

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المعهد الوطني للعلوم الفلاحية - الحراش - الجزائر

INSTITUT NATIONAL AGRONOMIQUE EL-HARRACH ALGER

THESE

En vue de l'obtention du diplôme de magistère en sciences agronomiques

Spécialité : Machinisme agricole

Thème

**CONCEPTION ET REALISATION D'UN
DISPOSITIF DE POMPAGE ENTRAINE PAR UNE
EOLIENNE A DES FINS AGRONOMIQUES**

Présenté par :

GUENDOUZEN OMAR

Soutenu le «31 / 10 / 07 devant le Jury :

Président : Mr. AIDAOUI A. Professeur (INA)

Directeur de thèse : Mr. ETSOURI K. Chargé de cours (INA)

Examineurs : Mr. BOUHADEF M. Professeur (USTHB)

Mr. BOUAZIZ M. M.C. (E.N.P.)

Mr. KACI F. Chargé de cours (INA)

Année universitaire : 2005 – 2006

Dédicaces

A mon défunt frère lounis ;

A mes très cher parents ;

A mes sœurs et frères;

A toute ma famille.

Omar G.

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier Monsieur **ETSOURI K.**, pour sa confiance et pour m'avoir aidé à mener à bien ce travail.

J'exprime ma reconnaissance à Monsieur, le professeur **AIDAOUI A.** qui a accepté de présider le jury.

Que Messieurs, **BOUHADEF M. ; BOUAZIZ M. ;** ainsi **KACI F.**, trouvent l'expression de ma gratitude pour avoir accepté de faire partie du jury.

Merci à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.

SOMMAIRE

INTRODUCTION.....	1
I. SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE.....	3
I.1. Evolution des machines elevatrices d'eau.....	3
I.2. Differentes techniques de pompage d'eau par eoliennes.....	6
I.2.1. Réalisations antérieures des éoliennes de pompage.....	6
I.2.2. Problématique de pompage par éolienne.....	7
I.2.3. Pompage d'eau par éolienne lente munie de pompe a piston.....	7
I.2.4. Pompage de l'eau par éolienne rapide.....	7
I.2.5. Systèmes de transmission.....	8
I.2.5.1. Influence du mécanisme de démarrage.....	9
I.2.5.2. Régularisation du couple résistant.....	9
I.2.6. Autres solutions.....	11
I.2.6.1. Pompes à vis.....	11
I.2.6.2. Pompage par transmission hydraulique.....	12
I.2.6.3. Pompage par hydro - éjecteur.....	12
I.3. CONSTITUTION D'UNE POMPE.....	13
II. TYPOLOGIQUE DES POMPES.....	14
II.1. Classification générale des pompes.....	14
II.2. Pompes hydrodynamiques.....	16
II.2.1. Amorçage.....	16
II.2.2. Caractéristiques.....	16
II.2.3. Utilisation.....	17
II.3. Pompes volumétriques.....	18
II.3.1. Principe de fonctionnement.....	18
II.3.2. Pompes volumétriques rotatives.....	19
II.3.3. Pompes rotatives à un axe.....	19
II.3.3.1. Pompe à palettes libres.....	19
II.3.3.2. Pompe à rotor hélicoïdal excentré.....	20
II.3.3.3. Pompes péristaltiques.....	21
II.3.4. Pompes rotatives à deux axes.....	22
II.3.4.1. Pompe à engrenage.....	22
II.3.4.2. Pompe à vis.....	23
II.3.5. Pompes semi rotatives.....	23
II.3.6. Pompes volumétriques alternatives.....	23
II.3.6.1. Pompes à piston.....	23

II.3.6.2.	Pompes à membrane ou à soufflets	23
III.	FORCE MOTRICE	25
III.1.	ENERGIE SOLAIRE	25
III.2.	ÉOLIENNE DE POMPAGE.....	26
IV.	TRANSMISSION D'ENERGIE.....	27
IV.1.	LES SYSTEMES MECANQUES	28
IV.2.	LES SYSTEMES ELECTRIQUES	28
IV.3.	LES SYSTEMES A FLUIDE SOUS PRESSION	28
IV.3.1.	Composantes actives et équations de base	29
IV.3.1.1.	Les générateurs.....	29
IV.3.1.2.	Modulateur	32
IV.3.1.3.	Récepteurs	33
IV.3.2.	Les fluides hydrauliques.....	33
IV.3.3.	Les pneumatiques	34
IV.3.3.1.	Avantages et inconvénients de l'air comprimé.....	34
IV.3.3.2.	Rendement énergétique	34
IV.3.4.	Débit.....	35
IV.3.5.	pompes à transmission bielle-manivelle	36
IV.4.	FACTEURS AFFECTANT LES PERFORMANCES	38
V.	ETUDE THEORIQUE	40
V.1.	PROBLEMATIQUE	41
V.2.	LE CHOIX DE LA POMPE D'EAU	41
V.3.	ETUDE THEORIQUE DE LA POMPE.....	43
V.4.	ETUDE DE LA TRANSMISSION.....	44
V.4.1.	Transmission mécanique par double crémaillères	44
V.4.2.	transmission par came a tambour rainure.....	45
V.4.3.	Transmission par fluide.....	49
V.4.3.1.	Etude cinématique de la transmission mécanique.....	49
V.4.3.2.	Choix du type de circuit de transmission	53
V.4.3.3.	Circuit de transmission à double effet.....	54
V.4.3.4.	Circuit de transmission par fluide à simple effet.....	55
V.4.4.	Choix du fluide de transmission.....	56
V.4.4.1.	Transmission hydrostatique par le circuit à double effet	56
V.4.4.2.	Transmission pneumatique par le circuit à double effet	61
V.4.4.3.	Transmission hydrostatique par le circuit à simple effet.....	68
VI.	Conception et réalisation	73
VI.1.	Systèmes de Transmission mécanique	73
VI.1.1.	Transmission mécanique à doubles crémaillères	73

VI.1.2.	Essais manuels.....	75
VI.1.3.	Pompe à tambour rainuré	77
VI.1.4.	Essais de la pompe à tambour	83
VI.2.	Transmission hydrostatique.....	85
VI.2.1.	Transmission à double effet	85
VI.2.1.1.	Elément de surface	86
VI.2.1.2.	Elément immergé	87
VI.2.1.3.	Transport de fluide de transmission	87
VI.2.1.4.	Dimensionnement de la transmission hydrostatique.....	87
VI.2.1.5.	Dimensionnement de la transmission pneumatique	88
VI.2.2.	La pompes à eau	89
VI.2.3.	Les conduites du fluide	91
VI.2.3.1.	Les conduites de transmission et de raccordement	91
VI.2.3.2.	La conduite de refoulement de l'eau	91
VI.2.4.	Principe de fonctionnement de la pompe à simple effet	91
VI.3.	Expérimentation des pompes à transmission par fluide	94
VI.3.1.	circuit à double effet pour la transmission hydrostatique	94
	Interprétation	95
VI.3.2.	Pompe à double conduite de transmission pneumatique.....	95
VI.3.2.1.	circuit ouvert	95
	Calcul volumétrique:	97
VI.3.2.2.	circuit fermé	98
	Déroulement des essais.....	101
	Interprétations.....	102
VI.3.2.3.	Pompe « boudruche » avec transmission hydrique	104
VI.3.2.4.	Pompe « boudruche » avec transmission pneumatique	105
	Interprétations :.....	108
	Comparaison entre la pompe à vérin et celle à boudruche.	109
	Déroulement de l'expérimentation	110
	Interprétations :.....	113
	CONCLUSION GENERALE :	113
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	
	ANNEXE	

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Différentes machines d'élévation d'eau par variation de la cote

Figure 2 : Système de pompage d'eau par moulin à vent.

Figure 3 : Moulin à vent à axe vertical.

Figure 4 : Eolienne lente avec pompe à piston.

Figure 5 : Éolienne rapide entraînant une pompe du type Hélice.

Figure 6 : Schéma du système de transmission.

Figure 7 : Dispositif de régulation de mouvement

Figure 8 : Pompe à vis

Figure 9 : Transmission hydraulique à circuit ouvert

Figure 10 : Pompe Vergnet

Figure 11 : Pompe à hydro éjecteur.

Figure 12 : Classification selon l'organe mobile.

Figure 13 : Schéma de classification selon le mode de fonctionnement

Figure 14 : Partie mobile de la machine

Figure 15 : Caractéristiques d'une pompe centrifuge

Figure 16 : Cheminement de l'écoulement dans une pompe centrifuge à étages multiples

Figure 17 : Caractéristiques d'une pompe volumétrique

Figure 18 : Pompes à palettes

Figure 19 : Pompe à engrenage

Figure 20 : Pompe à membrane ou soufflets.

Figure 21 : Station de pompage solaire.

Figure 22 : Systèmes éoliens mécaniques et électriques de pompage d'eau.

Figure 23 : Diagramme des composantes active d'un système à fluide mettant en évidence les pertes d'énergie à chaque passage d'une composante à l'autre

Figure 24 : Diagramme pV d'une pompe à piston hydraulique.

Figure 25 : Cycle théorique de travail dans un cylindre de compresseur à piston

Figure 26 : Pression de refoulement en fonction de débit

Figure 27 : Système de transmission bielle manivelle

Figure 28 : Débit instantané d'une pompe à simple effet

Figure 29 : Evolution du débit en fonction du nombre de tours pour les pompes hydrodynamiques

Figure 30 : Principe de transmission à double crémaillère

Figure 31 : Variation du débit d'eau pour une vitesse donnée.

Figure 32 : Cinématique du trajet du galet sur le tambour

Figure 33 : Efforts appliqués sur le mécanisme "came suiveur"

Figure 34 : Détermination des vitesses du système de transmission

Figure 35 : Dispositif de transmission

Figure 36 : Variation de la position, de la vitesse et de l'accélération du piston

Figure 37 : Détermination graphique des dimensions de la came à galet.

Figure 38 : Principe de la pompe de base

Figure 39 : Principe de la pompe après modification

Figure 40 : Principe de la pompe à simple effet

Figure 41 : Diagramme pV de l'émetteur pour une transmission hydrostatique

Figure 42 : Représentation générale du dispositif de pompage entraîné par éolienne

Figure 43 : Détermination des volumes du circuit de transmission

Figure 44 : Diagramme pV de l'émetteur et récepteur pour la transmission pneumatique

Figure 45 : Débit théorique de l'eau avec la transmission pneumatique à double effet

Figure 46 : Représentation générale du dispositif de pompage entraîné par une éolienne

Figure 47 : Coupes transversale et longitudinale de la pompe horizontale

Figure 48 : Transmission à double crémaillère pour la pompe horizontale

Figure 49 : Variation du débit d'eau et de la vitesse des pistons du système amélioré pour un tour de l'axe de rotation.

Figure 50 : Système de transmission à rayon croissant

Figure 51 : Couvercle de dessus

Figure 52 : Couvercle de dessous

Figure 53 : Piston de la pompe à came

Figure 54 : Came de dessous A, came de dessus B

Figure 55 : Détail de la pompe à tambour et coupe longitudinale

Figure 56 : Tige et bague de guidage de l'arbre d'entraînement

Figure 57 : Trajectoire du galet et allure de sa vitesse

Figure 58 : Contraintes au niveau du guide

Figure 59 : Pompe à eau avec système de transmission par fluide

Figure 60 : Élément de surface

Figure 61 : Coupe longitudinale de la pompe à membrane soutenue par anneaux

Figure 62 : Coupe longitudinale de la pompe à membrane soutenue par paroi cylindrique

Figure 63 : Coupe longitudinale de la pompe « baudruche ».

Figure 64 : Élément immergé de la pompe à baudruche

Figure 65 : Schéma de principe d'expérimentation de la pompe

Figure 66 : Schéma de principe du réducteur de pression

Figure 67 : Dispositif expérimental général

Figure 68 : Positions des lumières de communication sur le circuit à double effet

Figure 69 : Diagramme pV du circuit à double effet amélioré

Figure 70 a : La pompe modifiée.

Figure 70 b : La pompe modifiée (La conduite d'air de transmission joue le rôle de réservoir).

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Résultats des essais réalisés sur la pompe à transmission pneumatique avec un circuit double effet ouvert.

Tableau 2 : Résultats des essais réalisés sur la pompe à transmission pneumatique avec un circuit à double effet fermé

Tableau 3 : Résultat des essais faits sur la pompe à boudruche avec transmission pneumatique

Tableau 4 : Evolution des pressions et des débits prélevés pour la pompe à vérin pour une hauteur manométrique de 5 m

Tableau 5 : Evolution des pressions et des débits prélevés pour la pompe à boudruche pour une hauteur manométrique de 5 m

Tableau 6 : Débits d'eau et volumes d'air consommé à pression normale (pour une hauteur ramenée à 5 m)

LISTE DES GRAPHES

Graphe 1 : Expression du débit pour les différentes pressions fournies

Graphe 2 : Débits pour différentes pressions internes

Graphe 3 : Evolution du débit d'eau et de l'air comprimé.

Graphe 4 : Evolution du rapport volumique $V_{\text{air}}/V_{\text{eau}}$ pour la pompe à vérin.

Graphe 5 : Evolution du rapport volumique $V_{\text{air}}/V_{\text{eau}}$ pour la pompe à boudruche.

LISTE DES PHOTOS

Photo 1 : Pompe à double effet réalisée

Photo 2 : Coupe et photo de la pompe du système d'essais

Photo 3 : Dispositif expérimental.

Partie

BIBLIOGRAPHIE

INTRODUCTION

Le développement de l'agriculture a été toujours autour des sources d'eau. La rareté des terres proches de ces sources a poussé l'agriculteur à exploiter les eaux souterraines à partir de puits, pour arriver à ses fins. L'homme a développé des appareils soulevant l'eau jusqu'au point d'utilisation; il les a appelé « pompes ». Les plus anciens utilisaient la force musculaire pour entraîner ces pompes puis d'autres formes d'énergie ont été exploitées et parmi elles l'énergie éolienne.

Le pompage de l'eau à l'aide du vent est connu depuis très longtemps, certains systèmes mécaniques de pompage par éolienne datent de 150 ans et sont encore fabriqués.

Les pompes sont utilisées dans tous types d'agriculture moderne ; ces pompes sont des machines hydrauliques servant à soulever ou à déplacer des liquides.

Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique; elle aspire le fluide d'une région à basse pression pour le refouler vers une région à plus grande pression. Ainsi d'après cette définition nous pouvons dire que le rôle de la pompe consiste à augmenter la pression du fluide.

Le perfectionnement des systèmes de pompage mécanique est délaissé en faveur des pompes électriques alimentées par un courant électrique généré par d'éoliennes rapides.

Le développement d'une éolienne lente à axe vertical nous a incité à étudier la pompe et le système de transmission adapté à cette éolienne. Au départ nous avons constaté que les pompes à piston sont les plus proches des caractéristiques de cette éolienne.

Le premier réflexe est d'adapter une transmission mécanique entre le rotor de l'éolienne et la pompe à piston. Pour cette réalisation deux techniques de transmission ont été développées.

Les essais effectués sur ces pompes, avec l'éolienne installée au niveau de la station expérimentale de l'INA, nous ont révélé des difficultés pour leur installation dans des forages.

Nous nous sommes mis à la conception et à la réalisation des pompes avec une transmission par fluide sous pression.

Pour arriver à caractériser le fonctionnement de ces pompes, nous les avons expérimentées sur un dispositif expérimental réalisé et simulant le mouvement de l'éolienne tout en gardant les paramètres (vitesse de rotation et puissance fournie) constants.

Les résultats de ces essais on permet de déterminer la pompe la plus adaptée.

I. SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1. ÉVOLUTION DES MACHINES ÉLEVATRICES D'EAU

A l'origine, l'homme devait se pencher pour se désaltérer ou pour se procurer cet élément vital qui est l'eau. Cependant, très tôt déjà ses exigences se multiplièrent au fur et à mesure du progrès. Là, où il était possible d'en obtenir par écoulement naturel, nous voyons apparaître rapidement des distributions d'eau rudimentaires (exemple Fougara). En d'autres endroits, moins favorisés par la nature, l'homme a dû lutter contre les forces de la pesanteur et c'est ainsi que nous voyons apparaître les premiers appareils élévateurs d'eau des puits. (**Henrot R. et Lejeune J.**)

Se reportant à l'expression de l'énergie utilisable d'une masse fluide :

$$H = \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + Z$$

Nous pouvons distinguer les machines élévatrices dont l'action porte essentiellement sur un des trois termes du deuxième membre

Nous considérons ainsi :

En premier lieu les machines du premier type, dans lesquelles, la vitesse et la pression de la masse liquide ne varient pratiquement pas.

La machine peut simplement élever l'eau par remplissage de capacités, se vidant lorsque la hauteur d'élévation désirée est atteinte. Dans ce groupe nous trouvons la plupart des machines anciennes (Noria, Chapelet, Chadouf, Tympan, Vis d'Archimède) (Figure 1). (**Carlier M.**)

D'autres machines comportant des capacités plus réduites dans lesquelles l'eau est maintenue par capillarité (Pompe à corde ou à Sangle, Bande Multicellulaire, Câble-pompe, etc.).

En deuxième lieu les machines du deuxième type, dans lesquelles l'élévation résulte surtout d'une augmentation de pression de la masse liquide traversant la machine; à cet effet, la capacité du corps de pompe varie pendant le fonctionnement : ce sont les pompes à piston. (**Carlier M.**)

a) Le mouvement du piston peut être rectiligne alternatif et nous avons affaire à une pompe à piston alternative.

b) Le mouvement du piston peut être circulaire

- continu : pompe rotative.

- alternatif : pompe semi-rotative.

