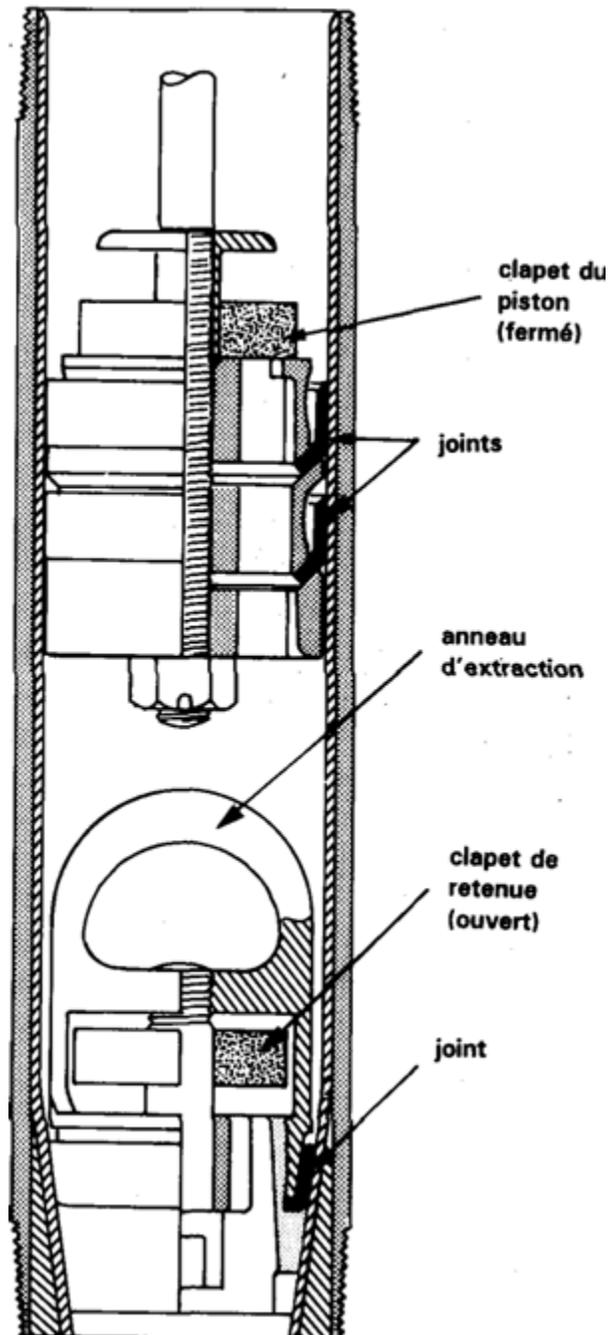
Le schéma E illustre un des divers types de pompes munies de clapets de grande section de passage. Ceci est important pour les pompes amenées à fournir des débits très élevés pour des hauteurs de refoulement faibles. En effet, le passage de l'eau à travers des clapets de grande section se fait à vitesse relativement faible. Donc les pertes hydrauliques qui accompagnent généralement le passage de forts débits à travers les orifices, seront atténuées. On note ici que le piston enveloppe la conduite d'aspiration à l'opposé des cas précédents. En réalité tout se passe comme si on avait un cylindre coulissant autour d'un piston fixe.

Le schéma F montre une pompe dont le principe est similaire à celui de la pompe du schéma C, mais à double effet. Dans ce cas, lors de la course montante du piston l'eau est admise par la chambre inférieure et refoulée par la chambre supérieure, tandis que lors de la course descendante du piston l'eau est admise par la chambre supérieure et refoulée par la chambre inférieure. Toutes les considérations établies pour la pompe C sont aussi valables pour la pompe F.

La pompe G est une pompe dite différentielle. Elle est aussi à double effet. La tige de la pompe est de gros diamètre et elle est généralement d'une section égale à la moitié de la section de la chambre supérieure où elle entre dans la pompe. Par conséquent, durant la course descendante le piston refoule la moitié de l'eau comprise dans la chambre (selon le même principe de la pompe à piston plongeur D), et lors de la course ascendante la deuxième moitié du volume d'eau comprise dans la chambre supérieure est refoulée selon le même principe de la pompe à piston B.

FIGURE 33

Section d'une pompe de forage (avec clapet de retenue amovible)



La pompe H reprend le principe de la pompe différentielle à double effet, comme pour la pompe G, mais en remplaçant le plongeur par un piston plein comme pour la pompe C. En plus de sa complexité, cette pompe est plus sujette aux coups de bélier du fait de l'inversion de l'écoulement qui se produit dans les deux chambres à chaque course.

Parmi les dispositifs qu'on vient de présenter, seuls ceux représentés par les schémas A, B, E et G peuvent être utilisés pour l'irrigation.

Malgré la complexité des pompes à double effet, elles étaient beaucoup plus utilisées que les pompes à simple effet, du fait de l'uniformité du débit qu'elles délivrent et de leur couple plus ou moins régulier. Ces pompes sont généralement entraînées par des moteurs à vapeur à mouvement alternatif. A l'heure actuelle, ces pompes ne sont plus utilisées comme dans le passé pour deux raisons principales. D'une part le progrès technique a rendu plus aisée la construction des moteurs électriques et des moteurs diesel à grande vitesse pour l'entraînement des pompes d'irrigation, et d'autre part à cause de certains désavantages liés à leur utilisation, à savoir:

Elles sont plus grosses et plus complexes, donc plus chères.

Elles impliquent d'une manière générale une inversion de l'écoulement ce qui les rend plus sujets aux coups de bélier. Par suite il faut recourir à des mesures de protection soit en adoptant des cycles longs ou bien en installant des chambres d'air.

L'entraînement a pour fonction à la fois de pousser et de tirer la tige de la pompe (au moins pour les dispositifs déjà décrits), D'où la nécessité de recourir à des mécanismes de transmission robustes et fiables sans jeu d'engrenage ni course morte (générateurs de coups de bélier et d'usure). En outre, la tige doit pouvoir encaisser sans flambage la charge de compression de la course descendante.

Elles impliquent l'intercalation, dans la quasi-généralité des cas, entre le moteur à vitesse de rotation relativement élevée (d'environ 1000 à 3000 tr/min) et l'arbre vilebrequin de la pompe à vitesse relativement faible (d'environ 100 tr/min) un réducteur de vitesse et une transmission mécanique entraînant une sujétion constante de surveillance et d'entretien.

Par suite, la chaîne de transmission doit comporter des organes résistants soigneusement étudiés et fabriqués, ce qui entraîne des coûts prohibitifs. Pour cette raison le recours aux pompes à piston est actuellement limité aux seules pompes à piston à clapet à simple effet, à cause de leur simplicité et de leur coût faible.

Pistons et clapets

La figure 33 représente en détail le piston et le clapet de retenue d'une pompe de forage classique. La garniture la plus simple couramment utilisée dans les pompes à clapet à simple effet, est la rondelle en cuir (voir figure). Les cuirs utilisés sont en général des cuirs imprégnés avec de la "graisse des pieds du gros bétail", obtenue en faisant bouillir les sabots de bovins. Ils durent presque un temps infini (plusieurs années) dans les cylindres en laiton ou en PVC polis. Compte tenu des frais d'exploitation importants des forages profonds, il est parfaitement indiqué d'utiliser ces joints relativement plus coûteux mais de longue durée de vie. Plusieurs types de matériaux "Compound" à base de plastique ont été utilisés pour fabriquer du cuir synthétique qui a remplacé le vrai cuir dans les joints. Ces matériaux sont plus faciles à mouler et donnent ainsi des joints plus étanches que le vrai cuir et une meilleure résistance à l'usure.

L'étanchéité des pistons peut également être assurée au moyen de presse-étoupes ou de segments. Les presses-étoupe doivent généralement être convenablement réglées. Un réglage trop serré entraîne des frottements et une usure rapide, tandis qu'un réglage insuffisant (lâche) pourrait provoquer des fuites excessives d'eau autour du piston. Le matériau industriel de garniture traditionnellement utilisé est l'amiante graphité. Mais le polytétrafluoroéthylène graphité (PTFE) est actuellement le plus utilisé du fait qu'il offre

une étanchéité supérieure et une plus grande résistance à l'usure. Des garnitures du même genre sont aussi utilisées autour des tiges des pompes à mouvement alternatif et dans certains cas sur les arbres des pompes rotatives. Dans tous ces cas, les garnitures sont généralement fixées par vissage d'une presse-garniture qui sert aussi de réglage de la pression d'étanchéisation. Cette pression doit être régulièrement réajustée.