En troisième lieu les machines du troisième type, dans lesquelles l'élévation résulte surtout d'une variation de vitesse de la masse liquide traversant la machine. Nous citerons le « Béliet hydraulique », les « appareils à jet » et surtout les « Pompes centrifuges » qui sont largement utilisées. (**Carlier M.**)

Juste pour l'histoire, signalons l'existence d'une pompe foulante à piston en l'An 14 après J.C. et l'apparition de la première pompe centrifuge en 1680

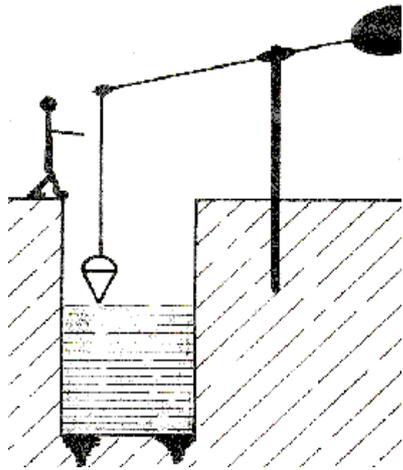


Figure.1A : Chadouf

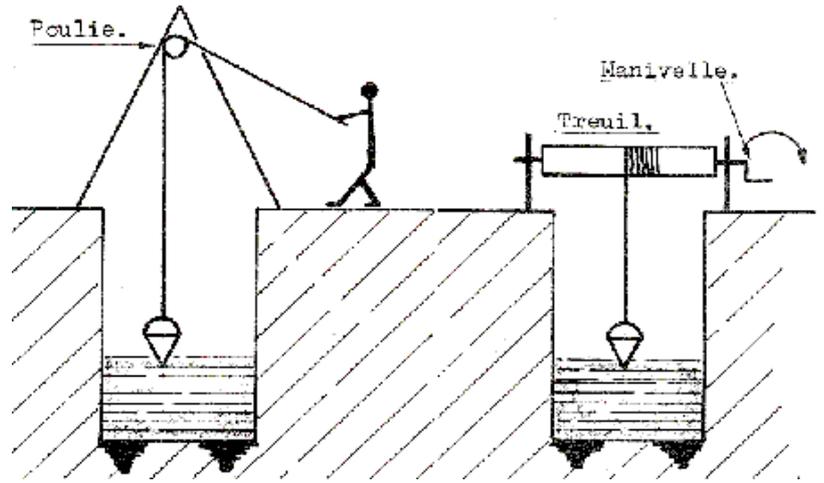


Figure.1B: Poulie et Treuil

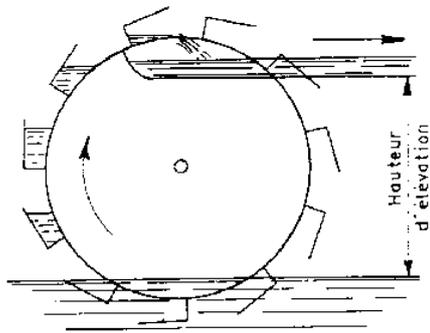


Figure.1C: Noria

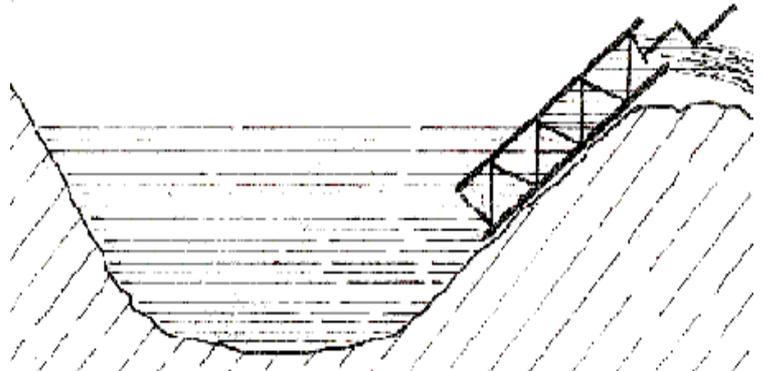


Figure 1D : Vis d'Archimède

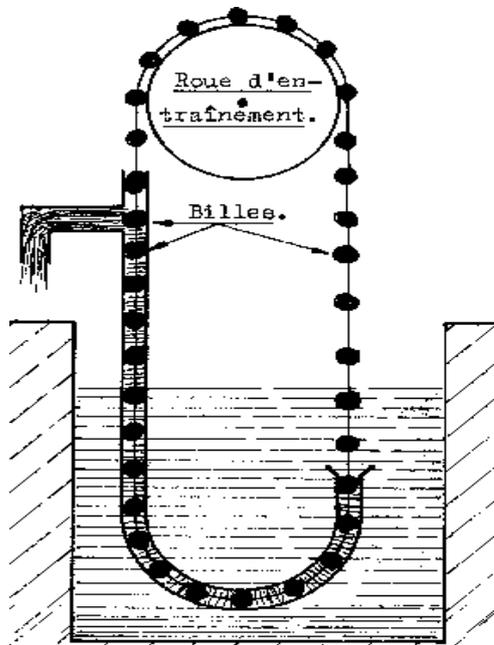


Figure 1E : Chapelet

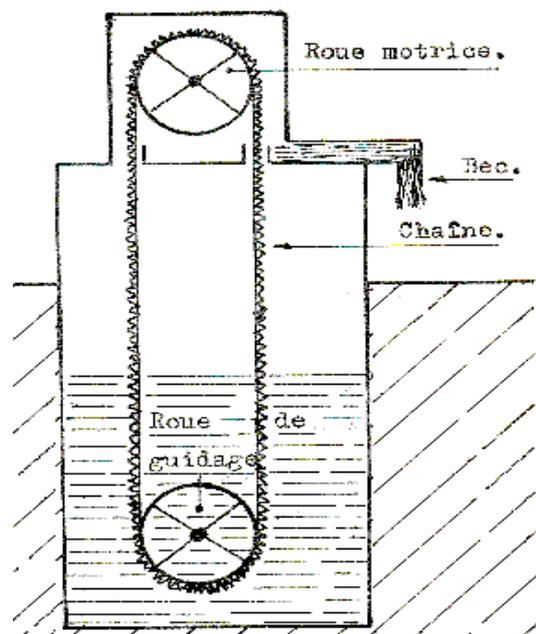


Figure 1F : Pompe à Chaîne-hélice

Figure 1 : Différentes machines d'élévation d'eau par variation de la cote

I.2. DIFFERENTES TECHNIQUES DE POMPAGE D'EAU PAR EOLIENNES

I.2.1. REALISATIONS ANTERIEURES DES EOLIENNES DE POMPAGE

Les éoliennes de pompage d'eau les plus répandues pendant le vingtième siècle sont les éoliennes multiples qui servaient, beaucoup et servent encore pour pomper l'eau abreuvent le bétail, irriguant les terres et subvenant aux besoins quotidiens des éleveurs et cultivateurs dans le monde.

Ces fameux moulins n'existent que depuis 150 à 175 ans tout au plus. Ils ne sont que le développement miniature des moulins de Hollande; copies ou adaptations de moulins à grains du Moyen Orient et d'Extrême Orient qui ont existé d'après Certains historiens de l'éolien depuis plus de trois mille ans.

Les Hollandais s'emparent de l'idée et très vite les modifient en les adaptant massivement en systèmes de pompage pour assainir les marécages marins et de ce fait, gagner des terres sur la mer (Figure 2).

Entre le 15^{ème} et le 19^{ème} siècle, en Hollande plus de 9 000 moulins étaient en activité.

Notons aussi que dans quelques très rares écrits et dessins qui subsistent aujourd'hui qu'un moulin à vent à axe vertical comportant six à douze bras horizontaux supportant des nattes faites de roseaux, de toile ou de cuir (Figure 3), était encore utilisé au début du 20^{ème} siècle en Asie comme moulin de pompage pour les rizières.

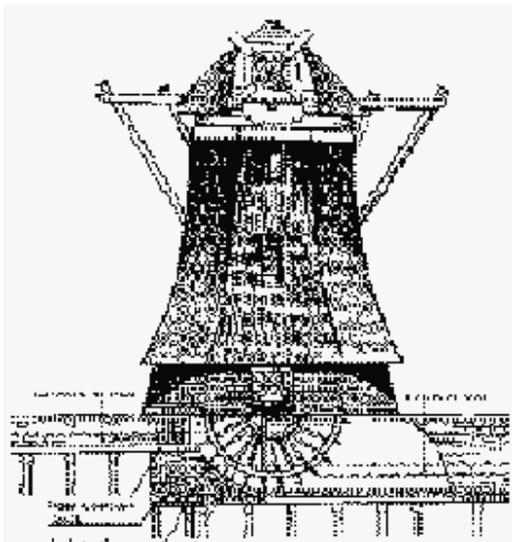


Figure 2 : Système de pompage d'eau par moulin à vent.

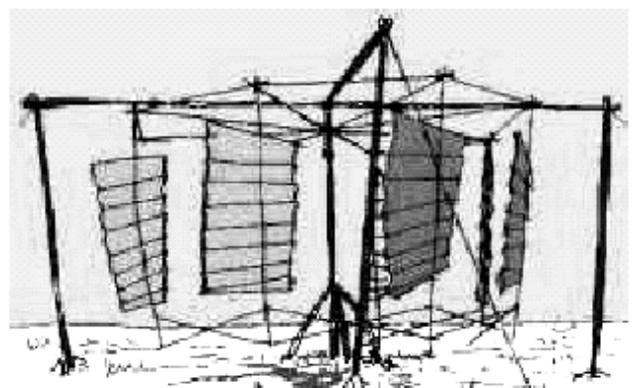


Figure 3 : Moulin à vent à axe vertical.

I.2.2. PROBLEMATIQUE DE POMPAGE PAR EOLIENNE

L'utilisation de l'énergie du vent pour le pompage de l'eau est très répandue.

Les problèmes qui se posent à l'ingénieur dans ce domaine sont multiples. Il s'agit de déterminer le type d'éolienne et de pompe à installer, leurs dimensions, leurs caractéristiques et le volume du réservoir de régularisation pour que les besoins en eau potable ou en eau d'irrigation soient satisfaisants.

Le choix à effectuer et les caractéristiques des installations dépendent évidemment du régime des vents mais aussi des possibilités du point d'eau à équiper.

I.2.3. POMPAGE D'EAU PAR EOLIENNE LENTE MUNIE DE POMPE A PISTON

Parmi les différents types de pompes qui peuvent être entraînées par les éoliennes multipales, la plus appropriée est la pompe à piston dont la tenue mécanique exige des mouvements à vitesse lente.

Elle s'accommode parfaitement à la faible vitesse de rotation de l'éolienne multipale. La plus utilisée est la pompe à simple effet. La figure 4 représente le schéma d'une installation utilisant ce modèle de pompe. Nous remarquons notamment la soupape de pied et la soupape portée par le piston mobile qui s'ouvre lors de la descente de celui-ci. Il faut noter qu'avec une telle pompe la tige de liaison travaille uniquement à la traction, tant à la montée qu'à la descente. Elle n'a pas besoin d'être guidée pour éviter le flambement, le mécanisme est donc très simple.

(Le Gourferes D.).

I.2.4. POMPAGE DE L'EAU PAR EOLIENNE RAPIDE

Le faible couple de démarrage des éoliennes rapides les rend inaptes à l'entraînement direct des pompes à piston. Un tel ensemble ne peut fonctionner correctement qu'en interposant entre la pompe et l'éolienne une transformation électrique ou un embrayage centrifuge pour permettre à l'éolienne de prendre sa vitesse à vide. Il en résulte des complications mécaniques et un alourdissement de l'installation.

Aussi nous préférons, associer à l'éolienne rapide, une pompe centrifuge, une pompe à hélice ou une pompe à pales orientables. Le couple nécessaire au démarrage de ces pompes est en effet très faible. Leurs vitesses de rotation sont en outre relativement élevées.

Il en résulte qu'elles sont particulièrement bien adaptées à l'entraînement par les éoliennes rapides (Figure 5). **(Doux C. & Lusseau C.)**

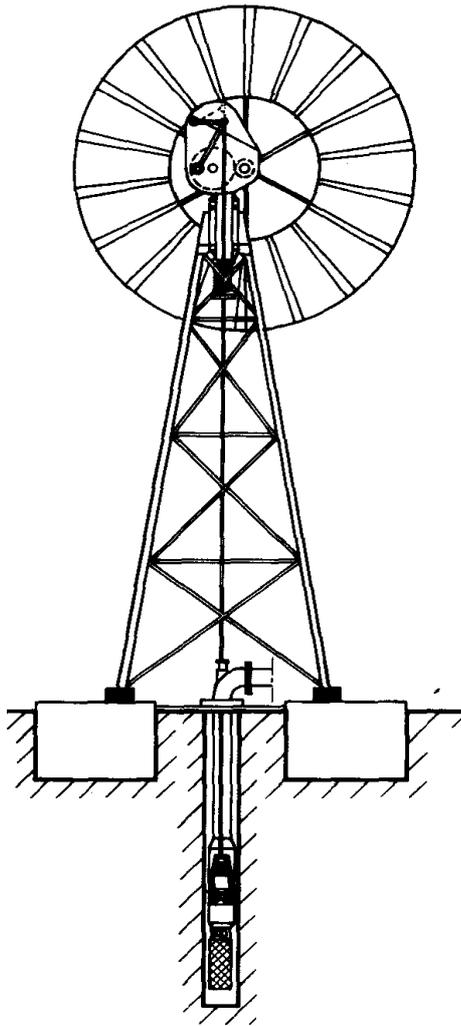


Figure 4 : Eolienne lente avec pompe à piston.

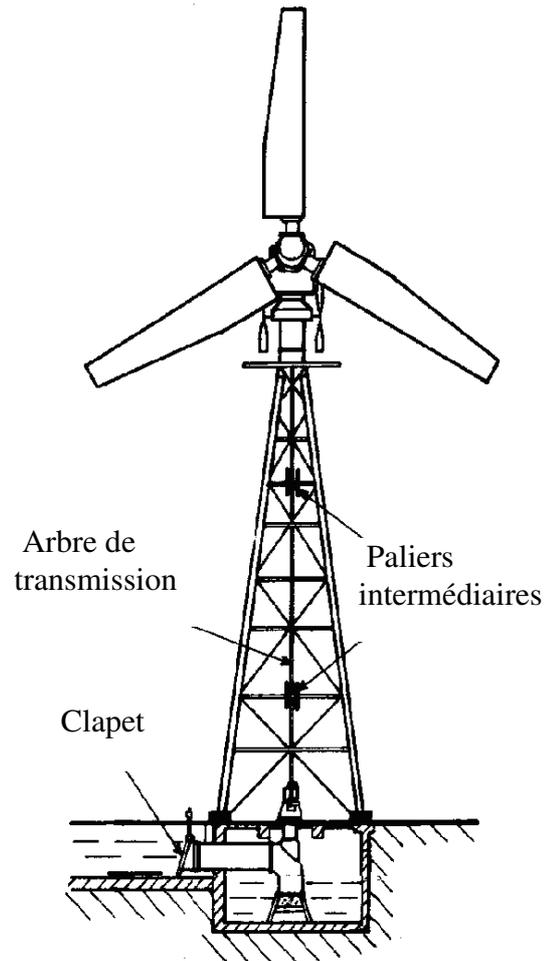


Figure 5 : Éolienne rapide entraînant une pompe du type Hélice.

I.2.5. SYSTEMES DE TRANSMISSION

Plusieurs systèmes sont utilisés pour transformer le mouvement de rotation de l'éolienne en mouvement de translation utilisable par la pompe.

La figure 4 représente un de ces dispositifs. La roue dentée fixée sur l'axe de l'éolienne entraîne une roue dentée plus grande sur laquelle s'articule une bielle attaquant la tige de commande du piston. L'extrémité de cette tige est assujettie à se déplacer sur un cercle centré sur une articulation secondaire. Les oscillations ont de faibles amplitudes, le mouvement de la tête de la tige de commande est considéré comme rectiligne.

Les figures 6a et 6b représentent des schémas de principe d'un dispositif sensiblement analogue à un système excentrique.

Dans ce dernier dispositif, la came est fixée sur l'axe de l'éolienne. Il y a un aller et retour du piston à chaque tour de l'éolienne. L'utilisation de galets réduit les frottements.

(Le Gourferes D.)

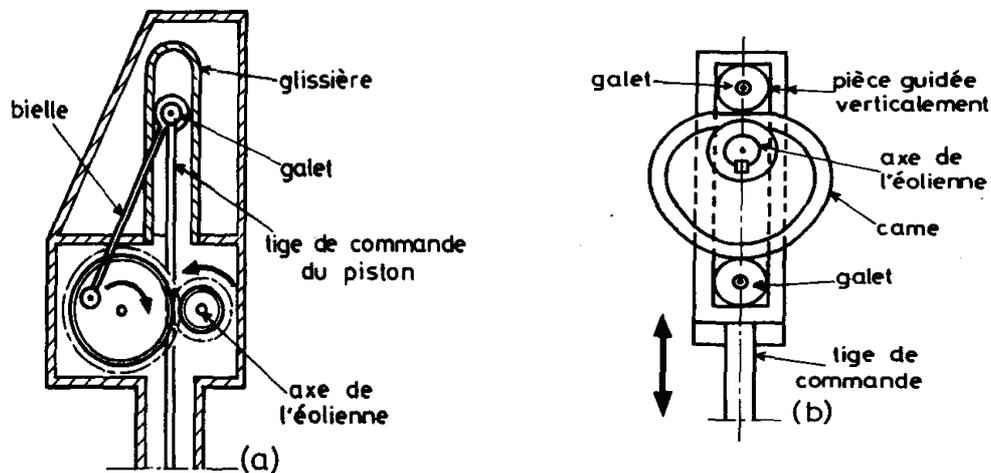


Figure 6 : Schémas du système de transmission.

I.2.5.1. Influence du mécanisme de démarrage.

Evaluons l'effort qui agit sur la tige à la remontée du piston.

Soient : P : Poids de l'équipage mobile (kg)
H : Hauteur manométrique totale (m)
S : Section du piston. (m²)

La force verticale F à vaincre pour la remontée de l'eau est telle que :

$$F = P + \varpi S H$$

Si nous appelons a le rayon du cercle décrit par le maneton de bielle, nous obtenons pour le couple maximum C :

$$C = a \cdot F = a \cdot (P + \varpi \cdot S \cdot H)$$

I.2.5.2. Régularisation du couple résistant

Le couple appliqué sur l'axe de l'éolienne par la pompe présente l'inconvénient d'être irrégulier. L'énergie fournie par l'éolienne n'est absorbée que pendant la remontée du piston, la descente s'effectue sous l'effet de son propre poids.

Ceci a une répercussion directe sur la vitesse de démarrage. Il faut en effet un couple plus fort pour faire démarrer l'éolienne donc une vitesse de vent plus élevée. Pour réduire la vitesse de démarrage, la solution se trouve nécessairement en réduisant cette irrégularité.

Nous préconisons l'emploi d'une pompe à double effet.

Cette solution est rarement retenue car, un guidage de la tige de commande du piston s'imposerait vu que celle-ci serait soumise alternativement à des efforts de traction et de compression. Nous préférons l'utilisation des pompes à simple effet et régulariser le couple par d'autres moyens ; contrepoids ou ressorts. Le système utilisant le ressort est particulièrement simple. L'éolienne lente que nous avons représentée sur la figure 4, est équipée d'un dispositif de ce type (**Le Gourferes D.**).

Le ressort exerce sur la tige de commande, lors de la remontée du piston, une force dirigée vers le haut F_1 . La force verticale à laquelle se trouve soumis le maneton a pour intensité :

$$F = P + \varpi . S . H - F_1$$

Le couple maximum résistant appliqué sur l'axe de l'éolienne pendant cette même période, devient:

$$C_1 = k . a . (P + \varpi . S . H - F_1)$$

A la descente du piston, la force F_1 continue à agir. Mais elle a un effet résistant. Elle peut être supérieure au poids de l'équipage mobile. Dans ces conditions, le couple appliqué à la descente du piston sur l'axe de l'éolienne est également résistant. Sa valeur maximale s'élève à :

$$C_2 = k . a . (F_1 - P)$$

Le mouvement de l'éolienne sera le plus régulier possible lorsque $C_1 = C_2$, ce qui se traduit par l'égalité :

$$P + \varpi . S . H - F_1 = F_1 - P \quad \Rightarrow \quad F_1 = P + \varpi . S . H / 2$$

La valeur du couple maximal devient:

$$C = k . a . \varpi . S . H / 2 = \varpi . K . q . H / 4 = \varpi . Q . H / 4 . N$$

L'utilisation de dispositif à contrepoids et levier déployant une force F_1 d'intensité constante ou de dispositif à ressort développant une force F_1 lors d'un allongement x (Figures 7a et 7b).

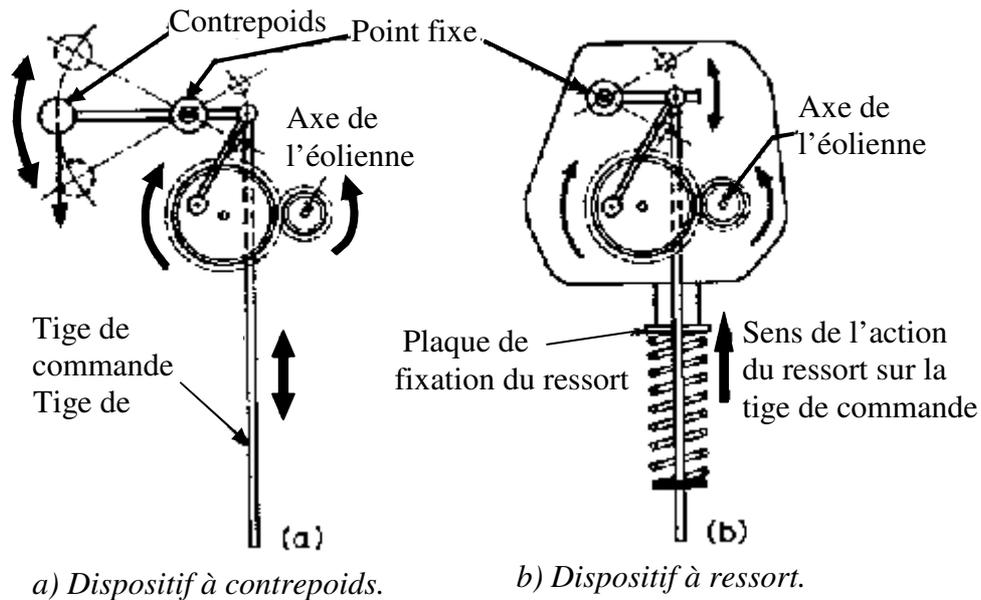


Figure 7 : Dispositif de régulation de mouvement

I.2.6. AUTRES SOLUTIONS

Pour puiser de l'eau, il est possible d'utiliser d'autres systèmes que les pompes à piston et les pompes centrifuges. Nous pouvons notamment utiliser des pompes à vis, des pompes à membranes ou encore des systèmes à transmission hydraulique ou électrique

Les pompes à membranes sont employées pour les petites installations lorsque la hauteur de refoulement n'est pas très élevée. Ce cas n'est pas très courant et les pompes sont assez fragiles. Dans ce qui suit, nous parlerons plus particulièrement de pompage à l'aide de pompe à vis, hydraulique et électrique.

I.2.6.1. Pompes à vis

Les pompes à vis encore appelées pompes à engrenages hélicoïdaux ne sont pas très répandues. Il semble toutefois que leur utilisation se développe de plus en plus, en raison de leur robustesse. Des systèmes semblables sont déjà utilisés pour le pompage des liquides visqueux.

La pompe à vis (Figure 8) est constituée par une vis qui tourne dans un stator en caoutchouc ou par deux vis sans fin qui engrènent l'une sur l'autre, leur usinage doit être particulièrement soigné.

La pompe à vis est une pompe volumétrique à couple constant, son débit est indépendant de la hauteur de refoulement et ne dépend que de la vitesse de rotation.

Le rendement de la pompe peut atteindre 80 % pour une hauteur manométrique de 30 m. Les vitesses de rotation oscillent entre 100 tr/ min et 1 000 tr/min. Les pompes à vis, peuvent être

accouplées avec des éoliennes lentes ou rapides. L'expérience montre que les machines dont la vitesse spécifique est inférieure à 3 sont mieux adaptées. Elles démarrent pour des vitesses de vent V_0 faibles, de l'ordre de 4 m/s, le couple aérodynamique au départ étant plus élevé.

En pratique, pour faciliter la mise en route, nous utilisons une valve qui vide la conduite de refoulement avant le démarrage ou un embrayage centrifuge qui entraîne la pompe dès que l'éolienne a acquis une certaine vitesse. Pour équiper les forages de grande profondeur, nous utilisons de préférence les pompes de petit diamètre et à grande vitesse de rotation. (**Cholet H.**)

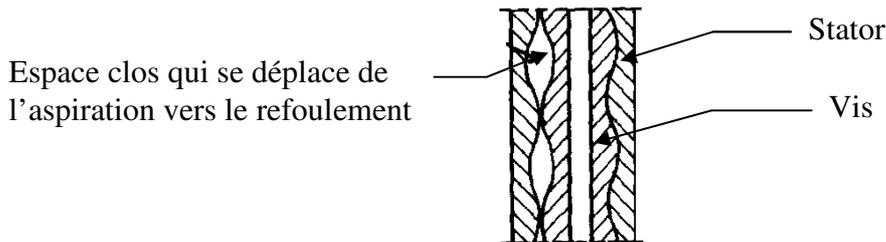


Figure 8 : Pompe à vis

I.2.6.2. Pompage par transmission hydraulique.

Lorsque le forage est trop profond, nous utilisons pour éviter une tringlerie trop lourde, une transmission hydraulique pour le pompage de l'eau (Figure 9).

Ces pompes sont réversibles et peuvent être employées comme moteurs hydrauliques. Avec les pompes à pistons multiples le rendement peut atteindre 60% et avec les pompes à vis 50%.

Nous pouvons aussi utiliser les pompes à membranes de type Vergnet.

Un cylindre dilatable placé dans un corps de pompe muni d'une soupape de refoulement est alimenté périodiquement. Lorsque le cylindre se dilate, la pression de l'eau augmente et la soupape d'échappement s'ouvre (Figure 10).

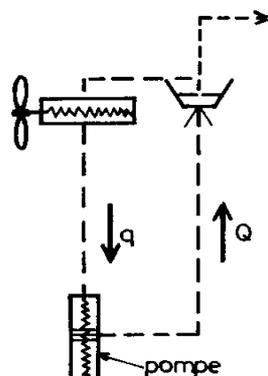


Figure 9 : Transmission hydraulique à circuit ouvert.

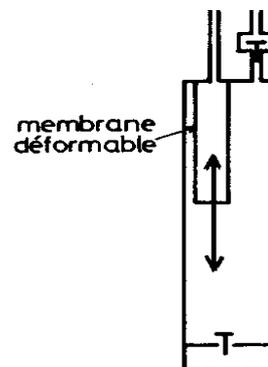


Figure 10 : Pompe vergnet.

I.2.6.3. Pompage par hydro - éjecteur

L'hydro-éjecteur est la combinaison d'une pompe centrifuge à forte pression installée en surface et d'un éjecteur du type venturi placé dans le forage en dessous du niveau de rabattement (Figure 11).

La pompe refoule une partie de l'eau pompée dans la conduite d'aspiration. L'amorçage est indispensable et un clapet de pied est nécessaire (**Koller E.**).

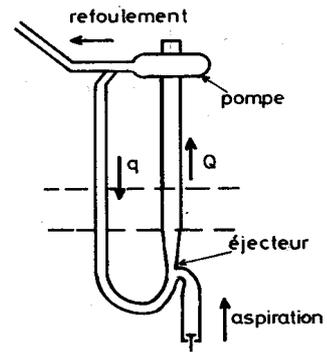


Figure 11 : Pompe à hydro éjecteur.

I.3. CONSTITUTION D'UNE POMPE

La totalité des pompes est constituée de trois parties.

- **Hydraulique**

La partie hydraulique est un ensemble mécanique dont le rôle est de communiquer de l'énergie au fluide entre un rotor et un fluide en écoulement. La rotation de l'axe est assurée par un moteur.

- **Force motrice**

La pompe nécessite une énergie mécanique en entrée. Cette énergie mécanique est fournie dans la plupart des cas par un moteur

- **Transmissions et accouplements**

Un système de transmission d'énergie est un système qui établit une liaison entre une source motrice et un mécanisme utilisant l'énergie mécanique produite par cette source pour effectuer un travail mécanique utile. Cependant il faut prévoir des protections efficaces en utilisant des accouplements faciles à démonter, suffisamment rigides pour éliminer les vibrations désagréables.

II. TYPOLOGIQUE DES POMPES

Nous appelons *pompes*, les machines qui réalisent l'écoulement d'un liquide en utilisant de l'énergie mécanique. Elles doivent vaincre une certaines résistances. Dans tous les cas, la résistance à l'écoulement se trouve accrue par suite des pertes de charge subies par le liquide dans les conduites, particulièrement lorsque celles-ci comportent des changements de direction ou de section.

La fonction essentielle de ces appareils est de communiquer au fluide de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval ou principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide. **(Leclerc J.)**

Les dispositifs de pompage fournissent aux fluides transportés une énergie pour un trajet déterminé; Cette énergie spécifique de pompage a pour effet :

- l'élévation du fluide de la hauteur z_1 à la hauteur z_2 , (augmentation de l'énergie potentielle);
- l'accroissement de l'énergie cinétique, en imprimant au fluide une vitesse $v_2 > v_1$;
- l'accroissement de la pression ($p_2 > p_1$);
- de vaincre les forces de frottement le long de la canalisation.

Ces effets apparaissent, dans la plupart des cas, simultanément.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines, dépend de nombreux facteurs :

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

II.1. CLASSIFICATION GENERALE DES POMPES

Les pompes sont classées suivant plusieurs critères :

- Les organes moteurs (mettant le liquide en mouvement) (Figure 12)
- Le mode d'entraînement
- Le mode d'élévation de l'eau, aspirante, refoulant ou bien les deux (aspirant refoulant)
- le mode de déplacement du liquide (Figure 13): **(Taïbi M.)**

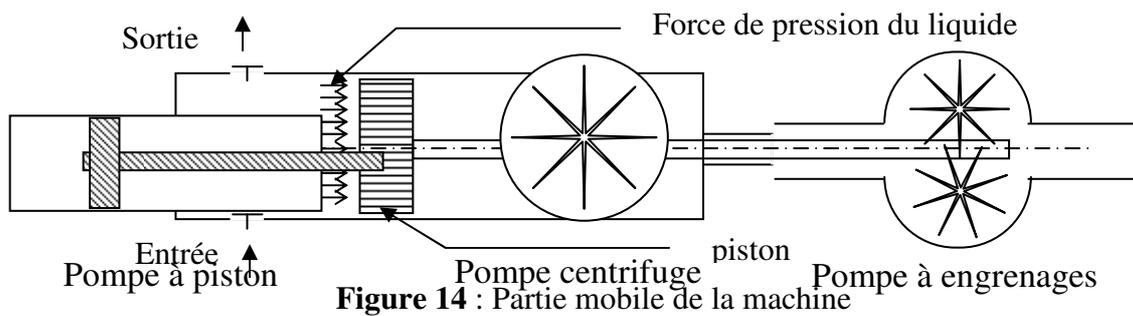


Figure 14 : Partie mobile de la machine

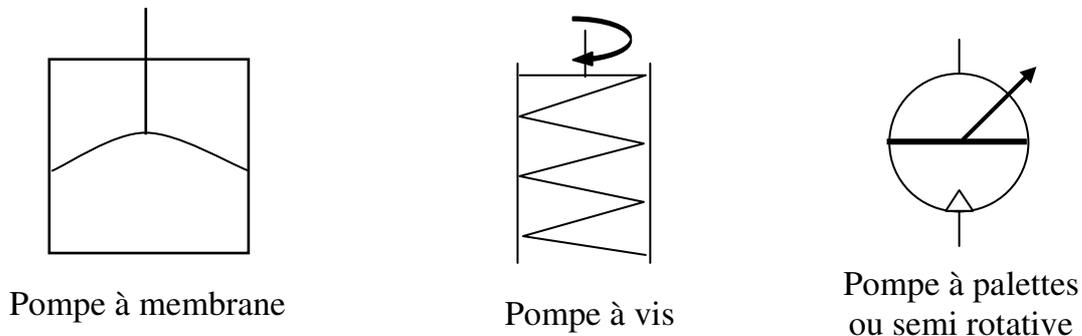


Figure 12 : Classification selon l'organe mobile.

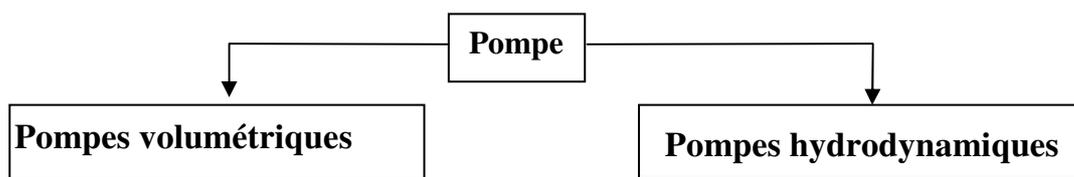


Figure 13: Schéma de classification selon le mode de fonctionnement

Ce dernier critère est le plus connu, c'est celui qui divise toutes les pompes en deux classes principales.

Les pompes volumétrique se subdivisent en deux sous-groupes suivant la nature des mouvement mécaniques considérés :

- les pompes à déplacement alternatif
- les pompes à déplacement rotatif

Les pompes volumétriques sont caractérisées par les indices suivants:

- celles à chambres communiquant alternativement avec la conduite d'entrée ou de sortie du liquide;
- celles où le liquide remplit chaque chambre et en est repoussé;
- celles où la partie mobile de la machine est un piston, une palette ou un engrenage repoussant le liquide. (Figure 14).
- celles où existent des forces statiques d'interaction entre la partie mobile et le liquide. (**Taibi M.**)

Les pompes hydrodynamiques ont les caractéristiques suivantes:

- l'écoulement est continu le long du trajet à travers la pompe,
- la partie mobile de la machine est une aube ou une aile.
- les forces hydrodynamiques d'interactions agissent entre l'aube et le liquide.
- le couple d'entraînement de la pompe est pratiquement nul au démarrage

(Doux C. & Lusseau C.)

II.2. POMPES HYDRODYNAMIQUES

Les machines centrifuges appelées turbopompes constituent la catégorie de pompes la plus largement employée, elle comporte :

- une roue à aubes tournant autour de son axe
- un distributeur dans l'axe de la roue
- un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée *volute*.

Le principe de fonctionnement d'une turbopompe consiste dans le déplacement du liquide de l'aspiration vers le refoulement au moyen de l'élément actif appelé *roue à aubes ou rotor*. Ainsi le liquide arrive dans l'axe de l'appareil par le distributeur et la force centrifuge et est projeté vers l'extérieur de la turbine. Il acquiert une grande énergie cinétique qui se transforme en énergie de pression dans le collecteur.

L'utilisation d'un diffuseur (roue à aubes fixe) à la périphérie de la roue mobile, permet une diminution de la perte d'énergie.

En général les turbopompes ont une pression de refoulement inférieure à celle des pompes à piston. Les constructions modernes conçoivent des turbopompes arrivant à des hauteurs manométriques dépassant les 3 000 m. (Martin J.)

II.2.1. AMORÇAGE

Les pompes centrifuges ne peuvent s'amorcer seules. L'air contenu dans celles-ci nécessite d'être préalablement chassé. Nous utilisons un réservoir annexe placé en charge sur la pompe pour réaliser cet amorçage par gravité.

Pour éviter de désamorcer la pompe à chaque redémarrage il est intéressant d'introduire un clapet anti-retour dans la canalisation d'aspiration.

II.2.2. CARACTERISTIQUES

Les hauteurs manométriques totales fournies ne peuvent dépasser quelques dizaines de mètres. Pour dépasser ces valeurs nous utilisons des pompes centrifuges multicellulaires où plusieurs

roues sont montées en série sur le même arbre. Le refoulement d'une des pompes communique avec l'aspiration de la pompe suivante. Il est également possible de coupler en série plusieurs de ces pompes.

Le rendement est de l'ordre de 70 %, il est inférieur à celui des pompes volumétriques.

Les pompes centrifuges vérifient des lois (lois de similitude). Elles garantissent la caractéristique une vitesse de rotation N' à partir d'une vitesse de rotation N de la roue de la pompe. (**Carlier M.**)

Si le débit Q_{vN} est connu pour une vitesse N , la hauteur manométrique totale Ht_N et la puissance absorbée P_N , le nombre de tours adéquat N' est fixé par cette abaque.

Les lois de similitude permettent de déterminer $Q_{vN'}$, $Ht_{N'}$ et $P_{N'}$:

$$Q_{v_{N'}} = Q_{v_N} \frac{N'}{N} \quad ; \quad Ht_{N'} = Ht_N \left(\frac{N'}{N} \right)^2 \quad ; \quad P_{N'} = P_N \left(\frac{N'}{N} \right)^3$$

Nous pouvons reconstruire point par point les caractéristiques pour la vitesse de rotation N' en prenant des points différents des caractéristiques établies pour la vitesse N .

II.2.3. UTILISATION

Ces pompes sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'emploi qu'elles couvrent, de leur simplicité, de leur faible coût et leur faible couple de résistance au démarrage 10 à 15% du couple moteur (Figure 15).

Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas:

- utilisation de liquides visqueux
- utilisation de liquides "susceptibles" (ne supportant pas de très forte agitation ; le lait etc...).
- utilisation comme pompe doseuse: la nécessité de réaliser des dosages précis instantanés risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales.

Ces types d'application nécessitent l'utilisation de pompes volumétriques.

Par contre contrairement à la plupart des pompes volumétriques, les pompes centrifuges admettent les suspensions chargées de solides.

Les turbopompes sont scindées en trois types essentiels suivant la direction du liquide à l'intérieur de la roue.

1. Pompes centrifuges
2. Pompes à hélices (pompes axiales)
3. Pompes à tourbillon.

Pour le premier type, la direction de l'écoulement du liquide est radiale, c'est à dire qu'elle est perpendiculaire à l'axe de rotation (Figure 16).

Pour le deuxième type, le liquide se déplace parallèlement à l'axe de rotation.

Le principe de fonctionnement du troisième type ressemble à celui des pompes centrifuges

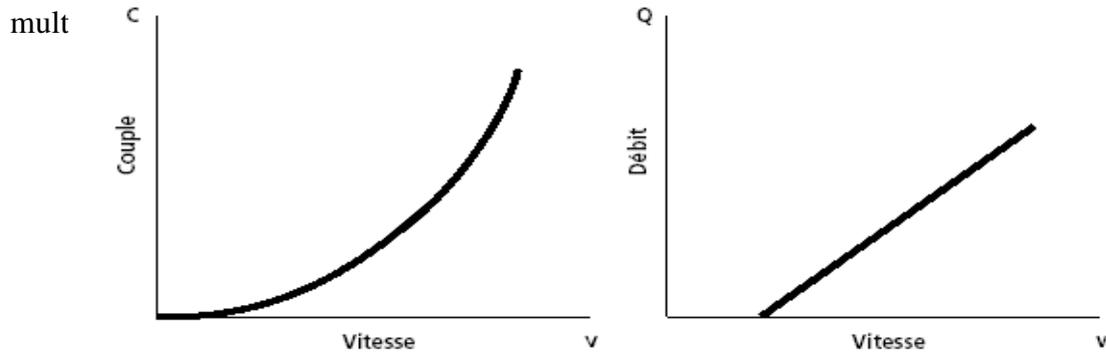


Figure 15: Caractéristiques d'une pompe centrifuge

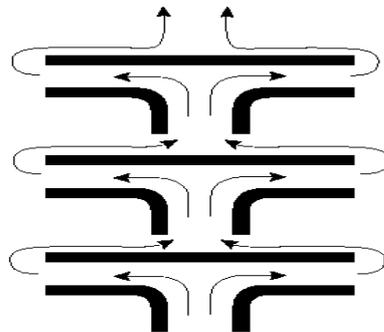


Figure 16: Cheminement de l'écoulement dans une pompe centrifuge à étages multiples

II.3.POMPES VOLUMETRIQUES

II.3.1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

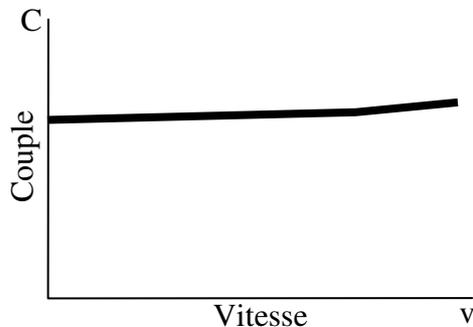
Une pompe volumétrique se compose d'un volume hermétiquement clos (*corps de pompe*) à l'intérieur duquel se meut un élément mobile rigoureusement ajusté, dont le déplacement engendre le vide à l'aspiration (*pompe à pouvoir d'aspiration*) ou l'impulsion nécessaire au refoulement.