Toutes les pompes à mouvement alternatif (et certaines pompes rotatives) sont munies de clapets anti-retour qui, comme leur nom l'indique, laissent passer l'eau dans un seul sens uniquement. Il y a principalement trois catégories de clapets anti-retour:

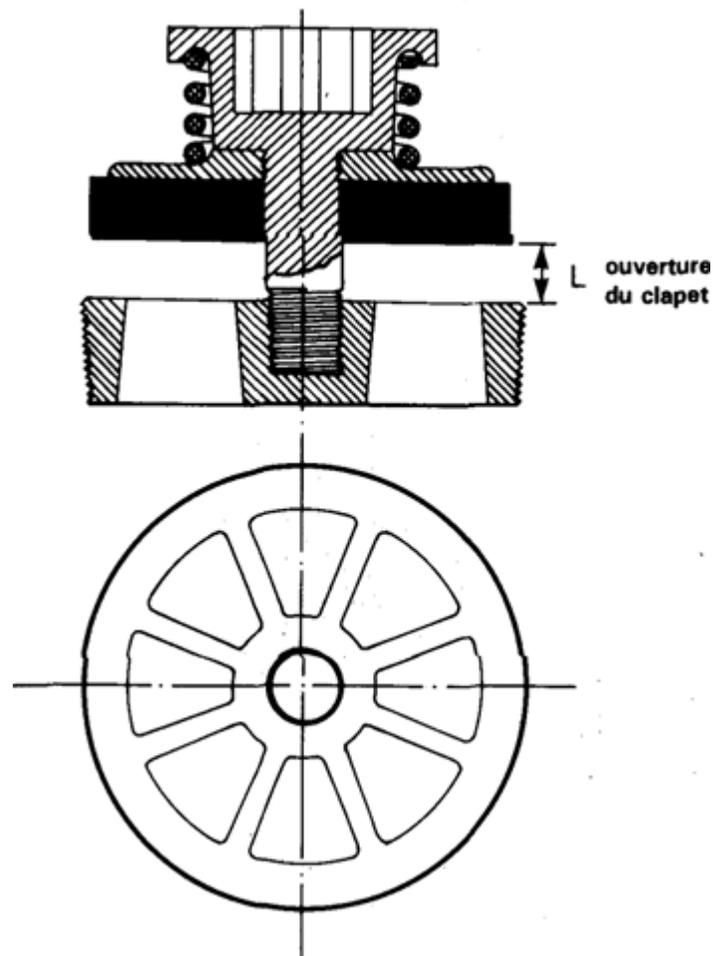
Les clapets flexibles qui sont en position fermée au repos. L'ouverture se fait sous l'effet de la pression appliquée par flexion ou par déformation.

Les clapets à battant ou clapets charnières qui s'ouvrent comme une porte.

Les clapets anti-retour à montée verticale qui se soulèvent de leur siège dans un mouvement vertical uniforme (ils sont alors appelés soupapes).

FIGURE 34

Clapet type d'une pompe (ouvert dans les cas de la figure)



La figure 34 montre un schéma type d'un clapet anti-retour qu'on rencontre dans la plupart des pompes à mouvement alternatif. L'ouverture des clapets est toujours commandée par la différence de pression créée entre ses deux faces par le mouvement du piston. Mais leur fermeture se fait sous l'effet soit de leur propre poids, auquel s'ajoute le poids de l'eau qui a tendance à retourner, soit, dans certains cas, par la force de rappel d'un ressort (tel qu'indiqué sur la figure). Les ressorts des clapets sont normalement en bronze pour éviter les problèmes de corrosion. Il est à noter aussi que les clapets peuvent être faits de matériaux élastiques comme le caoutchouc.

Les clapets doivent répondre essentiellement aux conditions suivantes: bonne étanchéité en fermeture, faible résistance à l'écoulement en ouverture, ouverture et fermeture rapides et bonne longévité. D'une manière générale, il faut aussi que les surfaces de contact soient en caoutchouc ou bien en métal ajusté avec précision pour garantir l'étanchéité parfaite lors de la fermeture. Cette condition est particulièrement importante pour les clapets de retenue. Pour répondre à la deuxième condition qui stipule que le clapet doit avoir une résistance négligeable à l'écoulement à l'ouverture (et pour pouvoir s'ouvrir et se fermer rapidement), l'orifice du clapet doit être de grand diamètre, de section uniforme, et à arêtes émoussées pour éviter les turbulences au contact. Selon une règle empirique souvent adoptée, le clapet d'aspiration doit avoir une section de passage égale au moins aux 2/3 de la section du piston, tandis que le clapet de refoulement (ou clapet du piston) doit avoir une section égale au moins à la moitié de celle du piston [14]. Enfin, la rapidité d'ouverture-fermeture (pour minimiser les fuites internes) sera assurée avec un clapet joignant une grande légèreté à une course courte. Cependant, garantir la légèreté du clapet ne doit pas être fait aux dépens de la robustesse et de la longévité. De même la course courte ne doit pas entraver le passage libre de l'eau en position ouverte. En conséquence, la conception des clapets est toujours le résultat d'un compromis entre toutes ces exigences contradictoires.

Enfin, comme les clapets sont sujets à l'ouverture et la fermeture à chaque course du piston, ils sont d'usure rapide. Pour cela il faut que les pompes soient de construction simple permettant essentiellement le remplacement rapide et à coûts faibles des clapets et de leurs sièges.

Pompes à mouvement rectiligne alternatif et les canalisations

Une pompe à mouvement alternatif déplace l'eau d'une manière discontinue. L'eau se trouve constamment accélérée et décélérée par le mouvement du piston. Des variations de pression très intenses peuvent se produire si la pompe est directement raccordée à une conduite longue et de grand diamètre, i.e. contenant une importante masse d'eau. Le piston dans sa course tend à communiquer énergie cinétique importante pour mettre la masse d'eau en mouvement, puis à l'immobiliser dans un deuxième temps. Comme l'eau est incompressible, elle suivra la vitesse du mouvement du piston. Pour cette raison les pompes à mouvement alternatif doivent être protégées des canalisations longues. Plusieurs dispositifs sont conçus amortir les effets des variations brusques de la vitesse l'eau dans la conduite, subies par la pompe. Nous allons les décrire brièvement.

Tout d'abord, essayons d'estimer rapidement l'ordre de grandeur des forces mises en jeu afin de mettre en relief les risques qu'on court, et pour pouvoir estimer à sa juste valeur l'intérêt qu'il y a par conséquent à protéger les pompes alternatives des coups

des béliers qui risquent de se produire dans leurs conduites de refoulement. La figure 35 représente une pompe à piston très simple (diamètre D , course S) débitant dans une conduite de grande longueur (diamètre d , longueur L). Selon les lois de la dynamique de Newton, la force nécessaire pour la mise en vitesse d'une masse d'eau (la faire passer du repos au mouvement) est à tout instant numériquement égale au produit de la masse par l'accélération. Pour une pompe à piston entraînée dans un mouvement sinusoïdal, comme c'est le cas avec une manivelle armée d'un mouvement de rotation uniforme entraînant un piston dont la tige est longue par rapport à sa course l'accélération maximum du piston (et donc de l'eau propulsée par le piston), A_{\max} , est dé :