Le volume de fluide aspiré par cycle est théoriquement égal au volume engendré (Figure 17).

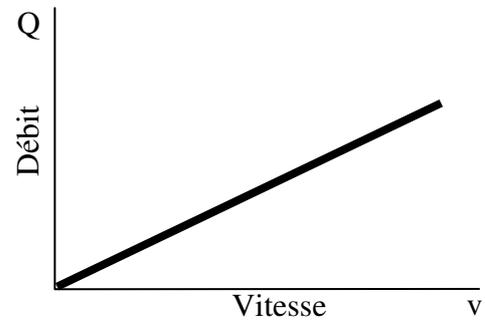
Suivant la disposition adoptée pour la variation de la cavité volumétrique, ces pompes se divisent en deux grandes familles

les pompes à mouvement alternatif rectiligne; (font partie de cette familles les pompes à un ou plusieurs pistons ainsi que les pompes à membrane et à piston plongeur).

les pompes à mouvement rotatif: ce sont les pompes à capacité variable comportant un, deux ou même trois axes de rotation et dont les organes mobiles sont soumis seulement à un mouvement de rotation continu ou à un mouvement de rotation et à un mouvement alternatif rectiligne à la fois. Nous distinguons les pompes à profils conjugués, les pompes à palettes et les pompes péristaltiques. (Leclerc J.)



a) Le couple est pratiquement constant en fonction de la vitesse.



b) Le débit est proportionnel à la vitesse.

. **Figure 17:** Caractéristiques d'une pompe volumétrique

II.3.2. POMPES VOLUMETRIQUES ROTATIVES

Ces pompes sont constituées d'une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation circulaire autour d'un axe tournant dans une enveloppe.

Ainsi suivant des éléments de refoulement, nous distinguons : les pompes rotatives à un axe et les pompes rotatives à deux axes.

II.3.3. POMPES ROTATIVES A UN AXE

Parmi les pompes rotatives à un seul axe, nous comptons :

- La pompe à palettes libres.
- La pompe à rotor hélicoïdal excentré
- La pompe péristaltique

II.3.3.1. Pompe à palettes libres

L'appareil comporte un rotor (Figure 18) qui est constitué par un tambour tournant autour d'un axe excentrique par rapport à l'enveloppe de forme cylindrique, le tambour porte des rainures radiales dans lesquelles coulisent des palettes. Celles-ci sous l'action de la force du ressort sont appliquées sur la paroi intérieure de l'enveloppe de manière à ce que l'espace compris entre 2 palettes forme une enceinte fermée à volume variable pendant la rotation du rotor. (Taibi M.)

Le fluide enfermé dans cette enceinte est donc transporté de l'aspiration au refoulement.

Le débit moyen théorique :

$$Q_t = 2.b.e [2 \pi(R - e) - \delta Z].n$$

Où : R : Rayon de la surface interne du corps;

e : Excentricité, (écart des centres du rotor et du corps);

Z : Nombre de palettes;

b : Largeur de la palette;

δ : Epaisseur de la palette.

Caractéristiques et utilisation

Ce sont des pompes caractérisées par des débits allant jusqu'à 100 m³/h et des pressions au refoulement de 4 à 8 bars. Elles conviennent aux liquides peu visqueux.

Avantages des pompes à palettes

- Fonctionnement réversible
- Dans certains cas, elles peuvent fonctionner comme un moteur
- Ne comporte pas des soupapes.

Inconvénients des pompes à palettes

- Faible pression
- Nécessité de pomper des fluides propres
- Supportant mal le fonctionnement continu.
- usure du corps par frottement des palettes

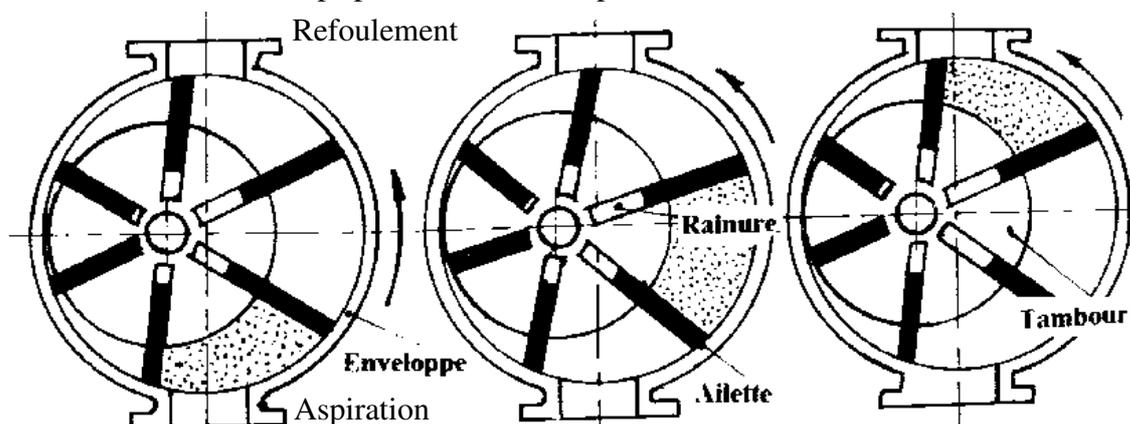


Figure 18 : Pompes à palettes

II.3.3.2. Pompe à rotor hélicoïdal excentré

Ces pompes sont composées de deux engrenages hélicoïdaux, le rotor tourne à l'intérieur du stator. Le mouvement tournant excentré du rotor permet de véhiculer le produit.

Caractéristiques et utilisation

Ces pompes peuvent atteindre des pressions au refoulement allant jusqu'à 60 bars. Le débit est de $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Elles sont utilisées notamment pour les produits pétroliers et les produits alimentaires. Leurs utilisations pour alimenter les filtres-presses sont fréquentes. **(Martin J.)**

Avantages

- Passage de particules solides, de produits abrasifs et de boues
- Débit régulier
- Marche de la pompe réversible

Inconvénients

- Pas de fonctionnement à sec.
- Maintenance assez difficile et coûteuse
- Encombrement important

II.3.3.3. Pompes péristaltiques

L'effet de pompage est obtenu par la compression d'un tube en élastomère par des galets fixés sur le rotor. Les galets, en se déplaçant, entraînent le liquide jusqu'au refoulement. Ces pompes, dont le principe est extrêmement simple, ne comportent que le tuyau comme pièce d'usure. Elles permettent de pomper des liquides très abrasifs et chargés. Elles ne nécessitent pas de boîtiers d'étanchéité ni de garnitures et peuvent fonctionner à sec sans dommages. **(Launay J. & Perrotin G.)**

Caractéristiques et utilisation

Elles permettent de pomper des liquides très abrasifs et chargés à un débit pouvant aller jusqu'à $50 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. La pression au refoulement est de 15 bars. La hauteur manométrique maximale est de 160 m de colonne d'eau. Elles s'utilisent pour les produits chimiques et alimentaires.

Avantages

- Utilisation comme pompe doseuse possible.

Inconvénients

- Débit limité
- Refoulement très saccadé
- Température d'utilisation assez faible

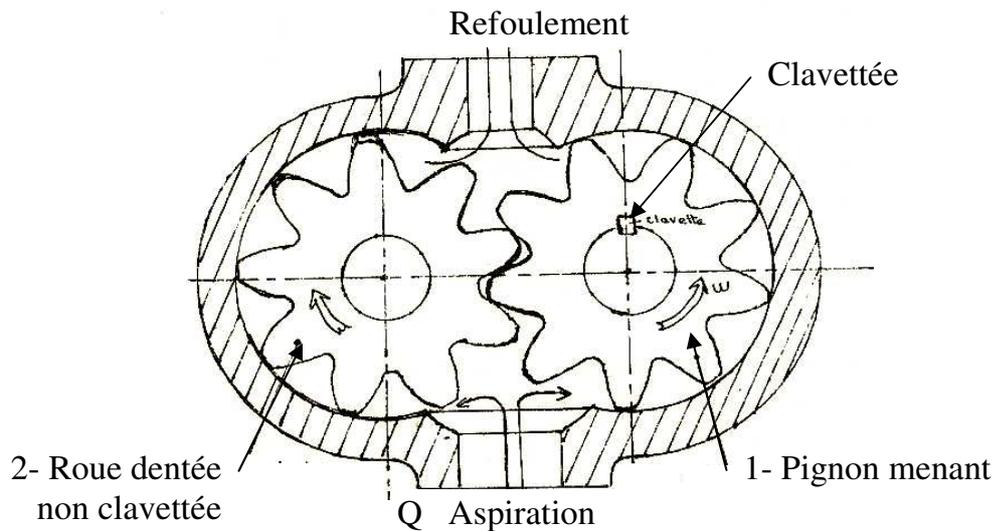


Figure 19 : Pompe à engrenage

II.3.4. POMPES ROTATIVES A DEUX AXES.

Parmi les pompes rotatives à deux axes, nous comptons :

- La pompe à engrenage
- La pompe à vis
- La pompe semi rotative
- La pompe volumétrique alternative

II.3.4.1. Pompe à engrenage

Une pompe à engrenages (Figure 19) se compose des parties principales suivantes: le corps et le rotor.

Les pompes à engrenages sont le plus souvent exécutées sous forme d'un couple d'engrenages identiques.

L'engrenage moteur est le rotor, tandis que l'engrenage mené est l'élément de refoulement et vice versa. Dans la chambre d'aspiration de la pompe, le liquide remplit les espaces) qui sont formés entre les dents des deux engrenages. Ensuite se produit l'isolation de ces espaces et leur déplacement le long des arcs de cercle pour assurer le refoulement du liquide dans la conduite de refoulement. Au cours de l'engrènement, les dents de chacun des engrenages entrent dans les enfoncements correspondants de l'engrenage opposé en refoulant le liquide qui s'y trouve.

(Lenormand G. & coll)

II.3.4.2. Pompe à vis

Les engrenages cylindriques sont remplacés par deux vis de pas égaux et opposés dont les filets hélicoïdaux sont en prise et dont les axes sont entraînés en sens inverse par l'intermédiaire d'engrenages placés au bout de l'arbre. **(Launay J. & Perrotin G.)**

II.3.5. POMPES SEMI ROTATIVES

Elles sont constituées par un corps de pompe cylindrique dans lequel se déplacent, d'un mouvement circulaire alternatif, des organes jouant le rôle de piston. Ce sont le plus souvent des machines à faible débit fonctionnant à la main au moyen d'un levier.

II.3.6. POMPES VOLUMETRIQUES ALTERNATIVES

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Les principales pompes sont à membrane ou à piston.

II.3.6.1. Pompes à piston

Ce sont des pompes volumétriques dans lesquelles le fluide est expulsé par le mouvement alternatif d'un piston dans un cylindre. Elles peuvent être à simple effet, le piston n'a qu'une seule phase active sur les deux que comporte le cycle.

Elles peuvent être à double effet, le piston est actif dans les deux phases; celles-ci étant à la fois phase d'aspiration et phase de refoulement. Cela permet un débit deux fois plus important et une régularité plus grande dans le débit. **(Charger B.)**

II.3.6.2. Pompes à membrane ou à soufflets

Elles sont la version moderne des pompes à piston utilisée pour le pompage des liquides chargés, du fait de la suppression du frottement du piston contre le cylindre et des risques d'usure qu'il comporte **(Lenormand G. & coll)**. Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère, Néoprène, Viton, etc.). Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative (Figure 20). Actuellement, les pompes à membranes sont constituées de deux membranes, ce qui permet d'avoir des pompes à double effet. Elles ont l'avantage de pouvoir pomper à peu près n'importe quel liquide: chargé, abrasif, acide, visqueux

ou non. Cependant, elles ne conviennent que pour des débits moyens de l'ordre de $80 \text{ m}^3/\text{h}$, pour des températures inférieures à 150°C et des viscosités faibles (**Chargeres. B.**).

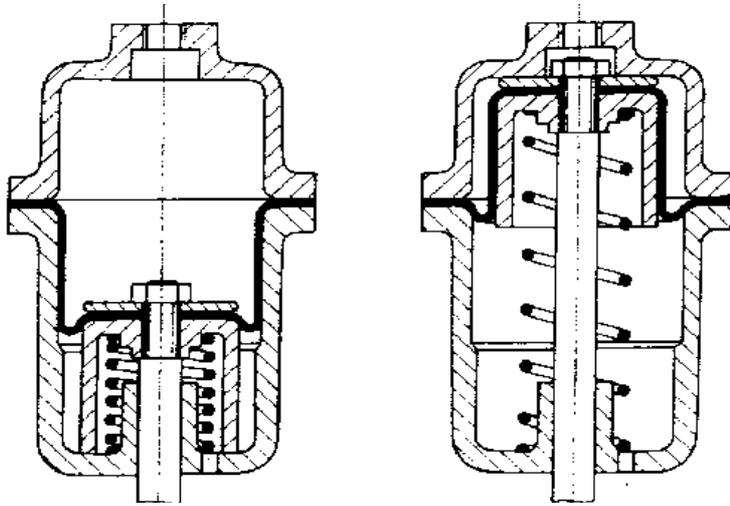


Figure 20 : Pompe à membrane ou soufflets.

La connections avec la prise de puissance peut être par deux systèmes :

- *Système bielle manivelle*
- *Système à barillet* : la transformation du mouvement est assurée par un plateau pivotant appelé transformateur de mouvement

III. FORCE MOTRICE

La puissance à fournir par le moteur est déterminée d'après la valeur de la puissance absorbée par la pompe pour le point de fonctionnement considéré (**Martin J.**). Il faut que, pendant toute la période de démarrage, le couple moteur soit supérieur au couple résistant.

Pour la pompe centrifuge (ou radiale), le couple au décollage est de l'ordre de 10 à 25 % du couple à pleine charge (**Launay J. & Perrotin G.**).

Pour les pompes volumétriques, le couple au décollage est d'environ deux fois le couple à pleine charge. Donc pour des puissances importantes, il faut prévoir un démarrage sans pression (à débit nul), par by-pass avec retour du liquide dans la bêche d'aspiration.

Prendre une marge de sécurité pour tenir compte des erreurs dans le calcul des hauteurs, du serrage exagéré « d'un presse-étoupe » (sensible sur une puissance inférieure à 2 kW), des variations de tension et de certains imprévus d'exploitation.

Cette marge est d'environ :

50% au-dessous de 2 kW

25% entre 2 et 4 kW

15% à 10% au dessus de 4 kW (Source technique de l'ingénieur)

L'énergie mécanique nécessaire à la pompe est fournie dans la plupart des cas par :

- a) Moteurs électriques (à courant continu et les moteurs asynchrones). Le meilleur compromis pour actionner une pompe immergée est le moteur asynchrone.
- b) Moteurs thermiques (moteurs diesels par entraînement direct ou par l'intermédiaire d'un groupe électrogène).
- c) Turbine à gaz ou à vapeur (couple suffisant pour entraîner une pompe centrifuge mais mal adaptées à l'entraînement des pompes volumétriques, en particulier alternatives) (**Merigoux J.M.**)

Nous développerons dans ce qui suit la force motrice fournie par l'énergie solaire et éolienne

III.1. ENERGIE SOLAIRE

L'énergie est fournie par un générateur photovoltaïque alimentant un moteur à courant continu et à vitesse variable accouplé à une pompe centrifuge (Figure 21). Ces groupes peuvent être fixes ou mobiles (puissance de 250 W)

Le groupe démarre lentement au lever du soleil, accélère jusqu'à la mi-journée, ralentit puis s'arrête. La marche est de 8 à 10 h/j. un coffret électrique avec interrupteur manuel et un

dispositif d'arrêt automatique lorsque le réservoir est plein sont placés sur la liaison générateur moteur.

L'énergie peut être emmagasinée dans des accumulateurs.

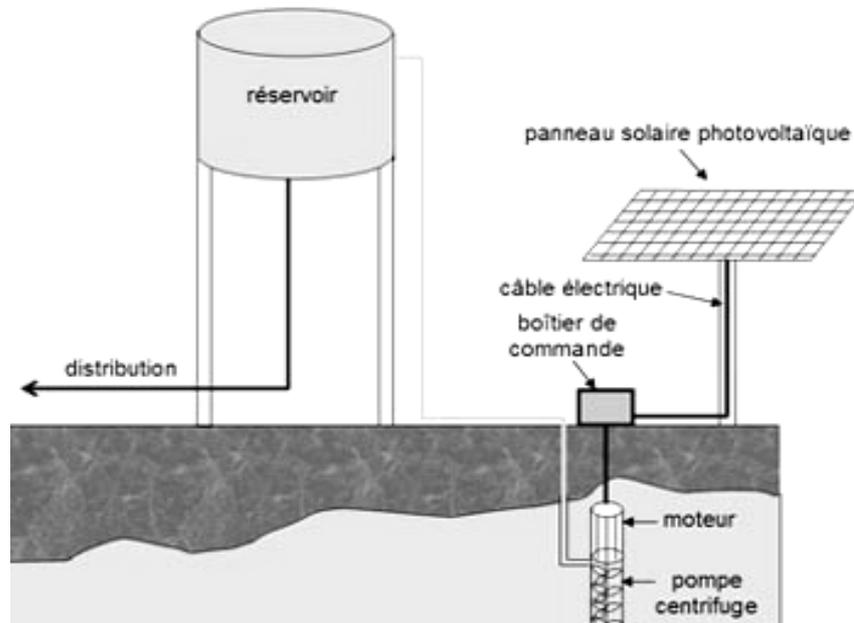


Figure 21 : Station de pompage solaire.

III.2. ÉOLIENNE DE POMPAGE.

L'homme a utilisé l'énergie éolienne pour le pompage de l'eau bien avant qu'il ne découvre l'électricité. Nous trouvons encore dans le monde de nombreuses méthodes de pompage de l'eau, basées sur l'énergie éolienne.

Les éoliennes captent l'énergie cinétique du vent. Cette énergie dépend de la vitesse du vent, de la densité de l'air et de la surface balayée par les pales de l'éolienne (**Le Gourferes D.**).

$$U_{mc} = \frac{1}{2} \cdot C_E \cdot \rho \cdot S \cdot v^3$$

- où
- C_E : Coefficient de puissance
 - ρ : Masse volumique de l'air (= 1,225 kg/m³)
 - S : Surface balayée par l'éolienne (m²)
 - v : Vitesse du vent (m/s)

La totalité de l'énergie cinétique disponible ne peut pas être récupérée. Ainsi, une bonne éolienne ne récupère qu'au maximum 59% de l'énergie cinétique du vent (loi de Betz, 1929). L'énergie mécanique récupérée par les éoliennes sert à actionner directement la pompe ou à produire de l'énergie électrique, l'éolienne est alors appelée aérogénérateur (Figure 22). **Doux C. & Lusseau C.**

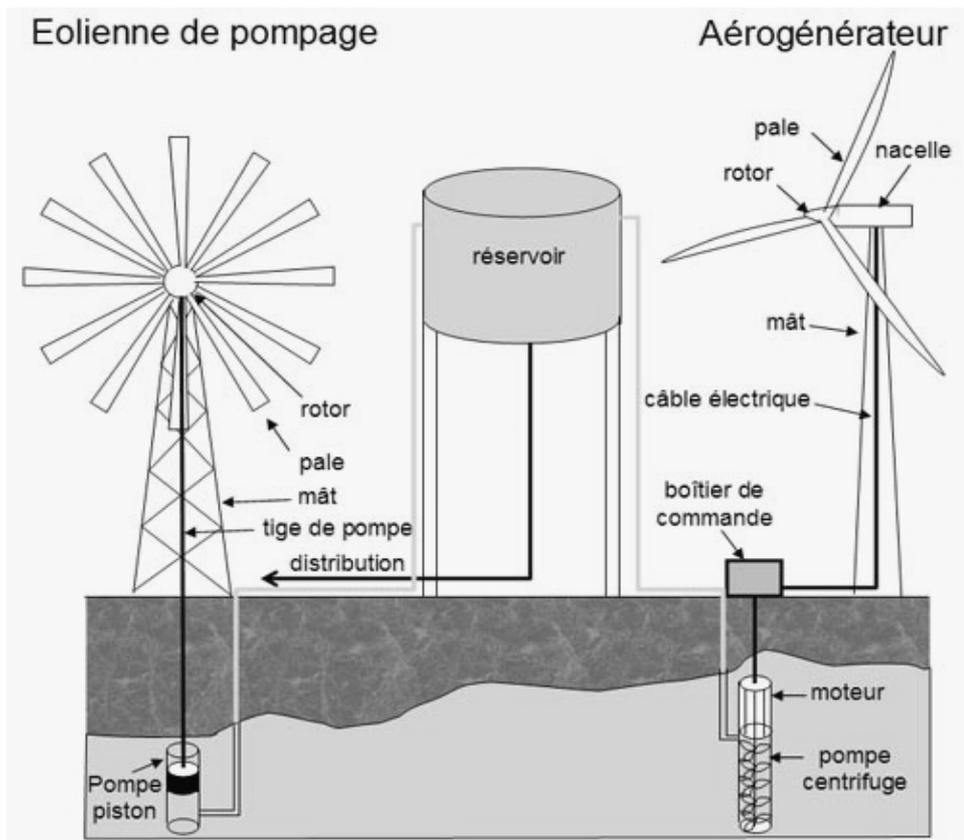


Figure 22 : Systèmes éoliens mécaniques et électriques de pompage d'eau.

Les éoliennes de pompage électriques ne nécessitent pas une installation compliquée, car elles ne comprennent pas de batteries. L'eau est stockée dans un réservoir servant de réserve d'énergie. **(Le Gourferes D.)**

IV. TRANSMISSION D'ENERGIE

Nous présentons d'abord les divers systèmes de transmission d'énergie, dont nous classons les composantes selon les fonctions qu'elles exercent dans ces systèmes, puis nous étudierons plus particulièrement ceux qui utilisent un fluide sous pression.

Un système de transmission d'énergie est un système qui établit une liaison entre une source motrice et un mécanisme utilisant l'énergie mécanique produite par cette source.

Nous distinguons trois types de systèmes de transmission d'énergie les systèmes mécaniques, les systèmes électriques et les systèmes à fluide sous pression. **(Labomville R.)**

IV.1. LES SYSTEMES MECANIQUES

Ils sont les plus anciens et les plus répandus, ils sont pratiques et économiques dans certains cas; cependant, ils peuvent devenir lourds, encombrants et coûteux dans d'autres cas.

IV.2. LES SYSTEMES ELECTRIQUES

Plus récents, sont plus simples et plus souples que les systèmes mécaniques, ce qui a favorisé leur développement rapide dans de nombreux domaines d'utilisation.

IV.3. LES SYSTEMES A FLUIDE SOUS PRESSION

Pourtant antérieure aux systèmes électriques, ils ont bénéficié d'un développement industriel lent et doivent leur essor à l'aéronautique où leur excellente puissance massique (puissance/masse) constitue un atout majeur. Dans ce type de systèmes, nous trouvons les systèmes hydrauliques, le plus souvent une huile d'origine pétrolière et les pneumatiques dont le fluide est un gaz, le plus souvent de l'air comprimé.

Nous caractérisons les systèmes de transmission d'énergie par les variables d'entrées et de sorties. **(Labomville R.)**

Les variables d'entrées

Nous représentons les variables mécaniques aux entrées sous la forme d'une vitesse angulaire, ω_i et d'un couple moteur, C_i . Le produit $C_i \cdot \omega_i$ correspond à la puissance mécanique d'entrée, E_i , que la source motrice doit fournir à tout instant.

Les variables de sorties

Nous représentons les variables mécaniques aux sorties soit sous la forme d'une vitesse angulaire ω_0 et d'un couple antagonique C_0 , soit sous la forme d'une vitesse linéaire v_0 et d'une force antagonique F_0 selon que les charges mécaniques agissent sur un mécanisme en rotation ou sur un mécanisme en translation. La puissance mécanique de sortie E_0 donnée par le produit $C_0 \cdot \omega_0$ ou le produit $F_0 \cdot v_0$ correspond à la puissance utile.

Pour qu'un système de transmission d'énergie ait un intérêt du point de vue énergétique, il est nécessaire qu'une liaison efficace soit établie; donc la puissance utile E_0 soit la plus voisine possible de la puissance d'entrée E_i .

L'annexe 1 regroupe les diverses composantes des types de systèmes de transmission d'énergie selon leurs classes respectives.

Dans les systèmes à fluide sous pression, les trois classes de composantes identifiées à la section facteurs dynamiques en annexe 1 sont présentes.

Nous examinons plus en détail la structure générale des systèmes à fluide sous pression et établissons les équations de base qui régissent ces derniers et nous traiterons le rendement énergétique de ces systèmes. **(Labomville R.)**

IV.3.1. COMPOSANTES ACTIVES ET EQUATIONS DE BASE

Dans la classe des composantes actives, nous trouvons les *générateurs*, les *modulateurs* et les *récepteurs* (Figure 23)

IV.3.1.1. Les générateurs.

Les générateurs des systèmes à fluide sous pression (pompes, pour les liquides; compresseurs, pour les gaz) produisent l'énergie fluide (volume de fluide sous pression). Le taux de variation de cette énergie est la puissance fluide, donnée par le produit du débit Q et de la pression p du fluide, ces deux dernières variables étant essentiellement indépendantes.

Les pompes et les compresseurs sont caractérisés par une cylindrée C_{yl} , définie par le volume de fluide refoulé par unité de déplacement angulaire de l'arbre (tour ou radian). Nous pouvons exprimer les deux variables indépendantes de refoulement, Q et p en fonction des deux variables d'entrée ω_i et C_i (Figure 23); nous obtenons ainsi les relations suivantes :

$$Q = \omega_i C_{yl} \quad \text{et} \quad p = C_i / C_{yl}$$

Dans le cas d'une composante idéale, une composante qui permet de transformer l'énergie sans aucune perte, la puissance fluide E au refoulement est égale à la puissance mécanique d'entrée E_i soit :

$$E_i = C_i \cdot \omega_i \quad \text{ou} \quad C_i = Q \cdot p$$

où E_i est exprimée en watts.

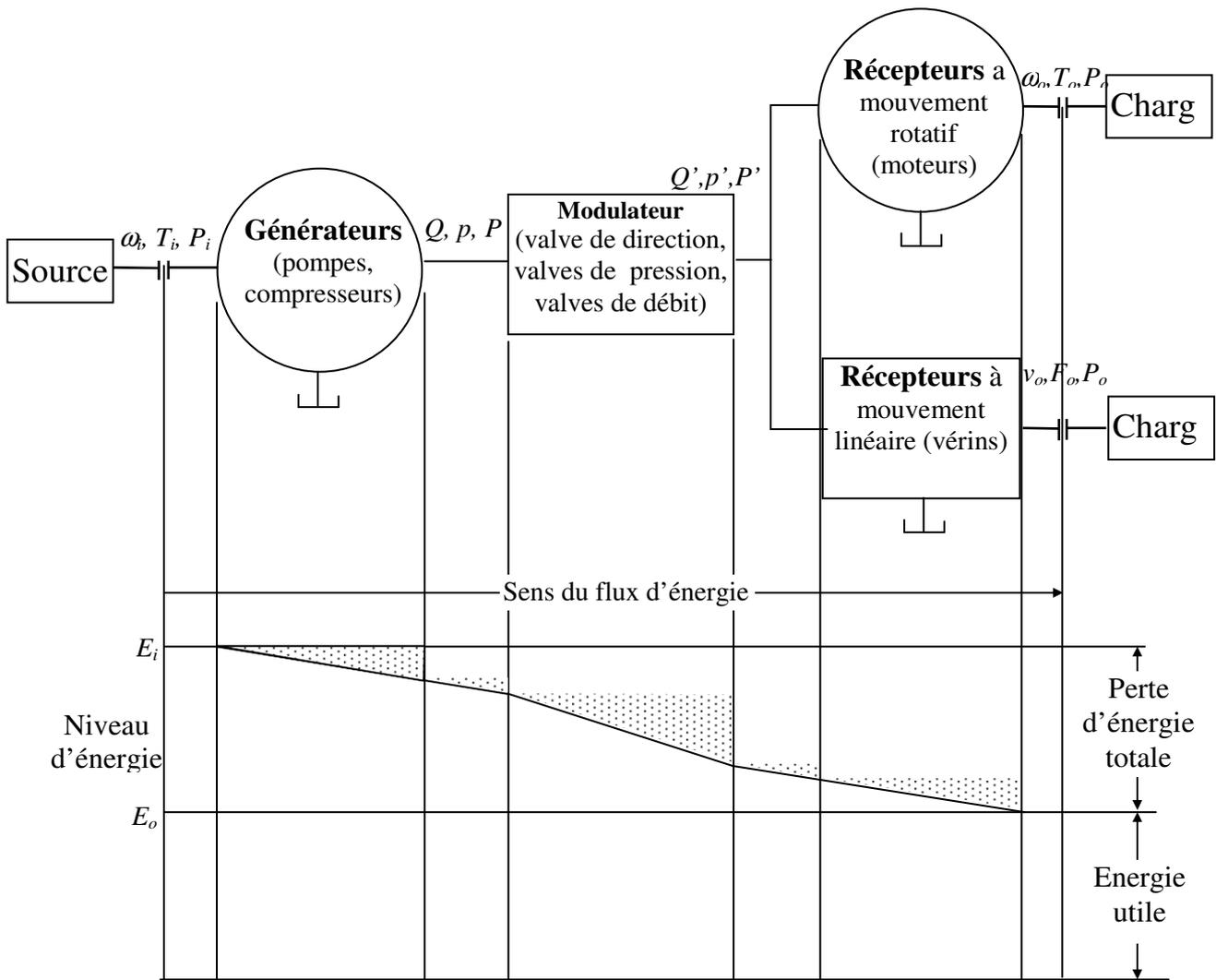


Figure 23 : Diagramme des composants active d'un système à fluide mettant en évidence les pertes d'énergie à chaque passage d'une composante à l'autre (source : Labomville R.)

Dans la famille des générateurs, nous pouvons compter les pompes hydrauliques et les compresseurs (**Labomville R.**)

Les pompes qui sont utilisées dans les circuits hydrauliques poussent le liquide hydraulique et l'obligent à circuler le long de l'installation, aussi bien si celui-ci rencontre peu de résistance que s'il en rencontre beaucoup. C'est pourquoi ces pompes sont dites de flux positif et fournissent un débit constant. Elles sont également appelées pompe volumétriques ou doseuses.

La pression se manifeste au moment où le fluide rencontre une résistance et a une limite en fonction du type de pompe. (**Roldan Viloria J.**)

Donc la consommation de l'énergie par la pompe est d'autant plus importante que sa pression de refoulement est supérieure à la pression d'alimentation. La puissance de déplacement du fluide est

donc plus grande à la sortie qu'à l'entrée. Le diagramme schématisé par la (Figure 24) indique la variation de la pression dans la chambre d'une pompe à piston. **(Taibi M.)**

Cette différence entre le travail reçu à l'entrée et le travail fourni à la sortie est moins sensible avec un compresseur de gaz vu que la pression est plus forte, le volume débité est plus faible et n'est nulle que dans le cas particulier d'une compression isothermique. Le travail correspondant au cycle complet de l'évolution du fluide est représenté par le diagramme théorique d'un compresseur à piston (Figure 25).

Admettons que le piston peut faire varier le volume depuis v_1 jusqu'à ce qu'il ne reste aucun espace résiduel. Le cylindre est pourvu d'un clapet d'aspiration qui s'ouvre à la pression p_1 et d'un clapet de refoulement qui s'ouvre à la pression p_2 .

En suivant le fonctionnement du compresseur pendant un cycle, nous observons la variation de la pression en fonction du volume dans le diagramme p_v et notons le travail de la force extérieure F agissante sur le piston.

Cette force constitue l'effort moteur équilibrant l'effort résistant de l'air **(Lefevre J.)**.

Etant donné que les générateurs se comportent comme des éléments transformateurs d'énergie mécanique en hydraulique; cette transformation s'effectue avec certaines pertes, à la suite de frottements, transmission, couplages et résistances mécaniques.

Des pertes volumétriques dues aux fuites que les pompes manifestent dans leur zone de refoulement et d'aspiration. Les fuites augmentent quand une plus grande pression est demandée.

Pour optimiser il est souhaitable que la puissance du moteur corresponde à celle de la pompe.

$$E_{\text{moteur}} = \frac{E_{\text{pompe}}}{\eta_m \cdot \eta_v} = \frac{p \cdot Q}{\eta_t}$$

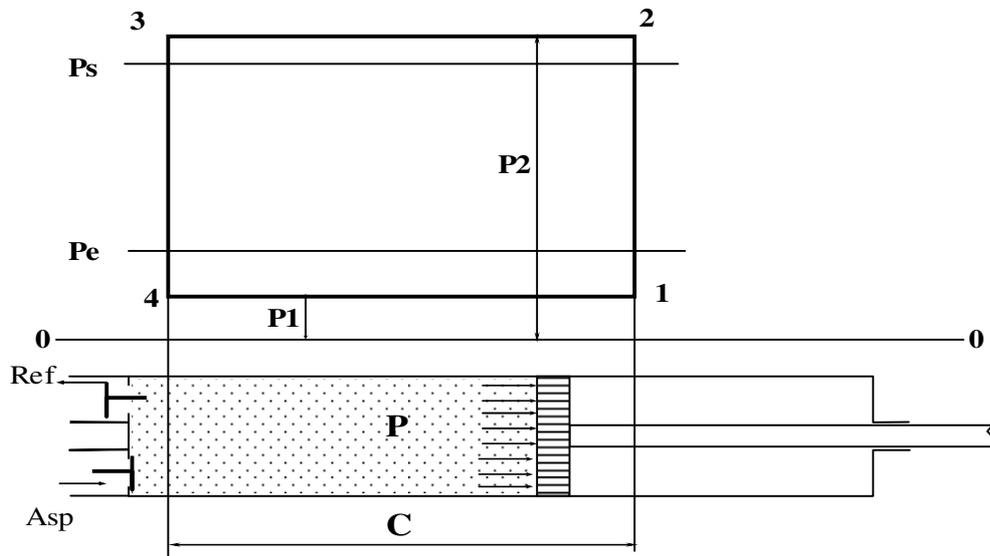


Figure 24 : Diagramme pV d'une pompe à piston hydraulique.

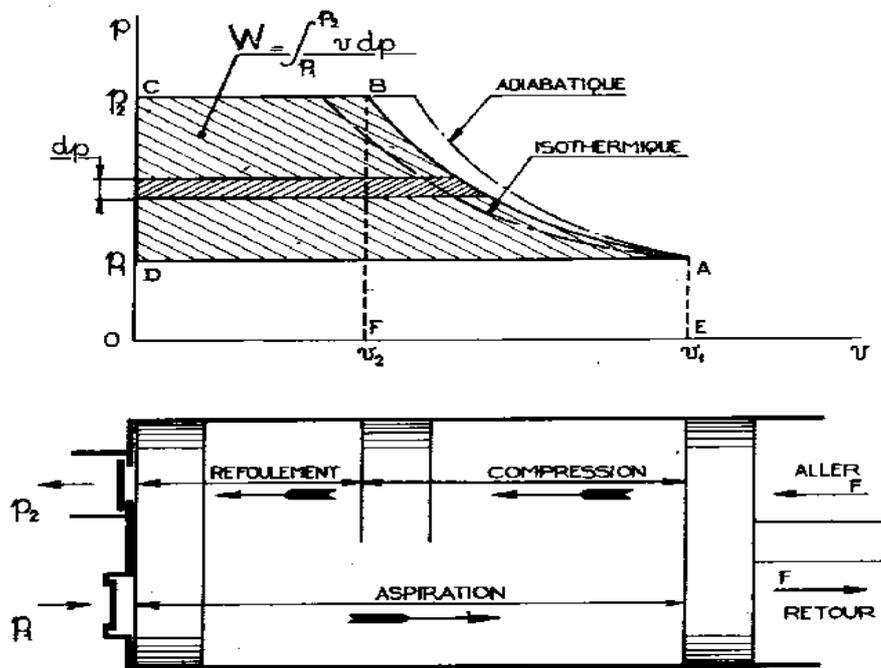


Figure 25 : Cycle théorique de travail dans un cylindre de compresseur à piston

(Source : Lefevre J.)

IV.3.1.2. Modulateur

Les modulateurs des systèmes à fluide sous pression sont les valves de direction, les valves de pression et les valves de débit. Les valves de direction dirigent le fluide dans le sens du mouvement désiré, ou vers plusieurs récepteurs. Les valves de pression et les valves de débit permettent respectivement de régler la pression et le débit du fluide acheminé vers les récepteurs.

(Labomville R.)

IV.3.1.3. Récepteurs

Les récepteurs des systèmes à fluide sous pression ont un mouvement rotatif ou linéaire. Les moteurs hydrauliques et pneumatiques absorbent l'énergie fluide et la transforment pour produire un travail mécanique.

Les vérins sont des récepteurs qui absorbent l'énergie fluide et la transforment pour produire un travail mécanique en translation. Comme le moteur, le vérin reçoit le fluide sous pression et en extrait l'énergie, avant de le renvoyer vers le réservoir ou l'atmosphère. Le vérin est caractérisé par son aire S . ainsi nous exprimons les deux variables de sortie, v_0 et F_0 du vérin en fonction des deux variables indépendantes d'admission, p' et Q' .

$$v_0 = Q'/S \quad \text{et} \quad F_0 = p' \cdot S$$

Dans le cas d'un vérin idéal, nous avons :

$$E_0 = F_0 \cdot v_0 \quad \text{ou} \quad E_0 = Q' \cdot p'$$

Où v_0 = vitesse (m/s)

S = aire effective (m²)

F_0 = force (N)

Le choix, la conception et l'installation des canalisations influencent fortement sur l'efficacité et la fiabilité d'un système à fluide sous pression. Le fluide joue un rôle de véhicule d'énergie. Il effectue de nombreuses autres tâches, comme la lubrification des pièces mobiles des composantes. (**Labomville R.**)

IV.3.2. LES FLUIDES HYDRAULIQUES

Le fluide hydraulique est un produit de base pour le fonctionnement et le rendement des installations. Nous distinguons trois grands types de fluides hydrauliques, les liquides à base d'eau, les liquides synthétiques et les liquides minéraux ou végétaux (**Roldan Vilorio J.**)

Il doit posséder un certain nombre de propriétés et de caractéristiques.