$$A_{\max} = -\omega^2 (S/2)$$

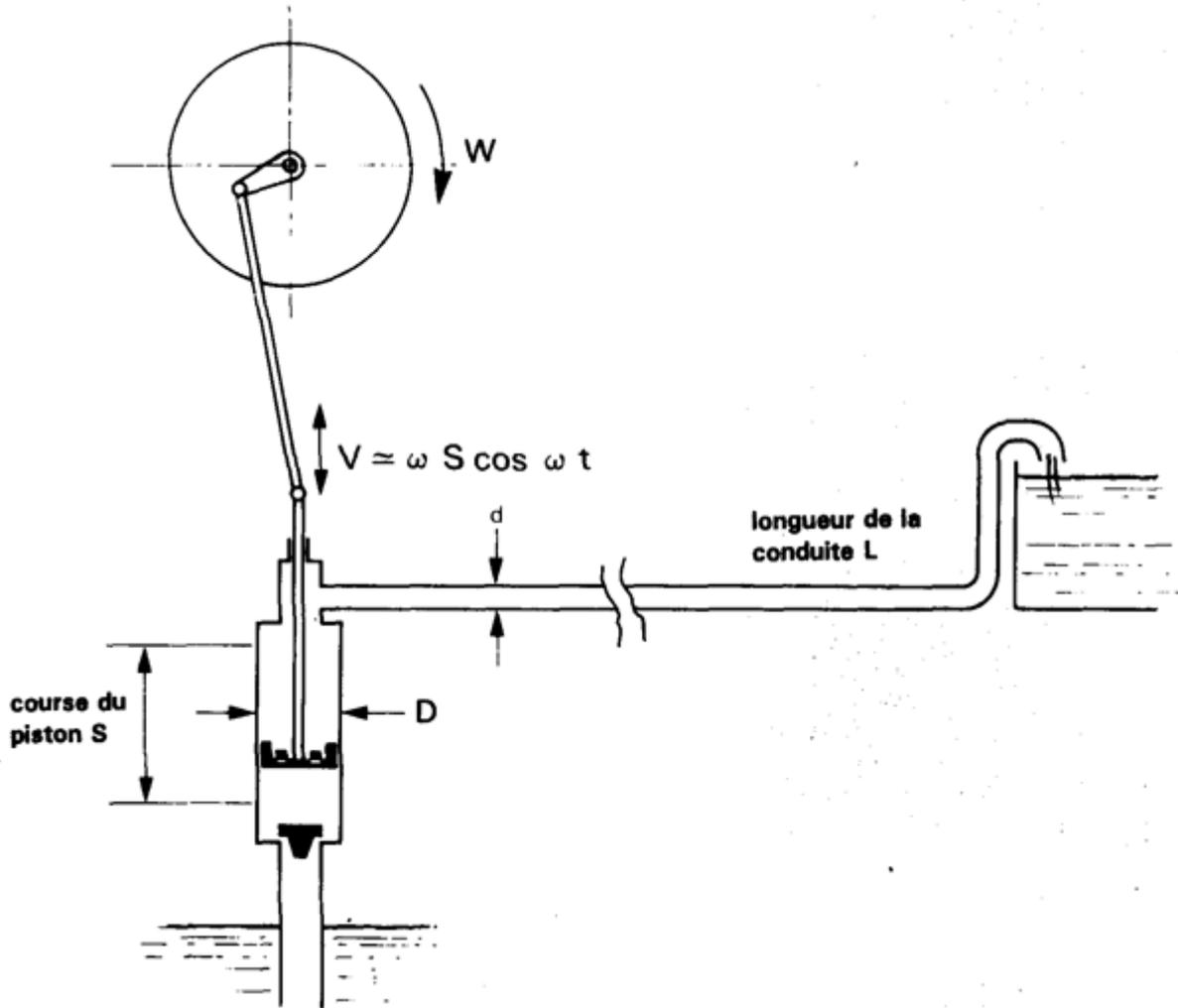
où ω est la vitesse angulaire de la manivelle d'entraînement en radians/s (2π radians = 1 tour ou 360°).

L'accélération de l'eau dans la conduite est beaucoup plus forte que l'accélération de l'eau contenue dans la pompe. En effet, comme d'une manière générale la section de la conduite est plus petite que celle de la pompe, le transfert de la même quantité d'eau se fera à une vitesse et une accélération plus grandes dans la conduite que dans la pompe. Or l'accélération est directement proportionnelle à la section de la pompe ou de la conduite, plus exactement au carré de leurs diamètres respectifs. Par suite, l'accélération de l'eau dans la conduite s'écrit:

$$A_{\text{conduite}} = (D/d)^2 A_{\text{piston}}$$

FIGURE 35

Pompe à piston alimentant une conduite



La force nécessaire pour déplacer la masse d'eau de la conduite à cette accélération est égale au produit ($m \times A_{\text{conduite}}$). Or la masse est donnée par le produit du volume et de la densité de l'eau dans la conduite. La force s'écrit donc :

$$F = (\pi d^2/4) \cdot L\rho (D/d)^2 A_{\text{piston}}$$

La force maximum correspond à l'accélération maximum. Pour un mouvement sinusoïdal du piston et un débit sinusoïdal, l'accélération maximum est donnée par :

$$A_{\text{piston}} (\text{max}) = -\omega^2 (S/2)$$

Donc, pour la masse m de l'eau contenue dans la conduite, la force s'écrit :

$$\begin{aligned} F_{\text{max}} &= -m(D/d)^2 \omega^2 (S/2) \\ &= -(\pi d^2/4)L\rho(D/d)^2 \omega^2 (S/2) \end{aligned}$$

Exemple : Soit une pompe de 100 mm de diamètre qui débite dans une conduite de longueur L et de 50 mm de diamètre. La masse volumique de l'eau est de 1000 kg/m³.

La vitesse de rotation de la manivelle est de 60 tr/min (c'est-à-dire 1 tr/s ou $1 \times 2\pi$ rad/s), la course du piston est de 300 mm (0,30 m). La force F_{\max} sera alors :

$$\begin{aligned} F_{\max} &= -(\pi/4)(0,05)^2 L \cdot 1000(0,1/0,05)^2 (2\pi)^2 (0,3/2) \\ &= -46,5.L \text{ newtons} \end{aligned}$$

En d'autres termes, l'eau contenue dans la conduite oppose une réaction maximum à l'écoulement de 46,5 N par mètre de conduite pour être mise en accélération dans les conditions indiquées. Ainsi dans une conduite de 100 m de longueur la force maximum serait de 4650 N, alors que dans une conduite de 1 km de longueur, cette force serait de 46 500 N, la pompe étant soumise aux mêmes forces dans les deux cas. (46 500 N équivalu 4,5 tonnes environ).

Comme cette force est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation de la pompe, porter la vitesse de rotation à 120 tours/min (soit le double de la vitesse initiale) imposera à l'eau une accélération et une force quadruples. Par conséquent, même pour des vitesses de rotation de l'ordre d'une centaine de tours par minute (vitesses relativement faibles dans le cas des pompes rotatives), la force nécessaire pour mettre en accélération la masse d'eau dans la conduite dépasse les valeurs courantes, à moins **que le mouvement de l'eau dans la conduite ne soit amorti ou isolé du mouvement du piston.**

Dans certains cas, ces chocs peuvent être résorbés. En effet la plupart des tuyaux, même ceux en acier ont une certaine élasticité et ils se dilatent légèrement pour absorber les chocs. Mais dans certains cas la situation pourrait être dangereuse, surtout lorsque les clapets se ferment brutalement. L'eau dans la conduite serait le siège d'ondes de surpression et de dépression alternées très brèves mais très intenses. Elles sont appelées "coups de bélier" en raison du bruit de martèlement qu'elles produisent. Les chocs dus aux coups de bélier peuvent endommager la pompe et son moteur, et dans certains cas causer d'autres dégâts plus graves, tel que l'éclatement ou la rupture des conduites.

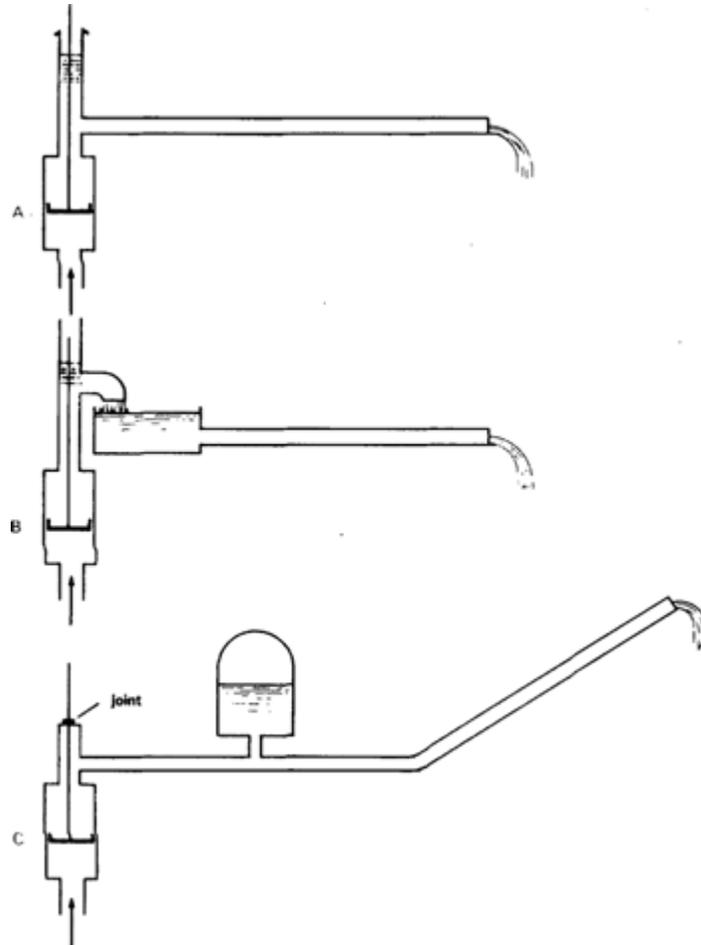
Les conduites d'aspiration sont aussi sujets à ce problème de la même manière que les conduites de refoulement. En effet, lorsque l'eau est soumise à une dépression causée par des vitesses d'écoulement élevées dans le tuyau d'aspiration, on observe le dégagement de l'air dissous lorsque la pression atteint la valeur de saturation, et une vaporisation quand la pression atteint la pression de vapeur. On observe ce qu'on appelle la "Cavitation" qui est le résultat des deux phénomènes de dégazage ou de désaération et de vaporisation. Lorsque la pression remonte légèrement les bulles implosent violemment dans la conduite causant un coup de bélier.