Concernant le fonctionnement du circuit :

- Transmettre l'énergie avec le maximum de rendement possible;
- Maintenir l'ensemble du circuit à des niveaux de température raisonnables;
- Eviter les changements brusques au cours des manœuvres qu'effectuent les appareils;

Concernant la protection des appareils et des circuits :

- Posséder de bonnes qualités lubrifiantes;
- Etre résistants à l'oxydation;
- Etre inaltérables;

- Respecter les joints et les composants des appareils.

Concernant la sécurité des installations et des personnes :

- Etre non toxiques;
- Etre ininflammables.

IV.3.3. LES PNEUMATIQUES

L'air comprimé est le fluide de base utilisé dans les circuits pneumatiques. Il est constitué d'air atmosphérique soumis à une pression supérieure à celle de l'atmosphère.

La pression de l'air comprimé utilisé en pneumatique n'excède pas les 10 bars. L'air s'utilise sec ou lubrifié, dépourvu d'humidité. Nous installons des séparateurs d'eau ou des sècheurs d'air dans le réseau de distribution. **(Roldan Viloría J.)**

Une fois qu'il a rempli ses fonctions, l'air pneumatique doit être refoulé dans l'environnement où l'installation est située. Donc il peut contaminer cet environnement. **(Roldan Viloría J.)**

IV.3.3.1. Avantages et inconvénients de l'air comprimé

L'air est un fluide élastique. Il est facile à transporter à stocker, à contrôler et à réguler. Il se déplace à grande vitesse (10 fois plus vite qu'un fluide hydraulique) et génère des mouvements rapides. Le réseau de distribution est simple et ne nécessite pas de retour. Il n'y a pas de consommation d'énergie lorsque l'air n'est pas utilisé. L'utilisation de ce fluide est sûre et ne présente aucun danger d'explosion.

Il présente l'inconvénient de fuites du à l'étanchéité. La pression d'utilisation ne dépasse pas les 10 bars. Sa régulation est difficile en raison de la compressibilité de l'air et des forces d'inertie des organes en mouvement. Pour un même effort à réaliser, les éléments pneumatiques nécessitent 10 à 30 fois plus de volume que les éléments hydrauliques. **(Roldan Viloría J.)**

IV.3.3.2. Rendement énergétique

Chaque fois que l'énergie est transportée d'un point à un autre, en perd une partie au cours du transport. Dans un système à fluide, toutes les résistances à l'écoulement du fluide entraînent toujours une transformation de l'énergie fluide en énergie thermique; il s'agit là d'une perte d'énergie. **(Labomville R.)**

A la partie inférieure du diagramme de la figure 23 sont illustrées les pertes d'énergie le long du parcours du fluide. L'énergie utile ΔU est la différence entre l'énergie produite par la source

motrice et l'énergie perdue. La perte d'énergie est donnée par le produit de la perte de puissance et de la durée de cette perte, soit

$$\Delta U = (E_i - E_0).t = \Delta E.t$$

Le rendement énergétique d'un système est donné par le rapport entre l'énergie utile et l'énergie produite ou de façon équivalente par le rapport entre la puissance utile E_0 et la puissance d'entrée E_i , soit :

$$\eta_E = \frac{U_0}{U_i} = \frac{E_0}{E_i}$$

IV.3.4. DEBIT.

Débit moyen théorique :

Le débit théorique Q_{th} est celui qu'assurerait une pompe parfaitement étanche intérieurement et extérieurement pour sa hauteur d'élévation théorique.

C'est la somme des volumes balayés dans tous les cylindres en une unité de temps.

$$Q_t = \left(\sum_{i=1}^{i=k} V_b \right).n$$

où k : Nombre de cylindres;

n : Nombre de cycles en une unité de temps.

Débit moyen réel:

Le débit réel Q représente le débit disponible à l'orifice de refoulement d'une pompe, augmenté du débit indispensable au refroidissement des paliers et presse-étoupe, si le prélèvement du liquide a lieu avant l'orifice de refoulement.

$$Q = \alpha . Q_t ;$$

$$\alpha = \alpha_r . \alpha_f$$

Où α : Coefficient de débit $\alpha < 1$

α_r : Coefficient de remplissage tenant compte du remplissage imparfait des cylindres et causé par l'air aspiré avec un liquide véhiculé;

α_f : Coefficient de fuites tenant compte des fuites du liquide refoulé par les jeux aux pistons, soupapes et presses garnitures.

D'après les données expérimentales on prend:

$$\alpha = 0,85 \text{ à } 0,90 \quad \text{pour } Q \leq 10^{-2}, \text{ m}^3/\text{s} ;$$

$$\alpha = 0,9 \text{ à } 0,95 \quad \text{pour } Q \cdot 10^{-2} \leq Q \leq 8 \cdot 10^{-2}, \text{ m}^3/\text{s};$$

$$\alpha = 0,96 \text{ à } 0,99 \quad \text{pour } Q > 8 \cdot 10^{-2}, \text{ m}^3/\text{s}.$$

Le débit varie par modification du diamètre des pistons ou par changement du nombre de cycles par unité de temps. Il varie aussi lorsque le nombre de chambres en fonctionnement ou la course de piston sont modifiés. **(Taibi M.)**

Si tous les facteurs sont invariables, le débit moyen théorique de la pompe à piston ne dépend pas de la pression de refoulement, tandis que le débit moyen réel diminue avec l'augmentation de la pression de refoulement (Figure 26).

La pression maximale est limitée par la puissance hydraulique disponible.

$$P_{\text{ref(max)}} = \frac{E_n}{Q_0} \quad \text{avec } E_n : \text{puissance hydraulique}$$

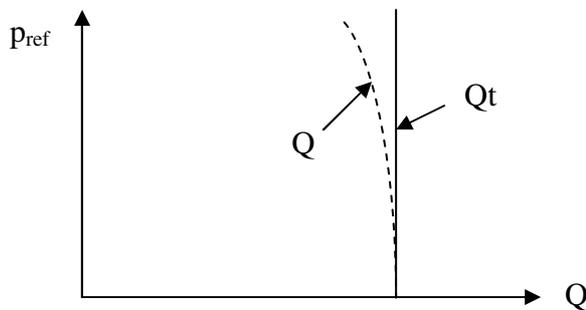


Figure 26. Pression de refoulement en fonction de débit

IV.3.5. POMPES A TRANSMISSION BIELLE-MANIVELLE

Nous proposons d'étudier les caractéristiques qui vont en résulter sur le fonctionnement de la pompe. Soit (Figure 27) le système bielle manivelle BMO entraînant le piston de la pompe.

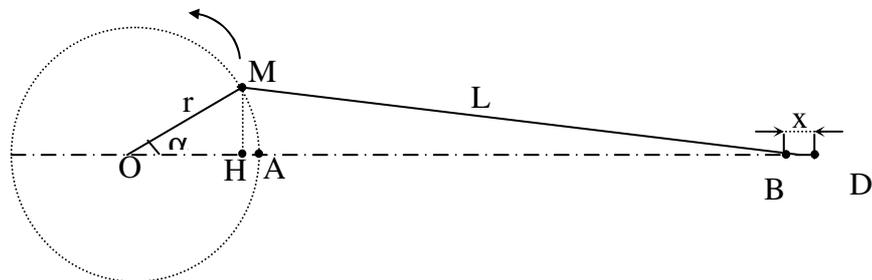


Figure 27 : Système de transmission bielle manivelle

Etude cinématique de la pompe à simple effet :

Posons : $BM = L$ et $MO = r$.

Prenons l'origine des temps en A et soit

$$\widehat{AOM} = \alpha = \omega.t = (2\pi r/60)t$$

N = Nombre de tours en (tr/min) supposée constant,

A l'origine des temps, le système bielle-manivelle est en OAD.

Posons : $x = DB$

Si S est la surface du piston et si nous suppose qu'on a affaire à une pompe à simple effet, le volume refoulé sera Sx.

Or $x = OA + AD - (OH + HB)$

$$x = r + L - r \cos \omega t - \sqrt{(L^2 - r^2 \sin^2 \omega t)}$$

Le débit instantané q sera égal à S dx/dt

$$\text{Soit : } q = S.r.\omega.\sin \omega.t - LS \frac{-\frac{r^2}{L^2}\omega.2.\sin \omega.t.\cos \omega.t}{2.\sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2}\sin^2 \omega.t}}$$

$$q = \frac{2\pi N}{60} . S . r . \left(\sin \omega . t + \frac{\frac{r}{L} . \sin \omega . t}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2} \sin^2 \omega . t}} \right)$$

Comme r/L est toujours petit, nous pouvons sans grande erreur négliger son carré devant 1 et nous arrivons à la relation plus simple et très approchée :

$$q = \frac{2\pi N}{60} . r . S \left[\sin \omega . t + \frac{r}{2L} \sin 2 \omega . t \right]$$

Nous obtenons ainsi la courbe (Figure 28) dont les ordonnées positives représentent le débit aspiré pendant le premier demi-tour et compté négativement le débit refoulé durant le deuxième demi-tour.

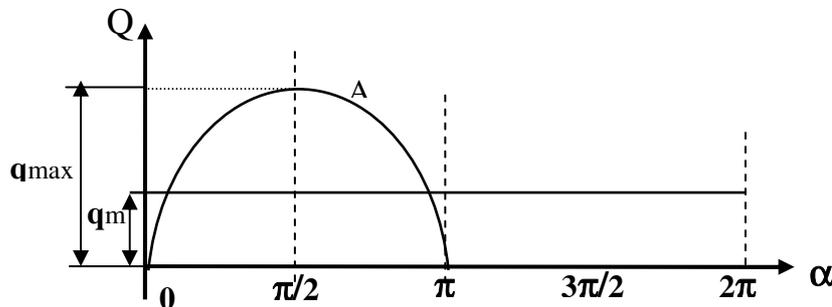


Figure 28 : Débit instantané d'une pompe à simple effet

Comme le volume engendré par tour est $2rS$, le débit moyen sera, pour N/60 tours par seconde :

$$q_m = \frac{2 \cdot N}{60} \cdot S \cdot r$$

Et la variation maximale relative du débit sera

$$\frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_m} = \pi = 314 \%$$

IV.4. FACTEURS AFFECTANT LES PERFORMANCES

Les critères les plus importants des pompes sont :

- La vitesse de rotation
- Le débit
- Les puissances
- Les domaines d'applications
- La hauteur manométrique

Ce dernier critère est très important pour la suite de notre travail; nous aurons à le développer un peu plus. Ainsi, deux méthodes d'évaluation de la hauteur manométrique (H_m) par calcul ou par mesure. Cette hauteur est la différence entre la hauteur totale du liquide au refoulement H_r et la hauteur totale à l'aspiration H_a .

$$H_m = H_r - H_a$$

avec

$$H_a = \frac{p_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} + Z_a \quad \text{et} \quad H_r = \frac{p_r}{\rho \cdot g} + \frac{v_r^2}{2 \cdot g} + Z_r$$

Comme $Z_a = Z_r$ et les termes en $\frac{v_r^2}{2 \cdot g}$, $\frac{v_a^2}{2 \cdot g}$ qui sont négligeables devant ceux des pressions,

$$H_m = \frac{p_r - p_a}{\rho \cdot g}$$

La hauteur H_m créée par une pompe est fonction de la vitesse de rotation N et du débit Q . La fonction $H(Q)$ pour un nombre N (constant) de tour par minute donnée est appelée caractéristique de la pompe.

CONCLUSION BIBLIOGRAPHIQUE

La recherche sur les travaux antérieurs nous a permis de déterminer les paramètres configurables des pompes pouvant être utilisées par les différentes éoliennes ainsi que les avantages et les inconvénients liés à ces dernières, à savoir :

- La valeur du couple résistant de démarrage développé par ces pompes,
- La vitesse minimale sollicitée pour débiter de l'eau.
- La vitesse maximale admissible du vent, pour éviter la destruction du rotor de l'éolienne.

Après analyses et comparaison des différentes pompes existantes vis-à-vis des paramètres énumérés précédemment, nous avons trouvé que les pompes à piston répondent à nos exigences. L'étanchéité de ces pompes, à piston relativement lent, est assurée par une membrane au lieu de joints de frictions habituels qui rend constant le volume d'eau refoulé.

La technique de by-pass (débit nul) nous permet de vaincre le couple résistant au démarrage. Elle consiste à introduire une valve sur la conduite principale au niveau de la HMT = 0 qui sera automatiquement commandée par la vitesse de rotation de l'arbre d'entraînement.

Le raccordement de la pompe à l'éolienne se fait par le biais d'un système de transmission. Ce dispositif de transmission peut être mécanique si l'éolienne est installée directement au dessus du forage (l'éolienne et le forage ont le même axe), ce qui augmente considérablement le rendement.

Par contre, si le terrain ne permet pas que l'éolienne et la pompe soient coaxiales, alors il serait nécessaire d'utiliser un système de transmission par fluide sous pression. Ce dernier est très avantageux lorsque l'éolienne est installée au dessus d'un château d'eau.

La transformation de l'énergie éolienne en énergie électrique est jugée avantageuse à la transformation en énergie mécanique. Ceci s'explique par la facilité d'utiliser l'énergie électrique et son adaptabilité pour différents travaux (pompage, éclairage et d'autres moteurs électriques...).

Partie
Exérimentale

ETUDE THEORIQUE

INTRODUCTION

L'approvisionnement en eau d'irrigation pour les cultures et pour abreuver le bétail a été un souci majeur des agriculteurs et des éleveurs. Pour ce, nous nous sommes intéressés à satisfaire ces besoins en eau par une contribution consistant en une réalisation d'un dispositif de pompage. L'utilisation de la force éolienne comme source d'énergie permet de pomper l'eau à partir d'un forage ou d'un puits.

Une éolienne tripale, a été développée et caractérisée auparavant. Certaines de ses caractéristiques telles que la vitesse angulaire du rotor, le couple ou puissance théorique et l'axe d'entraînement vertical (type Savonius) seront utiles pour notre travail.

Les défis que nous devons surmonter pour la conception du dispositif se résument en :

- Une simplicité dans la fabrication afin de réduire son coût.
- Présentant le moins d'intervention humaine pour sa maintenance; principalement sur la partie immergée.
- Débitant de l'eau à des vitesses de rotor assez faibles.
- Une installation très pratique.
- Une adaptation à des profondeurs variables.

Notre contribution consiste à réaliser un dispositif de pompage s'accommodant le mieux aux caractéristiques de l'éolienne d'une part et aux paramètres du site d'installation d'autre part.

IV.5. PROBLEMATIQUE

Dans tout type de pompage d'eau, une partie de l'énergie uniquement fournie par la force motrice est transmise au fluide, le reste est consommé par la pompe. Donc, le choix d'une pompe convenable est fondamental; ainsi nous lui attacherons plus d'importance ainsi qu'aux systèmes de transmissions.

Etant donné que l'eau est un produit très corrosif, nous sommes obligés de réaliser la pompe avec des matériaux non vulnérables à la corrosion. (Bronze, aluminium et PVC)

Le choix s'est orienté vers le PVC pour sa disponibilité et sa malléabilité.

IV.6. LE CHOIX DE LA POMPE D'EAU

Le choix du type de pompe nécessaire est influencé en premier lieu par les caractéristiques de la force motrice générée par l'éolienne, principalement par la faible vitesse de rotation, en second lieu par le couple résistant développé par ces pompes au démarrage. Les pompes hydrodynamique sont les plus favorisées, mais elles nécessitent une vitesse de rotation plus importante que celle développée par l'éolienne (Figure 29). Ceci nous oriente directement vers le choix d'une pompe volumétrique avec couple résistant développé faible.

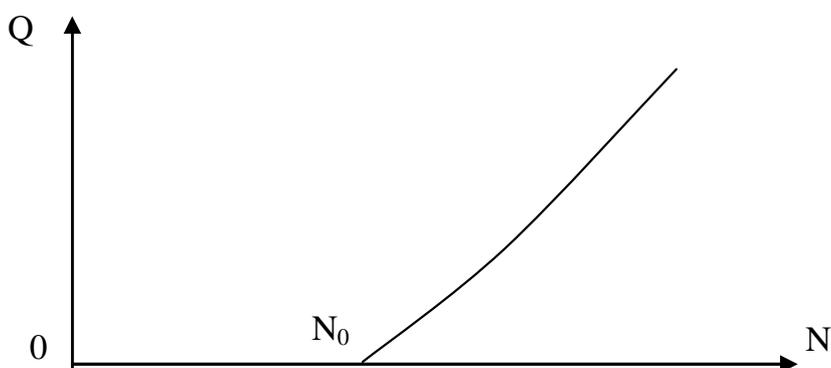


Figure 29 : Evolution du débit en fonction du nombre de tours pour les pompes hydrodynamiques

Le choix de la pompe doit prendre en considération les paramètres suivants :

- le couple de démarrage le plus faible possible;
- la vitesse de mise en mouvement des organes mobiles, indépendante de l'élévation de l'eau;
- l'étude de dimensionnement de la pompe tient compte de la relation entre le couple fourni par l'axe d'entraînement et les paramètres du point d'eau;
- chercher le système de transmission le plus adéquat entre l'éolienne et la pompe pour avoir l'énergie optimale;
- les matériaux utilisés doivent prendre compte de l'aspect corrosif du fluide pompé.

Les propositions de systèmes de transmissions de mouvement prévues pour la pompe à piston sont:

1. bielle manivelle avec un renvoi d'angle
2. pignon à double crémaillère
3. tambours à rainure interne
4. transmission par fluide sous pression

IV.7. ETUDE THEORIQUE DE LA POMPE

Parmi les pompes remplissant le mieux les exigences évoquées, la pompe à piston s'apprête le mieux. Le joint assure l'étanchéité entre les chambres séparées par le piston est une membrane cylindrique en élastomère fixée sur le périphérique du piston d'un coté et sur le couvercle de dessus de l'autre coté. Le piston se déplace ainsi sans frottement sur les parois, mais il n'est pas soutenu par la chemise dans ces mouvements translatifs. Le couple résistant généré par la pompe est le plus faible. (Figure 20).

Lorsque l'énergie mécanique est générée, la loi de conservation de cette dernière fournit une puissance E_u . Elle est développée par la pompe pour extraire le débit Q :

$$E_u = C \times \omega = \varpi.Q.Y \quad \text{avec} \quad Y = h + y + \Delta H$$

Débit volumique délivré :

$$Q = S .v$$

$$\omega = 2\pi N$$

Pour un tour, le débit est désigné par « cylindrée » de la pompe

Nous avons donc : $Q_{cyl} = C_{cyl} \times N$

$$E_u = C \times 2.\pi.N = p \times C_{yl} \times N$$

d'où
$$C = \frac{p \times C_{yl}}{2\pi}$$

où v : vitesse de déplacement du piston lors du refoulement

ω : vitesse angulaire de rotation

h : Différence entre le niveau statique de la nappe et la sortie de l'eau de la conduite de refoulement

y : Rabattement maximal possible

ΔH : Pertes de charge dans la conduite

ϖ : Poids spécifique (ρg)

Q : débit en m^3/s

C : Couple de l'arbre tournant (N.m)

N : Nombre de tours par seconde.

C_{yl} : Cylindrée de la pompe (m^3)

p : Pression

IV.8. ETUDE DE LA TRANSMISSION

La puissance de la force motrice est transmise à la pompe à l'aide de deux types de transmission.

- La transmission mécanique,
- La transmission par fluide sous pression

Le corps de ces pompes englobe en même temps, la pompe à piston et le système de transmission. Ce dernier peut être un système mécanique, transformant le mouvement rotatif continue de l'arbre d'entraînement en mouvement alternatif rectiligne du piston. Il peut être matérialisé par un vérin qui transforme l'énergie du fluide en mouvement alternatif chassant rectilignement le piston.