Lorsque la sortie de la pompe est à peu près au même niveau ou bien a un niveau supérieur à celui du départ de la conduite, on peut éliminer le risque du coup de bélier en faisant débiter la pompe dans un réservoir qui à son tour alimente la conduite par gravité, (figure 36B). Ce réservoir joue le rôle d'un dispositif de protection de la pompe des oscillations de masse provoquées par les démarrages et les arrêts brusques. De la même manière, une cheminée d'équilibre à l'air libre placée sur la canalisation à proximité ou juste à la tête de la pompe, peut jouer le même rôle (figure 36A). Comme la tige de la pompe peut coulisser librement dans la cheminée d'équilibre, la mise en place d'un joint ou d'un presse-étoupe est inutile.

FIGURE 36

Méthodes utilisées pour isoler une pompe à mouvement alternatif de sa conduite

- A. Cheminée à l'air libre qui élimine le recours à un presse-étoupe sur la tige de pompe, à condition toutefois que la hauteur de la cheminée soit supérieure au niveau du débouchée de la conduite.
- B. Conduite alimentée par gravité à partir un petit réservoir à proximité de la pompe.
- C. Chambre d'air (cloche d'air) (nécessaire quand la sortie de la conduite est à une côte nettement supérieure au socle de la pompe).



Lorsque la pompe refoule dans une conduite dont l'extrémité est à une côte élevée, il serait impossible d'implanter une cheminée d'équilibre à l'air libre sur (ou à proximité de) la pompe. En effet, la hauteur de cette cheminée devrait alors être de sorte que le niveau d'eau dans celle-ci soit supérieur à la côte à l'extrémité aval de la conduite ce qui conduit dans certains cas à des cheminées de très grandes hauteurs. La solution appliquée d'une manière générale pour protéger les pompes à piston alternatives, dans tous les cas où la longueur des conduites d'aspiration et de refoulement dépasse quelques dizaines de mètres c'est de placer une cloche d'air ou tout autre forme d'amortisseur hydraulique entre la pompe et la conduite (figure 36C), le plus près possible de la pompe. La cloche d'air ou l'amortisseur limite au minimum la masse d'eau directement liée au mouvement du piston. De cette manière l'eau refoulée par la pompe

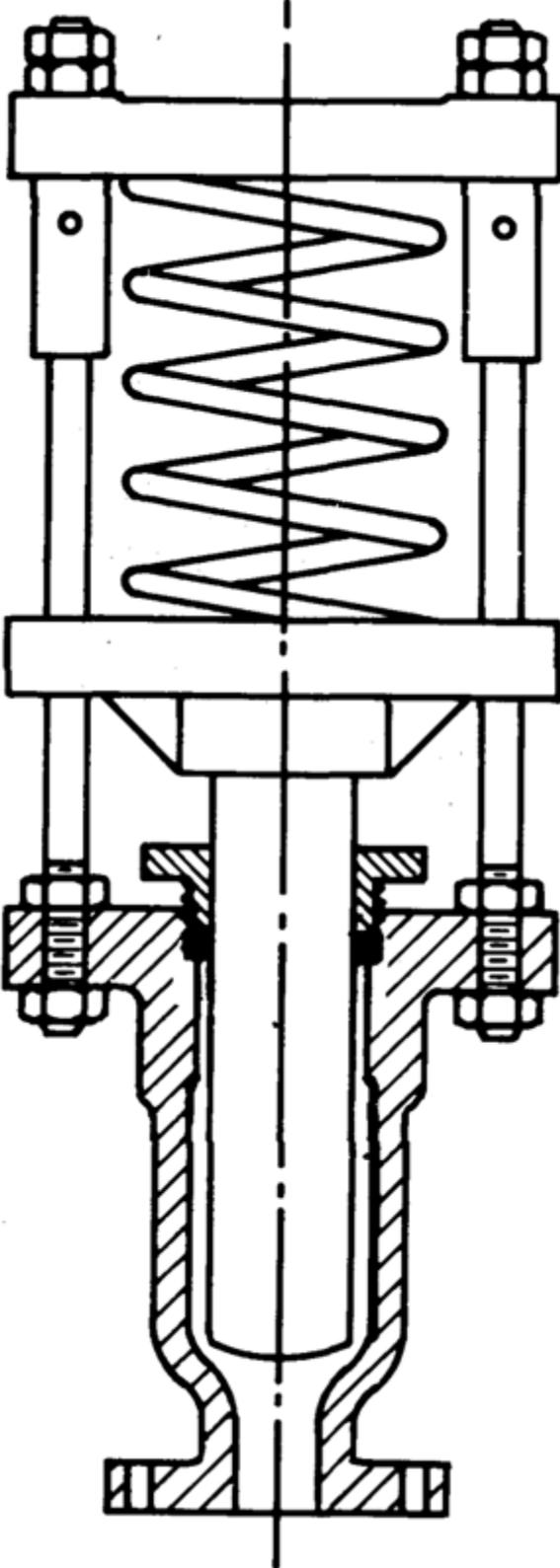
à une vitesse supérieure à celle de l'eau dans la conduite passera de préférence dans la chambre d'amortissement ou la cloche d'air en comprimant l'air qui s'y trouve. Quand le piston ralentit son mouvement à la fin de chaque course, et lorsque la vitesse de l'eau de la conduite devient supérieure à la vitesse de l'eau débitée par la pompe, la chambre d'air, du fait de la légère dépression provoquée dans la conduite, envoie une quantité supplémentaire d'eau pour "compenser la baisse". En d'autres termes, une chambre d'air sert à uniformiser l'écoulement en absorbant les "pointes" du débit alternatif, puis en compensant les "chutes" qui suivent ces pointes.

L'installation des cloches à air est primordiale sur les conduites longues ou de grande capacité alimentées par une pompe à piston à mouvement alternatif (voir figure 106). L'investissement supplémentaire requis pour l'installation de ces cloches d'air est amplement justifié non seulement par la réduction de l'usure des pompes et conduites, mais aussi par la réduction de la vitesse de pointe de l'eau dans la conduite, ainsi que la diminution des pertes par frottement dans les canalisations. Par conséquent la puissance de la pompe à installer ainsi que l'énergie de pompage seront moins importantes.

Cependant le seul risque lié à l'utilisation des chambres d'air sur les conduites de refoulement c'est que la colonne d'air de la chambre peut se dissoudre progressivement dans l'eau et être entraîné dans la conduite. Lorsque toute la masse d'air de la chambre est dissoute le risque du coup de bélier revient de nouveau. Par conséquent, les chambres d'air simples doivent en général être vidangées régulièrement pour renouveler leur contenu. Cette opération est réalisée en ouvrant en même temps un bouchon de vidange et une vis de purge d'air, la pompe étant à l'arrêt. La conservation de la colonne d'air dans les chambres d'air sur les conduites d'aspiration est assurée par le dégazage de l'air dessous dans l'eau. A noter cependant que dans le cas du pompage des eaux souterraines ne contenant pas d'air dissous, il faut parfois installer un petit reniflard pour laisser entrer délibérément un tout petit débit d'air pour éviter la disparition de la masse d'air de la chambre. Ces dispositifs comportent parfois une enveloppe souple fermée en caoutchouc pour éviter la dissolution de l'air. Cette solution est recommandée si l'on ne peut pas effectuer des contrôles réguliers. Des amortisseurs hydrauliques à ressort (soupape de décharge) sont également utilisés jouant le même rôle des chambres d'air (figure 37). Une autre solution intéressante consiste à remplacer la conduite de refoulement en acier par un autre matériau souple moins sujet aux coups de bélier. Il faut être très prudent quand on utilise des conduites en plastique rigide, car elles risquent facilement d'éclater sous l'effet des coups de bélier, spécialement en temps de gelée, où elles deviennent trop vulnérables.

FIGURE 37

Amortisseur hydraulique (soupape de décharge). Ce dispositif peut remplacer une chambre d'air, en particulier sur des conduites à très haute pression



En règle générale, la chambre d'air doit être environ d'un volume égal au double de la cylindrée de la pompe. Toutefois, pour les conduites de transport de grande longueur ou à débit très irrégulier, on prévoit habituellement des chambres plus grandes.

Pompes de forage à mouvement alternatif

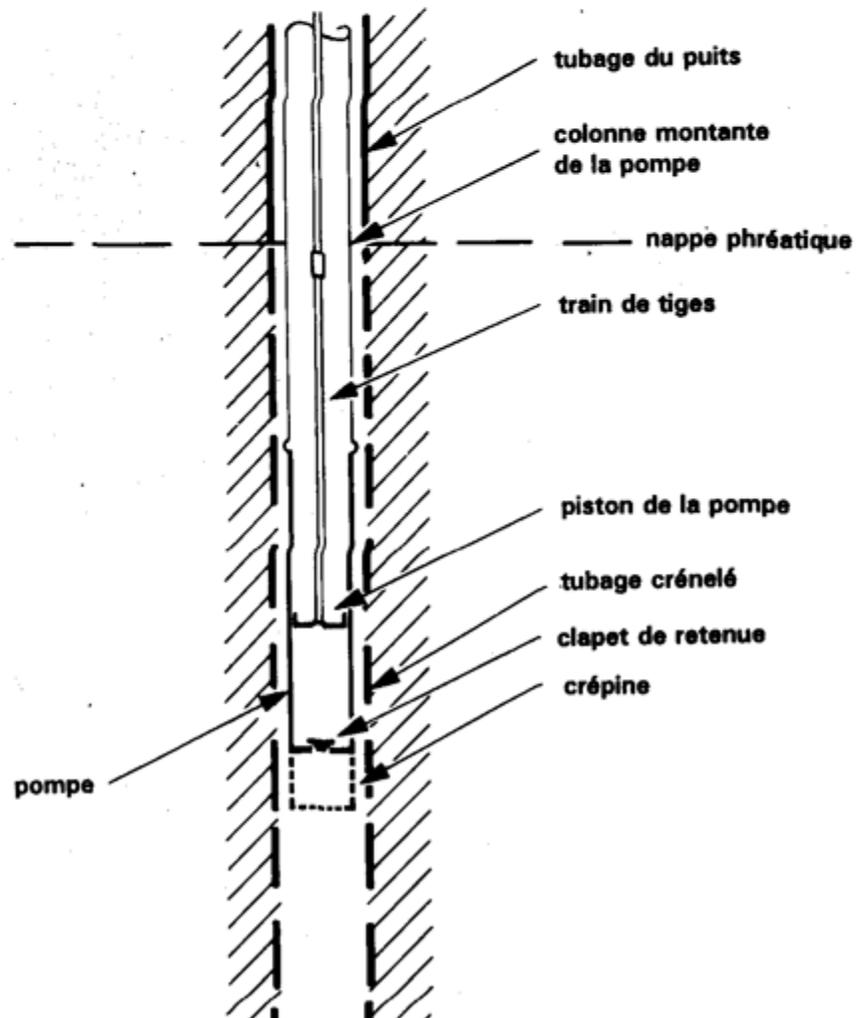
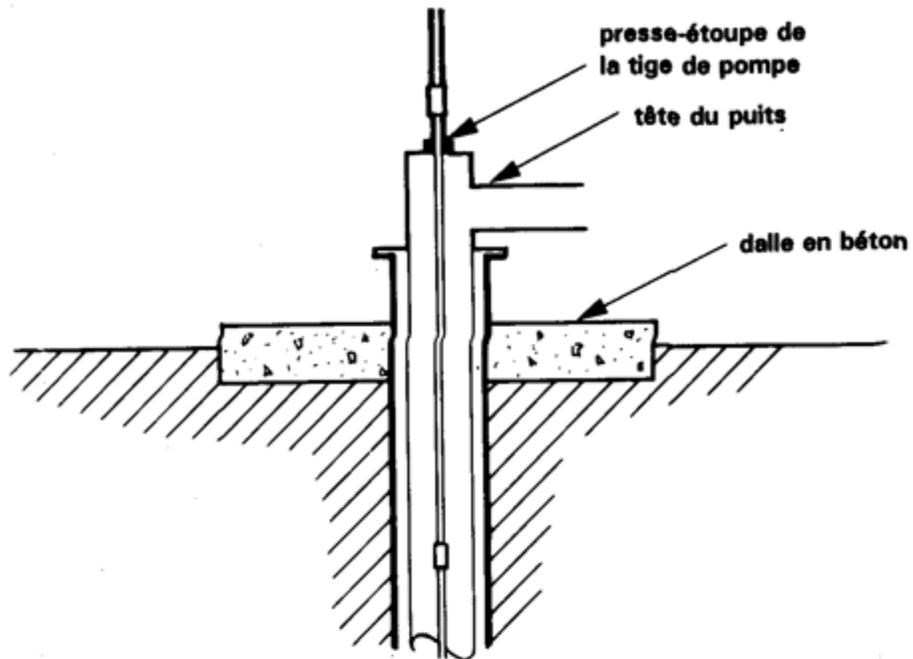
Lorsque la nappe phréatique est trop profonde ou que le sous-sol est dur, il est en général plus aisé et plus économique de faire un forage que de construire un puits. La plupart des forages sont revêtus d'un tubage en acier 100 ou 150 mm de diamètre. La pompe doit être d'un diamètre suffisamment petit pour qu'elle puisse être descendue dans le forage. Le schéma de la figure 38 représente un forage équipé d'une pompe à piston.

La figure 38 représente un modèle type de pompe de forage à piston. Comme les diamètres doivent être petits (les forages de gros diamètres sont très coûteux), les débits importants ne peuvent être obtenus qu'avec des pompes à course de piston importante. La vitesse de rotation des pompes de forage est normalement limitée à 30 tr/min. ou course/min., mais dans certains cas on peut atteindre 50 tr/min. Des vitesses de pompage plus fortes peuvent entraîner le flambage du long train de tiges, car les tiges et le piston de la pompe n'auraient pas assez de temps pour retomber par gravité pendant la course descendante. Bien entendu quelle que soit la profondeur du forage, il faut absolument éviter une compression du train de tiges, pour ne pas courir le risque du flambage et de coincement du train des tiges contre les parois du tubage.

La méthode classique utilisée pour l'installation ou le démontage d'une pompe de forage c'est de soulever la colonne montante élément par élément au moyen d'un palan ou d'une grue. La méthode consiste à soulever le cylindre jusqu'à ce que le premier élément soit entièrement hors du forage, on pince l'élément suivant et on fait descendre l'ensemble de sorte à ce qu'il soit suspendu au dispositif de serrage. On dévisse alors l'élément supérieur qui est dégagé du forage (6 m environ) et ainsi de suite. Comme il s'agit d'une opération trop coûteuse, difficile et trop longue, l'installation doit être bien conçue pour ne pas être contraindre assez souvent à y recourir pour la durée de vie d'un forage.

FIGURE 38

Coupe schématique d'un forage



Il est donc normal d'installer des pompes dont le piston est d'un diamètre légèrement inférieur à celui de la colonne montante spécialement dans le cas des forages profonds. Ceci permet de faire sortir le piston en remontant uniquement la tige. La pompe de la figure 38 est une pompe de forage démontable. Cette pompe est aussi conçue de manière à pouvoir sortir le clapet de pieds sans avoir à démonter le cylindre et la colonne. Le dispositif représenté comporte en effet un anneau que l'on peut agripper avec un outil pour sortir le clapet. Dans certains cas on peut démonter le clapet de pieds en se servant du piston de la pompe, on sépare la tige du mécanisme d'entraînement à la surface et on abaisse le piston jusqu'au niveau du clapet. Le clapet comporte une tête fileté sur laquelle se visse l'extrémité du piston lorsqu'on tourne le train de tiges. En soulevant les tiges, le clapet de retenue et le piston remontent ensemble à la surface. L'intérêt de cette méthode c'est qu'elle permet le remplacement rapide des joints du piston et du clapet qui sont sujets à l'usure et qui doivent par conséquent être changés fréquemment. Pour cela, l'entretien facile des pompes de forage est une considération importante, sauf probablement pour les forages peu profonds.

On peut préparer sur place un train de tiges à l'aide de tuyaux galvanisés de transport d'eau assemblés par des manchons standard. Toutefois, il vaut mieux de se servir de tiges standards commercialisées, spécialement conçues à cet effet. Elles sont sans doute plus chères, mais elles sont plus faciles à connecter et à déconnecter, et d'autre part elles risquent moins la rupture ou le dévissage. Une tige de pompe cassée est difficile à récupérer ou à réparer, et si elle est irrécupérable forage en entier est perdu. Si l'on dispose de bois de très haute qualité, les tiges peuvent être faites en bois à condition de disposer des mécanismes d'accouplement adéquats. En effet, les tiges en bois sont plus convenables que les tiges en métal du fait qu'elles flottent dans l'eau de la colonne montante. D'autre part, leur légèreté facilite le démarrage initial d'une pompe de forage à mouvement alternatif.