Deux techniques ont été utilisées pour la transmission mécanique;

IV.8.1. TRANSMISSION MECANIQUE PAR DOUBLE CREMAILLERES

Le principe de fonctionnement du dispositif est schématisé sur la figure 30. Il consiste à entraîner un pignon à dentures partielles et une pièce mobile composée de deux crémaillères.

Le déplacement de l'organe mobile est donné par :

$x_{th} = R \alpha$ où α représente la position angulaire de l'arbre de rotation ; donc x_{th} exprime la distance parcourue par les pistons.

$$v = \frac{dx_{th}}{dt} = R \cdot \frac{d\alpha}{dt} = R \cdot \omega \quad \alpha = \omega \cdot t + \varphi$$

Avec ω vitesse angulaire de l'arbre d'entraînement

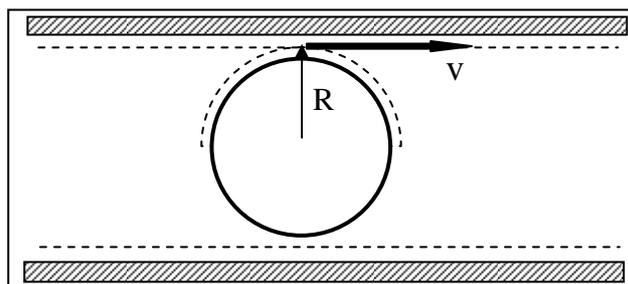


Figure 30 : Principe de transmission à double crémaillère

Dans le cas étudié, la force exercée par le pignon sur la crémaillère est parallèle au sens du déplacement. $Q = v \cdot S = S \cdot R \cdot \omega$

L'allure de la courbe de la figure 31 définit la vitesse du piston et du débit instantané de la pompe lors de la rotation de l'arbre d'entraînement. La courbe montre que le débit est stable lorsque la vitesse est constante. Au niveau des points morts la vitesse chute de v_c à 0 et remonte à v_c en un laps de temps très court. Ce système de transmission de mouvement se révèle d'une grande fragilité par suite des chocs marqués sur les dentures.

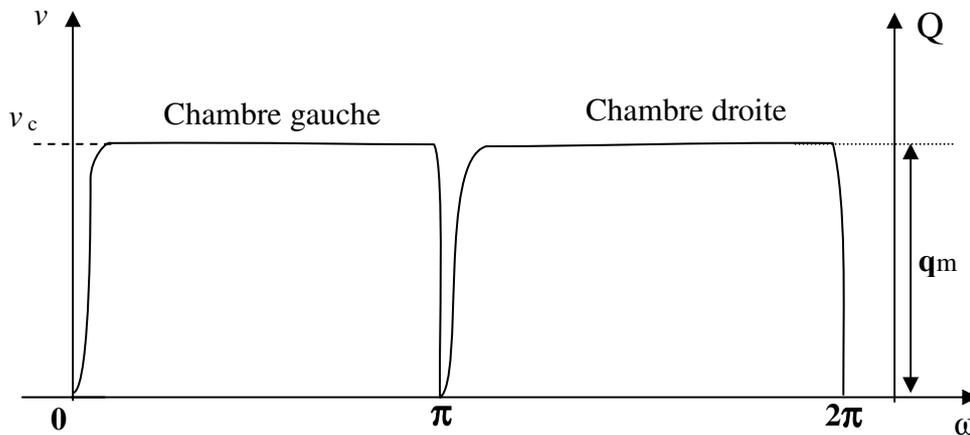


Figure 31 : Variation du débit d'eau pour une vitesse donnée.

IV.8.2. TRANSMISSION PAR CAME A TAMBOUR RAINURE

Le principe de cette technique est la transition du mouvement rotatif en mouvement alternatif axial.

La durée de chaque phase du mouvement alternatif du piston est choisie d'une manière à avoir plus de puissance durant la phase de refoulement d'eau.

Donc pour chaque tour de l'arbre d'entraînement, nous avons $4\pi/3$ pour la phase de refoulement d'eau et $2\pi/3$ pour la phase d'aspiration d'eau.

Le graphe de la figure 32 représente la trajectoire du galet, sur le plan de révolution du cylindre primitif de la came tambour autour de son axe de symétrie.

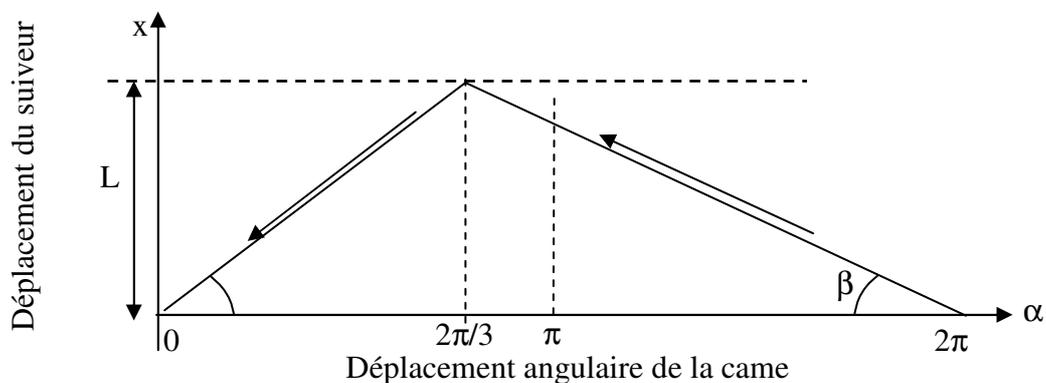
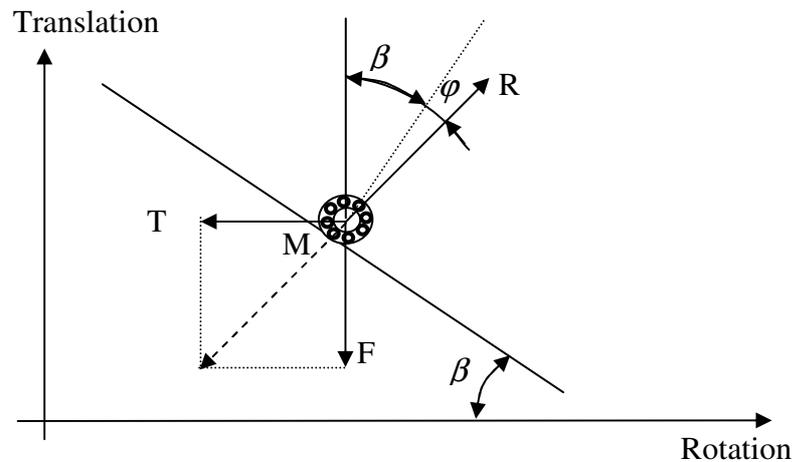


Figure 32: Cinématique du trajet du galet sur le tambour

Soit M le point de contact entre le galet et la came dans la gorge.

La vitesse de déplacement rectiligne du tambour est la même que celle du piston.



- T : Effort moteur perpendiculaire à l'arbre d'entraînement
- F : Effort axial à vaincre
- R : Action de contact (réaction).
- β : Angle d'inclinaison
- φ : Angle de frottement

Figure 33 : Efforts appliqués sur le mécanisme "came suiveur"

Calcul des efforts appliqués sur came tambour

Sur le suiveur (tambour) s'exerce un certain nombre d'efforts qui s'applique au contact suiveur-came. (Figure 33)

L'effort résistant total est la somme des efforts agissant sur le suiveur et la came

$$F = F_p + F_i + F_t$$

Avec F_p : Effort de poussée, généralement fonction du déplacement L ; il est toujours résistant. $F_p = f_p(L)$

F_i : Effort d'inertie, il est dû à la masse M entraînée par le suiveur. Cet effort est fonction de l'accélération γ du suiveur $F_i = M \cdot f_i(\gamma)$

F_t : Effort de frottement du suiveur sur la came, du suiveur dans ses guides et du piston contre la chemise de la pompe,

Si le contact suiveur-came se fait par galet, l'effort du frottement engendré est souvent faible

Détermination du couple par rapport à l'effort axial

Couple : $C = r \cdot T = r \cdot F \operatorname{tg}(\varphi + \beta)$ avec r le rayon moyen du contact.

Parfois les frottements conduisent à des cas de non fonctionnement par phénomène d'arc-boutement. L'angle β que fait le galet avec la tangente au profil de came détermine la condition de non arc-boutement : $\beta > \varphi$

φ : étant l'angle tel que $\text{tg } \varphi$ donne le coefficient de frottement

δ : L'angle que fait le galet avec la normal au profil de la came

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \delta$$

D'où la condition : $\delta < \frac{\pi}{2} - \varphi$

Calcul des vitesses de suiveur et de celles de la came :

Si nous considérons v_r , β respectivement la vitesse du piston et la pente de la gorge de la came pour la phase de refoulement, v_a la vitesse du piston et β' la pente de la came pour la phase d'aspiration (Figure 34)

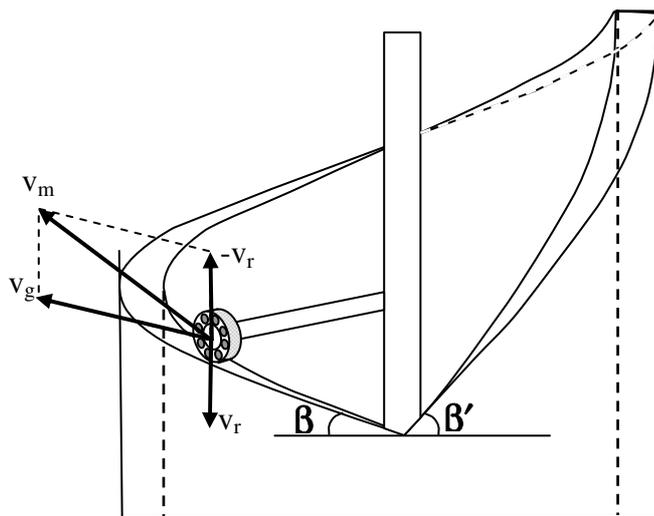


Figure 34: Détermination des vitesses du système de transmission

$$v_r = v_g \cdot \text{tg}\beta \quad \text{et} \quad v_a = v_g \cdot \text{tg}\beta'$$

avec v_r : Vitesse de déplacement du piston durant le refoulement

v_a : Vitesse de déplacement du piston durant l'aspiration

v_g : vitesse tangentielle du centre du galet

β : Pente de la gorge lors de la phase de refoulement

β' : Pente de la gorge lors de la phase d'aspiration

$$\text{tg}\beta = \frac{3 \cdot L}{4 \cdot r \cdot \pi} \quad \text{avec } L \text{ la course du piston}$$

$$\operatorname{tg}\beta' = \frac{3 \cdot L}{2 \cdot r \cdot \pi}$$

Nous avons $v_g = r \cdot \omega = \frac{r \cdot N \cdot \pi}{30} \left(\frac{m}{s} \right)$

$$\omega = \frac{N \cdot \pi}{30} \quad \omega : \text{Vitesse angulaire de l'arbre d'entraînement}$$

N : Nombre de tours par minute

$$\Rightarrow v_r = v_g \cdot \operatorname{tg}\beta = \omega \cdot r \left(\frac{3 \cdot L}{4 \cdot r \cdot \pi} \right) = \frac{3 \cdot L \cdot \omega}{4 \cdot \pi}$$

$$v_r = \frac{N \cdot L}{40} \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$v_a = v_g \cdot \operatorname{tg}\beta' = \frac{3 \cdot L \cdot \omega}{2 \cdot \pi}$$

$$v_a = \frac{N \cdot L}{20} \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$\delta = \operatorname{arctg} \frac{v_r}{v_g} \quad \text{et} \quad \delta' = \operatorname{arctg} \frac{v_a}{v_g}$$

δ : L'angle que fait le galet avec la normal au profil de la came phase de refoulement

δ' : L'angle que fait le galet avec la normal au profil de la came phase d'aspiration

Exemple : Pour notre pompe que nous avons réalisé (Figure 55)

$r = 57.5 \text{ mm}$: Rayon moyen du tambour

$L = 0,1 \text{ m}$

$N = 30 \text{ tr/min}$

Nous avons $v_g = 0,18 \text{ m/s}$

$v_r = 0,075 \text{ m/s}$

$v_a = 0,15 \text{ m/s}$

Or $\delta = \operatorname{arctg} \frac{v_g}{v_r} \Rightarrow \delta = \operatorname{arctg} 2,4 = 67,38^\circ$

$$\delta' = \operatorname{arctg} \frac{v_g}{v_a} \Rightarrow \delta' = \operatorname{arctg} 1,2 = 50,19^\circ$$

Remarque : Pour éviter les mouvements latéraux indésirables des parties mobiles, le piston est soutenu par la chemise.

IV.8.3. TRANSMISSION PAR FLUIDE

Des problèmes techniques sont constatés lors des essais de fixation de la pompe dans le forage. Pour éviter ces obstacles nous avons conçu une pompe actionnée par transmission hydraulique répondant aux exigences suivantes :

- Emplacement de l'éolienne indépendamment du forage;
- Axe du rotor mieux équilibré.
- La pompe ne se trouve plus juste au dessous de l'éolienne;
- Meilleure adaptation aux forages profonds, (dispense d'une tringlerie trop lourde)

Pour ce nous avons imaginé trois dispositifs de transmission convenant à la pompe à membrane décrite précédemment.

Le principe de cette technique repose sur la transmission de la puissance par fluide sous pression entre un vérin récepteur à double effet alimenté par une pompe de commande (vérin émetteur) comme indiqué sur la figure 38.

La pompe de commande est entraînée par le rotor de l'éolienne.

IV.8.3.1. Etude cinématique de la transmission mécanique

L'entraînement du vérin émetteur est assuré par un système de transmission mécanique entre l'arbre moteur et la tige du vérin émetteur. Ce dispositif est constitué d'une pièce excentrique logée dans un cadre solidaire du coulisseau (Figure 35).

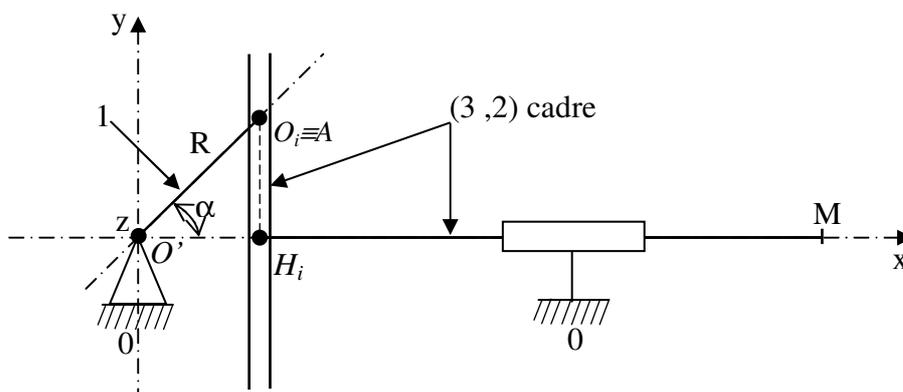


Figure 35 : Dispositif de transmission

1 : came excentrique

2 : bielle

3 : coulisseau

La relation espace temps du coulisseau

Pour cette application, la bielle 2 et le coulisseau 3 forment un seul élément en liaison par glissement. Etudions le mouvement d'un point M de cet élément, nommé cadre (bâti).

Soit le repère $R(O', \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ lié au bâti 0, défini ainsi :

O' est le centre de la liaison pivot 1/0 d'axe (O', \vec{z}) ;

L'axe (O', \vec{x}) est celui de la liaison glissière {2, 3}/0;

Le plan (O', \vec{x}, \vec{y}) contient les points O' , A et M.

Soit A le point de contact entre la came excentrique et le coulisseau (Figure 35).

Pendant le fonctionnement, le glissement relatif 1/ 3 en B et C a lieu suivant une amplitude égale à deux fois l'excentricité.

Le mouvement du point M est identique à celui du point H_i , projection orthogonale de O_i sur l'axe (O', \vec{x}) .

A chaque instant, la position du point M appartenant au coulisseau est définie par son abscisse x_t tel que :

$$x_t = R \cos \omega t$$

Expression de la vitesse

La vitesse linéaire de l'élément {2, 3} est

$$v = dx_t / dt = - R \omega \sin \omega t$$

Expression de l'accélération

L'accélération linéaire est :

$$\gamma = d^2x_t / dt^2 = dv / dt = -R \omega^2 \cos \omega t \Rightarrow \gamma = - \omega^2 x_t$$

Cette équation différentielle est typique d'un mouvement vibratoire simple. Les graphes des espaces, vitesse et accélération du point M en fonction du temps sont donnés théoriquement par la figure 36.

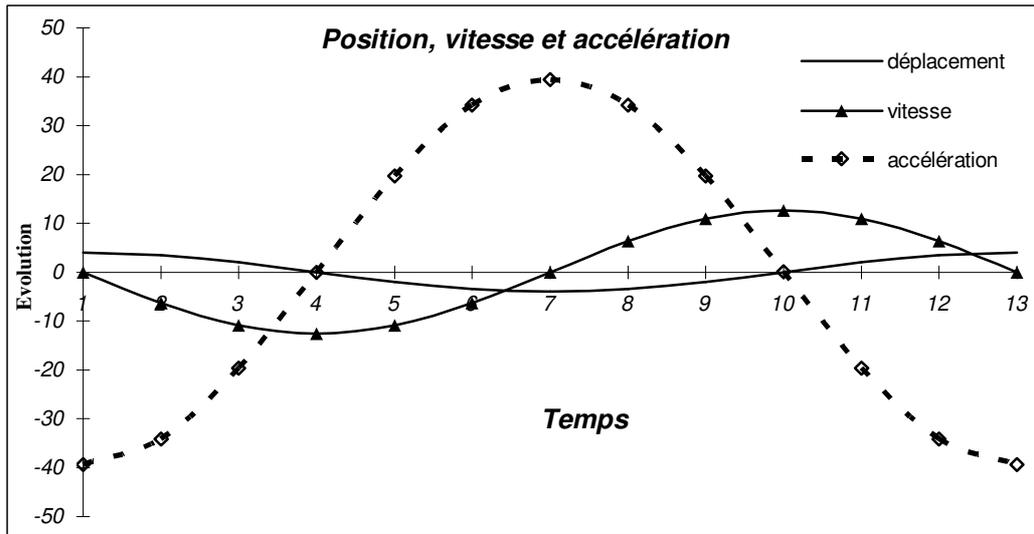


Figure 36 : Variation de la position, de la vitesse et de l'accélération du piston

Le calcul des dimensions de la came graphiquement (Figure 37) est réalisé à partir de la courbe de déplacement (Figure 36) c'est ce qui nous permet de déterminer la course.