Le principal attrait des pompes alternatives immergées entraînées par un train de tiges résistant à la traction, c'est leur grande simplicité. Les pompes de haut standard actuellement disponibles sur le marché sont d'une très haute fiabilité de fonctionnement. En règle générale, les tiges des pompes peuvent supporter un effort de traction de loin supérieur à une tonne, ce qui permet leur utilisation dans des forages atteignant 300 m de profondeur. C'est le système d'entraînement standard utilisé dans les pompes éoliennes des exploitations agricoles. D'autres systèmes classiques à moteur diesel utilisent assez souvent un mécanisme à boîtier d'engrenages et bielle pour l'entraînement des pompes de forage à mouvement alternatif.

Il arrive assez souvent que les forages ne soient pas parfaitement verticaux, et même parfois à parois courbe. Il s'ensuit que les tiges peuvent cogner la colonne montante et finir par la percer par usure. D'autre part un forage vertical à l'origine peut changer de profil, suite à des éboulements ou à un mouvement du sol. Enfin, le démontage d'une pompe pour changer les garnitures de son long train de tiges, est une opération longue et coûteuse. Pour cela, des recherches ont été entreprises afin de trouver d'autres techniques d'entraînement des pompes de forage.

Pompes immergées à transmission hydraulique

La transmission hydraulique est une autre alternative de mécanisation des pompes de forage à mouvement alternatif. Dans ce mode de transmission, l'eau sous pression est utilisée pour accroître la quantité d'eau refoulée à la surface.

On peut citer l'exemple de "l'Hydropompe" Vergnet de la figure 39, qui a été d'un grand succès pour les petits projets d'alimentation en eau, particulièrement dans la région du Sahel en Afrique de l'ouest. Malheureusement, son débit est insuffisant pour l'utiliser pour l'irrigation. Elle fonctionne avec une pédale montée sur un piston de commande qui force l'eau à descendre dans un tuyau flexible. Le cylindre de la pompe qui est immergé dans de l'eau du puits ou du forage, comporte un "clapet d'aspiration" classique, ou bien un clapet de retenue avec crépine. Une chambre de pompage munie d'un clapet anti-retour est en communication avec la conduite de refoulement conduisant jusqu'à la surface. En guise de piston qui déplace l'eau dans le cylindre, il y a ce que Vergnet appelle un "diaphragme" Il s'agit en fait d'une vessie élastique qui se dilate pour chasser l'eau de la chambre de pompage quand on appuie sur la pédale et qui se contracte pour faire admettre l'eau. Une transmission hydraulique similaire, appelée "Hydromite", est utilisée pour l'entraînement des pompes de forage à mouvement alternatif en Australie, essentiellement avec les pompes éoliennes. Dans ce cas l'éolienne (ou tout autre machine motrice) entraîne un piston de commande monté en surface.

C'est une pompe à eau à double effet dont le mouvement est transmis à l'aide de deux tuyaux de transmission hydraulique à un piston récepteur en fond du forage, directement relié au piston effectif de la pompe installée dans le forage et qui fonctionne d'une manière Classique.

Bien que les dispositifs de transmission hydraulique aient plusieurs avantages par rapport aux tiges classiques des pompes, ils sont, cependant, beaucoup plus complexes et coûteux. En outre, leur rendement est généralement plus faible, du fait des frottements supplémentaires provoqués par la mise en mouvement de l'eau nécessaire pour faire fonctionner la pompe.

Pompes à diaphragme

La course d'un piston dans un cylindre peut être tout à fait remplacé par le mouvement d'une membrane souple remplaçant une des faces du cylindre. L'alternance "membrane concave - membrane convexe" assure l'aspiration et le refoulement de l'eau (voir figure 40). Sur le schéma, le clapet de gauche joue le rôle d'un clapet de retenue d'une pompe à piston, et le clapet de droite joue le rôle d'un clapet de refoulement.

En général, une pompe à diaphragme offre les avantages suivants:

- Etanchéité parfaite (sauf en cas de défaillance des deux clapets anti-retour).
- Un bon rendement mécanique. En effet, la flexion d'une membrane se fait avec beaucoup moins de frottement que le coulissement d'un piston avec ses joints dans un cylindre.

FIGURE 39
Pompe hydraulique à pédale (Vergnet)

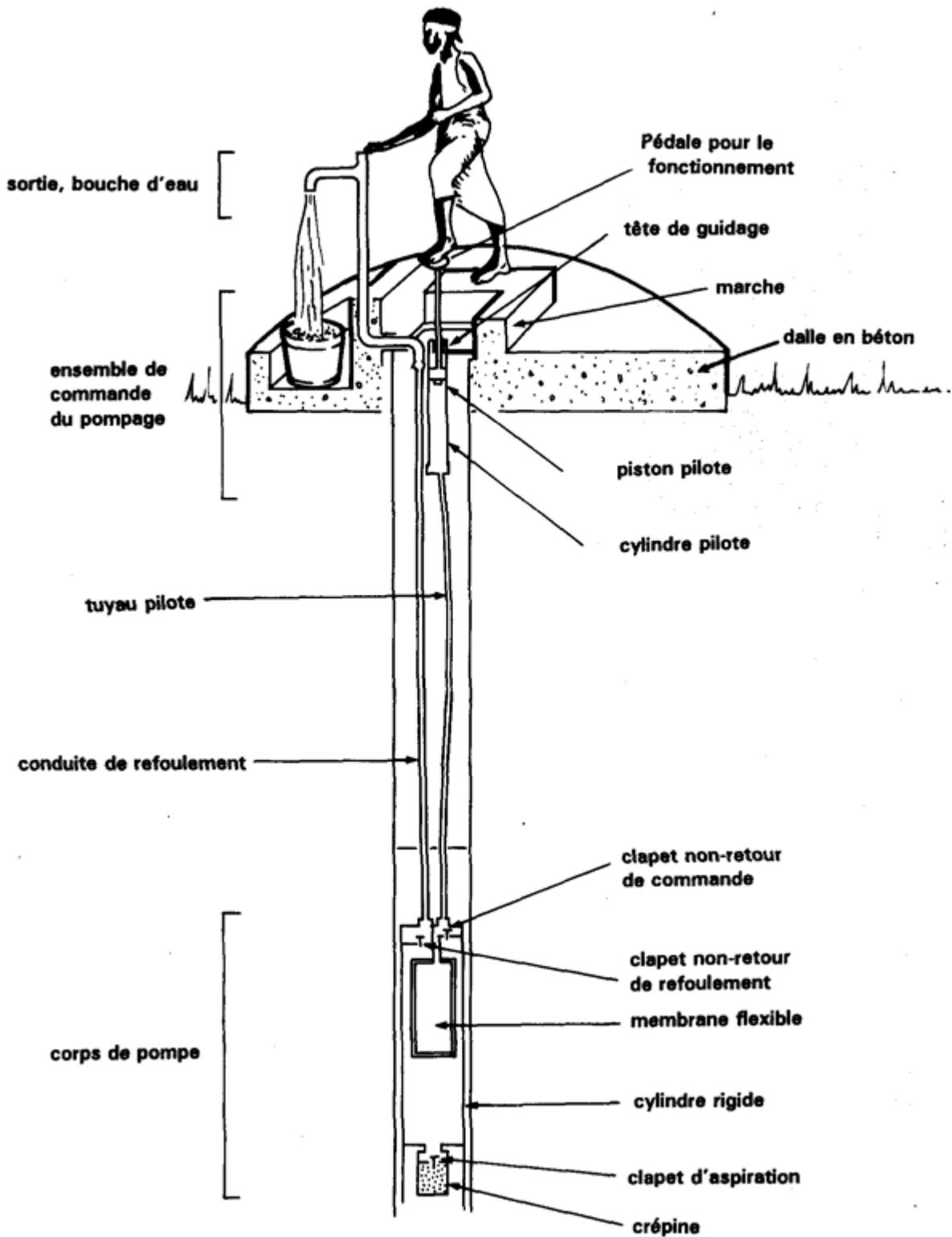
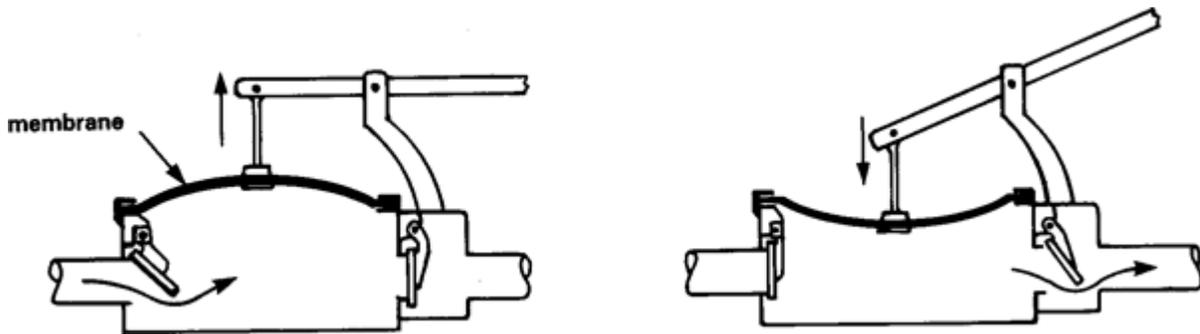


FIGURE 40

Section d'une pompe à diaphragme



La tige de la pompe ne requiert pas de joints, ce qui réduit encore plus les pertes par frottement par rapport aux pompes à piston.

Ces pompes sont à auto-amorçage. Le risque de désamorçage est pratiquement inexistant, et ils fonctionnent avec hauteurs d'aspiration supérieures à la moyenne.

Elles fonctionnent dans la plupart des cas sans problème, avec une eau abrasive ou boueuse qui posent des difficultés de fonctionnement dans le cas des pompes à piston.

Toutefois, certains inconvénients sont liés à l'utilisation de ces pompes, à savoir:

La membrane doit être en caoutchouc de très haute qualité pour assurer sa durabilité, donc assez chère.

D Les pompes à diaphragme sont souvent tributaires de pièces détachées spéciales qui sont difficiles à trouver ou à arranger sur place.

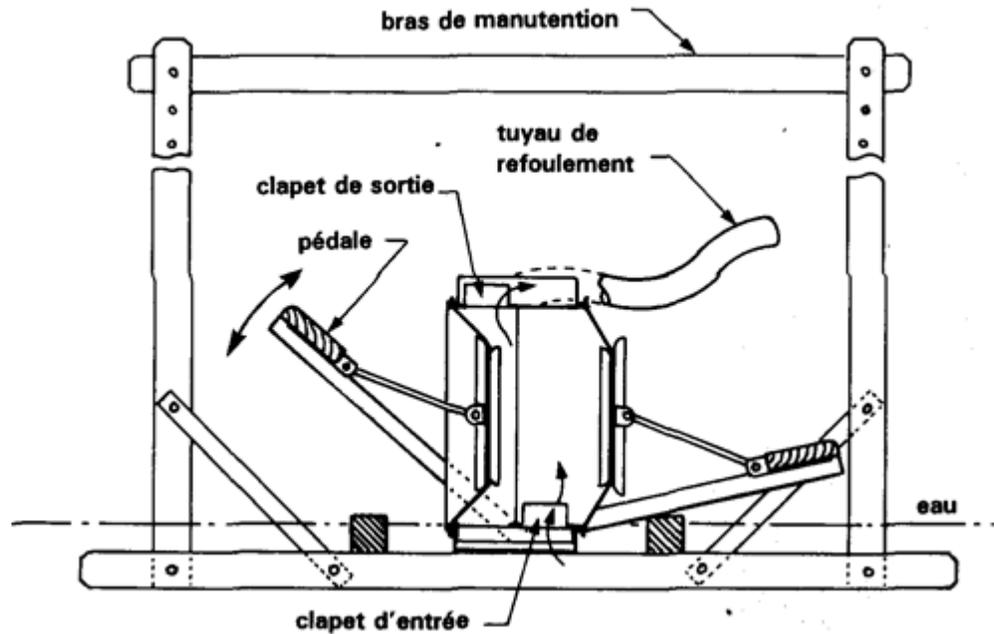
Une pompe à diaphragme est similaire à une pompe à piston de gros diamètre et d'une course courte. Dans ces conditions, les forces exercées sur la tige de pompe sont importantes par rapport à la hauteur de refoulement et à la cylindrée. Il en résulte de fortes sollicitations subies par les organes de transmission et à la fixation de la tige à la membrane.

Enfin, les pompes à diaphragme (comme celle de la figure 40) conviennent uniquement aux faibles hauteurs de refoulement, comprises entre 5 et 10 m.

La figure 41 représente une pompe d'irrigation à membrane à double effet, à pédale. Cette pompe a été mise au point par l'IIRR (Institut International de Recherche sur le Riz) aux Philippines. Contrairement aux appareils élévateurs traditionnels tels que dhones ou chadoufs, cette pompe est transportable (par deux hommes), et elle peut être utilisée le long d'un canal d'irrigation pour submerger ou inonder les rizières les unes après les autres. Cependant, elle est moins efficace que les dispositifs traditionnels perfectionnés d'élévation de l'eau.

FIGURE 41

Pompe à diaphragme à pédale de l'IIRR



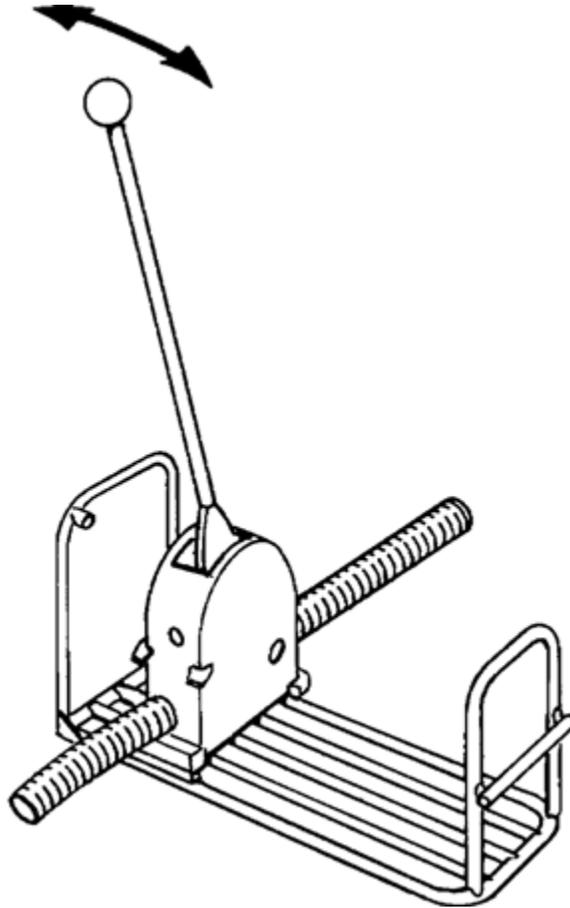
La figure 42 représente une pompe commerciale à membrane à double effet destinée essentiellement à des usages tels que l'épuisement des eaux sur les chantiers. Elle a l'avantage d'être portable, d'un rendement acceptable, et pouvant fonctionner à des faibles hauteurs de refoulement et fournir de forts débits. Ainsi cette pompe (ou bien toute pompe de conception similaire) peut bien servir pour l'irrigation des petites propriétés. Ce type de pompes a été utilisé avec succès par les agriculteurs éthiopiens pour l'irrigation des petites exploitations à partir du fleuve de l'Omo, dans le cadre d'un projet de formation auquel l'auteur avait participé [15].

Une pompe à diaphragme peut être assemblée sur place. Ces pompes de fabrication artisanale ont donné de bons résultats pour les faibles hauteurs de refoulement. La membrane est faite d'un vieux pneu de voiture (figure 43). Or on peut facilement se procurer un pneu usagé. La chambre de pompage est aménagée en montant des plaques des deux côtés du vide central du pneu. Une des plaques étant fixe et l'autre mobile. En y adaptant des clapets non-retour convenables, on dispose d'une pompe à membrane tout à fait acceptable. Pour qu'une telle pompe ait une fiabilité suffisante, l'utilisateur-constructeur doit correctement tenir compte des conditions de fonctionnement propres lors de l'assemblage de la pompe. A titre d'exemple, un pneu de voiture de 400 mm de diamètre (dimension courante) aura une surface de $0,126 \text{ m}^2$, ce qui correspond à une force de 1 230 N par mètre de hauteur de refoulement. Autrement dit, pour une élévation de 3 m seulement, il faudra un effort de près de 3700 N (soit l'équivalent de 376 kg) pour pouvoir déplacer l'eau. Il faut donc des fixations et connexions robustes pour éviter la dislocation de la pompe, même en refoulant à de faibles hauteurs. D'autre part, un des désavantages des pompes à pneu c'est qu'elles ne sont pas très performantes à l'aspiration, car la toile interne du pneu risque de se séparer de l'enveloppe externe en caoutchouc sous l'effet des sollicitations de traction répétées des pressions d'aspiration. La pompe à pneu peut cependant constituer un équipement de pompage utile, pouvant fournir des débits importants à de faibles hauteurs. Il faut cependant qu'elle soit bien conçue pour être manipulée par deux

personnes agissant sur un bras de levier suffisamment robuste, et à condition d'être immergée ou bien travaillant à des hauteurs d'aspiration faibles.

FIGURE 42

Pompe portable commerciale à diaphragme à double effet

**Pompes semi-rotatives**

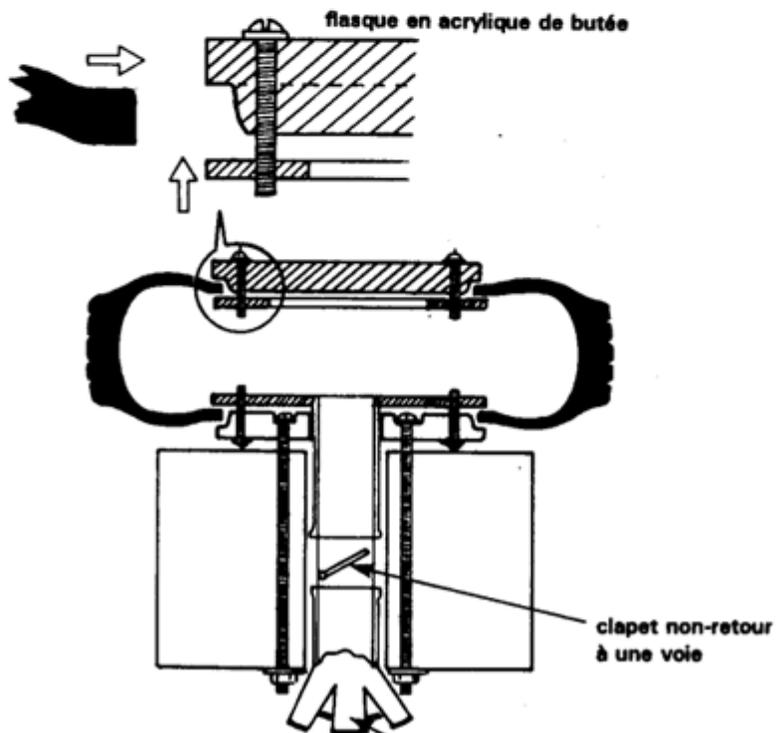
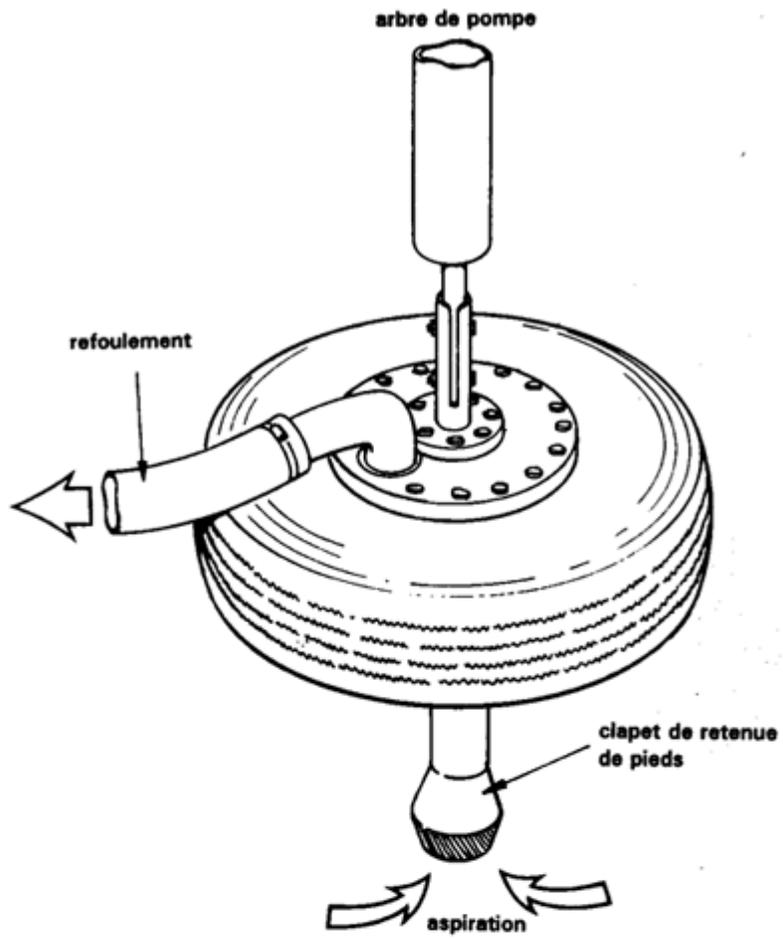
Un autre type de pompe volumétrique à mouvement alternatif, fonctionnant selon les mêmes principes que la pompe à piston, est la pompe semi-rotative. Dans cette pompe, le mouvement du piston décrit un arc de cercle au lieu de décrire un mouvement alternatif rectiligne, décrit un arc de cercle. Ainsi dans cette pompe une palette pivotante ou "aube" décrit un mouvement de va-et-vient d'une manière tout à fait analogue à une porte à charnière avec une ouverture de 270° dans une chambre circulaire. L'aspiration de l'eau se fait alternativement d'un côté et puis de l'autre, à travers des clapets non-retour. La pompe semi-rotative sert surtout de pompe à main, le plus souvent pour pomper du kérosène et du fuel plutôt que l'eau, sa capacité est généralement faible. Elle est également très sensible aux impuretés présentes dans le fluide qui peuvent facilement la colmater. Elle est d'intérêt marginal ou sans intérêt pour l'irrigation. Par conséquent son emploi est très réduit, et nous n'en parlons ici que pour mémoire.

Pompes volumétriques à gaz

L'eau peut bien être déplacée sous la poussée de la détente de l'air comprimé, de la vapeur d'eau, ou d'autres gaz. Plusieurs pompes volumétriques à expansion de l'air comprimé ou de la vapeur ont été fabriquées au début du siècle. Les premiers utilisent l'air d'une moto-compresseur, les seconds la vapeur qui agit directement sur l'eau (sans le recours à une machine à vapeur). La pompe Humphrey est un dispositif similaire qui utilise le gaz produit par un moteur à combustion interne pour l'élévation directe de l'eau, tout à fait de la même manière. Ces deux types de pompes à déplacement par air comprimé ou par vapeur ont deux inconvénients : elles sont essentiellement d'un mauvais rendement, et d'autre part elles sont trop encombrantes (donc trop chères) pour le débit qu'elles délivrent. Toutefois, la pompe Humphrey a en fait un rendement plus fort que la plupart des autres systèmes de pompage à moteur à combustion interne classiques de même taille.

FIGURE 43

Eléments de la pompe à pneu de New Alchemy Institute (Etats-Unies)



La figure 44 illustre le principe de fonctionnement de la pompe Humphrey. Le corps de cette pompe est celui d'une culasse de moteur à combustion interne 4 temps classique, montée au-dessus d'un tuyau constituant la chambre active. Ce tuyau est raccordé à la conduite de refoulement qui comprend une longue partie horizontale et une colonne montante jusqu'au niveau d'alimentation. Le tuyau servant de chambre active est placé au-dessus du plan d'eau et il comporte des clapets d'entrée pour l'admission l'eau. Le cycle de la pompe Humphrey est similaire à celui d'un moteur à piston classique à 4 temps standard, hormis le fait que le moteur n'entraîne pas l'arbre par l'intermédiaire d'un piston métallique classique, mais par le biais de l'eau contenue dans la chambre de travail, qui agit donc comme un piston. Les pompes Humphrey en fonctionnement de nos jours avec des carburants gazeux comme le gaz de houille ou le gaz naturel. En effet, les carburants liquides se vaporisent difficilement dans un cylindre maintenu toujours à basse température par le piston d'eau froide.

Le cycle de la pompe Humphrey est réglé par un capteur de pression qui, par l'intermédiaire d'une tringle simple, commande l'ouverture et la fermeture des soupapes d'échappement et d'admission de la culasse aux instants voulus. Les courses d'admission et de compression sont obtenues par les oscillations de l'eau contenue dans la tuyauterie de refoulement en forme d'une longue canalisation horizontale en U suivie d'une conduite verticale, avant qu'elle ne soit refoulée vers le réservoir dans la phase de propulsion. Le vide créé par l'eau propulsée provoque l'aspiration d'une nouvelle quantité d'eau à travers les clapets d'entrée.

Les pompes Humphrey ont été utilisées avec succès dans des projets d'irrigation aux Etats-Unis et en Australie au début du siècle. L'Université de Reading en Angleterre a mis au point un prototype moderne à échelle réduite, destiné à l'irrigation par pompage, qui fonctionne avec des carburants biomasses.

Le principal avantage de la pompe Humphrey, outre son bon rendement calorifique, c'est sa grande simplicité mécanique. Elle peut facilement travailler en eaux boueuses ou sablonneuses, et elle est d'une fiabilité exceptionnelle. D'autre part elle ne requiert que des travaux d'entretien très réduits. Ses principaux désavantages sont :

- l'utilisation des carburants gazeux
- la nécessité d'avoir un plan d'eau plus ou moins constant (faibles fluctuations de niveau) à la source.