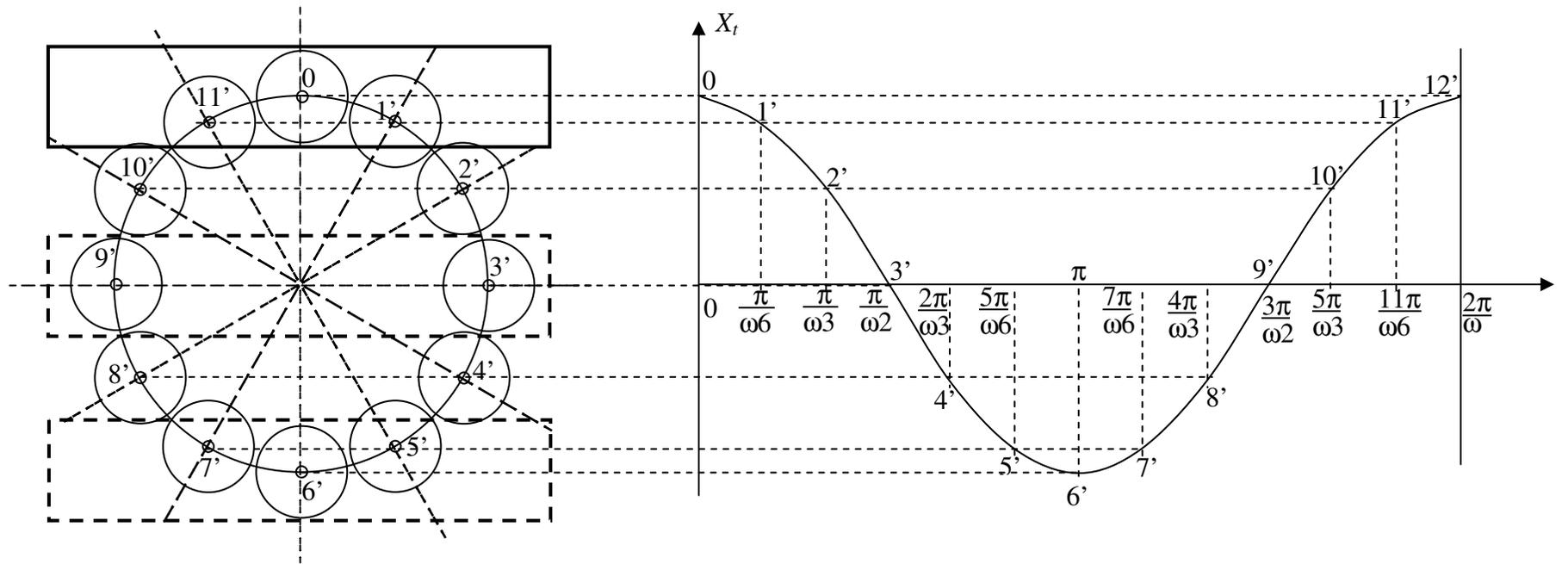


Figure 37: Détermination graphique des dimensions de la came à galet.

IV.8.3.2. Choix du type de circuit de transmission

Dans les installations hydrauliques ou pneumatiques nous utilisons principalement deux types de circuits de transmission. La réalisation du circuit peut se faire avec circuit ouvert ou avec circuit fermé.

La figure 38 représente le schéma de principe d'un système de transmission hydraulique actionnant une pompe à piston destinée au pompage d'eau.

Deux parties sont distinctes:

Le corps de la pompe d'eau.

Le système de transmission

- Le corps de la pompe est constitué d'un piston fixé avec la tige du vérin et d'une membrane assurant l'étanchéité entre le piston et le cylindre de la pompe. Le vérin forme avec la pompe un réducteur de pression, le rapport de réduction est déterminé suivant le théorème de Pascal où le rapport de réduction de pression est donné par :

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{S_2}{S_1}$$

- Le système de transmission est constitué de :
 - La pompe de commande ou émetteur, les plus adaptées à ce cas, sont les pompes volumétriques rotatives
 - Distributeur à 4 voies et 2 positions
 - Vérin récepteur, à double effet
 - Conduites de transport de fluide.

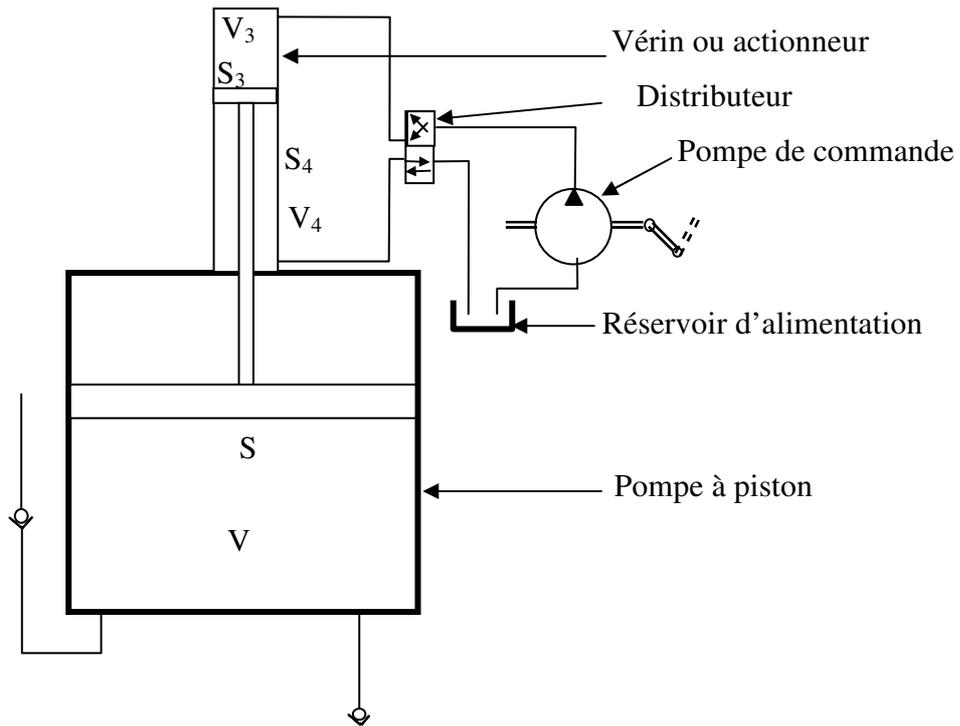


Figure 38 : Principe de la pompe de base

IV.8.3.3. Circuit de transmission à double effet

Un deuxième dispositif a été conçu, où le circuit de transmission précédant est simplifié par la suppression du distributeur. L'utilisation d'une pompe à piston à double effet en tant qu'émetteur de fluide sous pression. Chaque chambre de l'émetteur est raccordée avec la chambre correspondante du vérin récepteur par une conduite de transmission, obtenant ainsi deux capacités fermées. Les chambres sans tige de l'émetteur et du récepteur sont raccordées entre elles pour former le circuit (I), et les chambres avec tige de l'émetteur et récepteur sont raccordées entre elles pour former le circuit (II), et ce comme illustré par la figure 39.

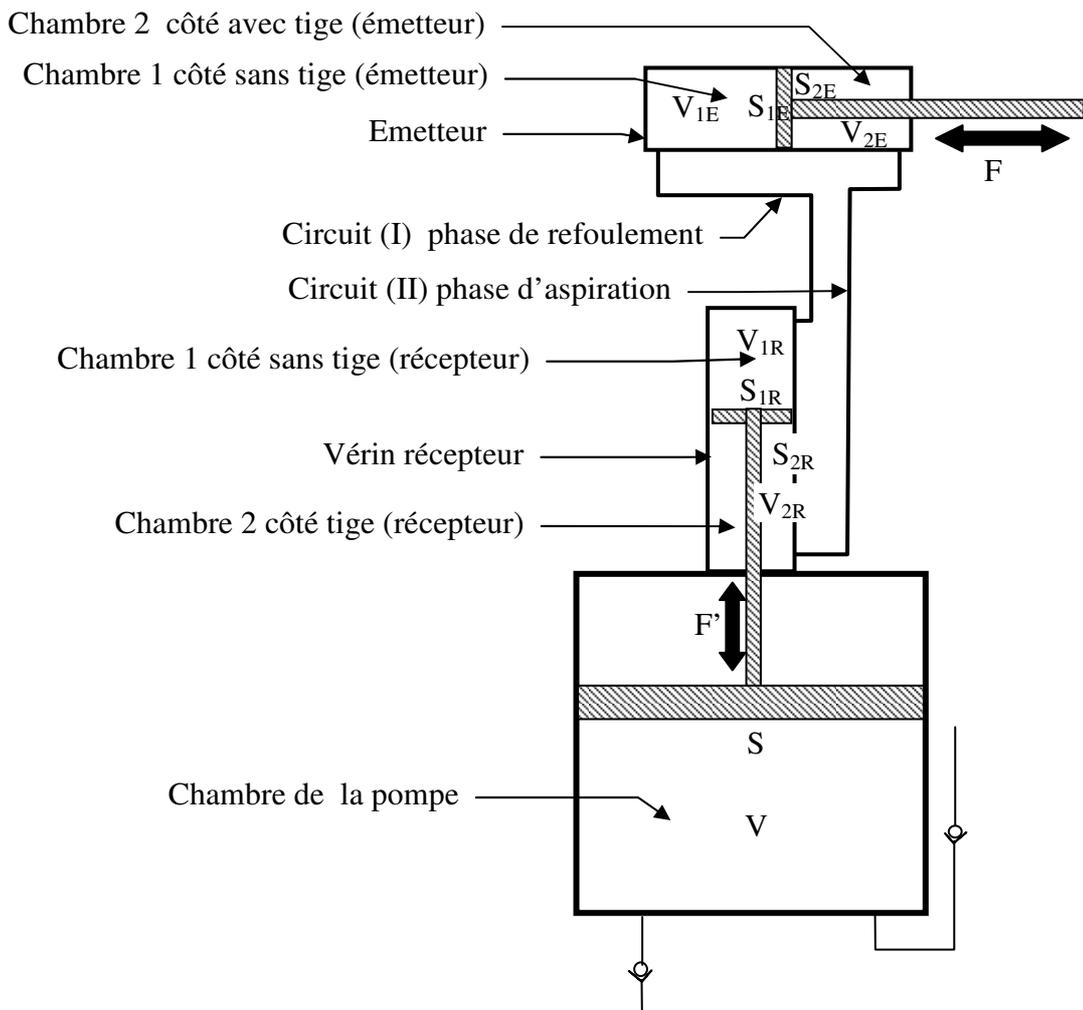


Figure 39: Principe de la pompe après modification

IV.8.3.4. Circuit de transmission par fluide à simple effet

Un troisième dispositif a été réalisé, il est schématisé sur la figure 40, il se base sur le pouvoir d'aspiration et de refoulement alterné du fluide de transmission par les pompes à piston (simple effet).

S'inspirant de ce principe de base nous avons conçu une pompe, constituée d'un ballon (boudruche) qui remplace le piston et le vérin récepteur (Figure 63).

Le refoulement et l'aspiration successifs de l'eau par la pompe a lieu par effet de remplissage et de vidange consécutifs du ballon.

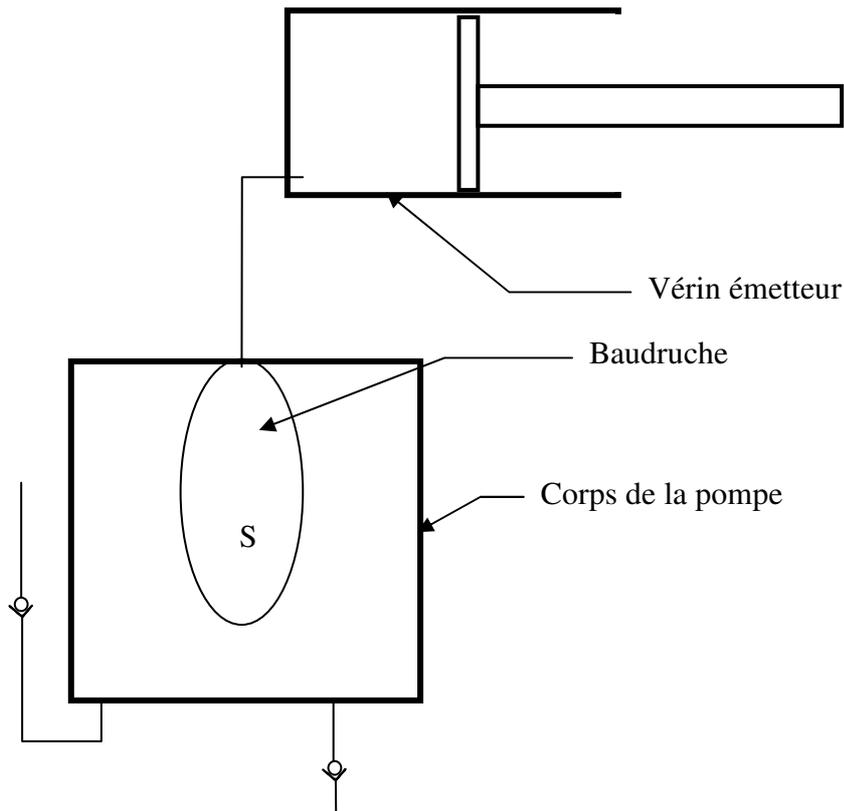


Figure 40 : Principe de la pompe à simple effet

IV.8.4. CHOIX DU FLUIDE DE TRANSMISSION

Le fonctionnement de chaque circuit mentionné sur les figures 39 et 40 est différent suivant la transmission choisie : hydrostatique ou pneumatique.

Pour étudier cette différence, nous avons opté pour l'utilisation d'une huile standard pour la transmission hydrostatique et l'air ambiant pour une transmission pneumatique.

IV.8.4.1. Transmission hydrostatique par le circuit à double effet

Le fluide utilisé est très peu compressible, c'est l'huile standard, employée par les vérins industriels W10, la figure 41 représente l'évolution théorique de la pression de cette huile occupant la chambre de l'émetteur lorsque le volume V de celle-ci change.

La figure 42 schématise l'installation du dispositif de pompage.

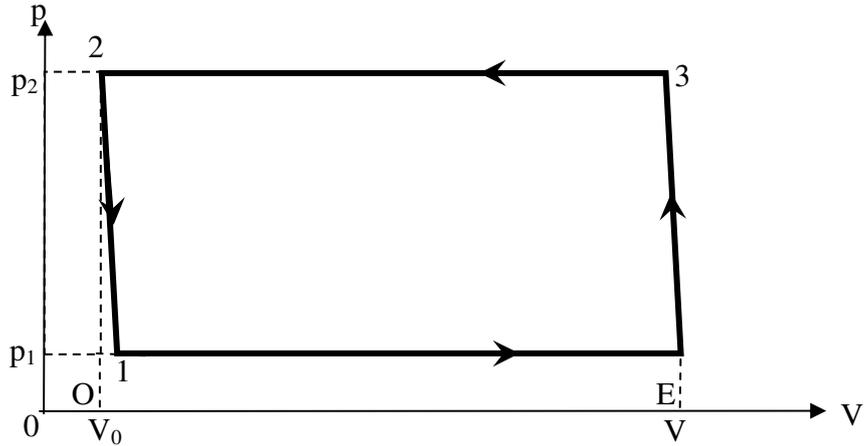


Figure 41 : Diagramme pV de l'émetteur pour une transmission hydrostatique

a. Rapport volumétrique

Le calcul du rapport volumétrique entre l'émetteur et le récepteur est nécessaire et important pour déterminer les relations dimensionnelles.

$V_{1E} = S_{1E} \cdot L_E$ Volume de la chambre de l'émetteur coté sans tige.

$V_{1R} = S_{1R} \cdot L_R$ Volume de la chambre du vérin récepteur coté sans tige.

Nous avons la chambre 1 de l'émetteur connectée à la chambre 1 du récepteur par l'intermédiaire de la conduite de transmission (I).

L'émetteur transmet le même volume vers le récepteur

$$V_{1E} = V_{1R}; \Rightarrow S_{1E} \cdot L_E = S_{1R} \cdot L_R \dots \dots \dots (1)$$

Le volume de la chambre 2 coté tige de l'émetteur V_{2E} :

$V_{2E} = S_{2E} \cdot L_E$ avec $S_{2E} = S_{1E} - S_{TE}$ (S_{TE} = section de la tige de l'émetteur)

Le volume de la chambre 2 coté tige du récepteur V_{2R} :

$V_{2R} = S_{2R} \cdot L_R$ avec $S_{2R} = S_{1R} - S_{TR}$ (S_{TR} = section de la tige du récepteur)

$V_{2E} = V_{2R}; \Rightarrow L_E \cdot (S_{1E} - S_{TE}) = L_R (S_{1R} - S_{TR}) \dots \dots \dots (2)$

$$\begin{aligned} (1)/(2) &\Rightarrow S_{1R} \cdot (S_{1E} - S_{TE}) = S_{1E} (S_{1R} - S_{TR}) \\ &\Rightarrow S_{1R} \cdot S_{1E} - S_{1R} \cdot S_{TE} = S_{1E} \cdot S_{1R} - S_{1E} \cdot S_{TR} \\ &\Rightarrow S_{1R} \cdot S_{TE} = S_{1E} \cdot S_{TR} \\ &\Rightarrow \frac{S_{1E}}{S_{1R}} = \frac{S_{TE}}{S_{TR}} \end{aligned}$$

Cette dernière relation est la condition à remplir, pour avoir un bon fonctionnement de non blocage ou destruction des conduites du système.

b. Débit théorique de la transmission hydrostatique à double effet

Le débit théorique Q_t s'écrit :

$$Q_t = v_R \cdot S_P \quad \text{avec} \quad v_R : \text{vitesse du piston du récepteur.}$$

$$S_P : \text{surface du piston de la pompe}$$

$$Q_E = Q_R$$

$$\Rightarrow v_R = v_E \cdot S_{1E}/S_{1R} \quad \text{avec} \quad v_E : \text{vitesse du piston de l'émetteur}$$

$$\Rightarrow v_R = v_E \cdot D_E/D_R \quad \text{avec} \quad D_E \text{ et } D_R \text{ représentant respectivement les diamètres de}$$

$$\text{l'émetteur et du récepteur}$$

Nous avons $v_E = - R \omega \sin \omega t$

$$\Rightarrow Q_t = - R \omega \cdot S_p \cdot \frac{D_E}{D_R} \cdot \sin \omega t$$

c. Equations de transmission appliquée au circuit à double effet

Le système de transmission véhicule l'énergie de la force du rotor vers la pompe de deux manières.

*** Phase de refoulement**

La surface S_{1E} du piston de l'émetteur exerce sur le fluide occupant la chambre 1, une pression p_a , avec une vitesse v_E et génère un débit Q_1 . Ce dernier est véhiculé à travers le circuit (I) vers la chambre 1 du récepteur.

Le fluide transmis pénètre dans la chambre 1 du récepteur, avec le même débit Q_1 , sous une pression p_b et pousse la surface S_{1R} du piston du récepteur avec une vitesse v_R . Une force F' est induite sur la sortie de la tige du récepteur.

$$F' = p_b \cdot S_{1R} \eta_C \quad \text{où} \quad \eta_C \text{ est le rendement du récepteur.}$$

L'application du théorème de Bernoulli entre les deux chambres 1 de l'émetteur et de récepteur nous donne :

$$\frac{p_a}{\rho_h \cdot g} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} + Z_1 = \frac{p_b}{\rho_h \cdot g} + \frac{v_R^2}{2g} + Z_2 + \Delta H_I$$

$$\text{donc} \quad \frac{p_b}{\rho_{ha} \cdot g} = \frac{p_a}{\rho_h \cdot g} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} - \frac{v_R^2}{2 \cdot g} + Z_1 - Z_2 - \Delta H_I \quad \dots \dots \dots (3)$$

ΔH_I : les pertes de charge dans le circuit (I)

La sortie de la tige du récepteur actionne le piston de la pompe, afin de refouler le contenu et en même temps chasse le contenu de la chambre 2 du récepteur vers la chambre 2 de l'émetteur avec un débit Q_2 à travers le circuit (II).

$$p_b \cdot S_{1R} \cdot \eta_C = p_p \cdot S_p + p_c \cdot S_{2R}$$

Avec p_p : Pression de l'eau dans la chambre de la pompe

S_p : Surface du piston

p_c : Pression du fluide de transmission dans la chambre 3

S_{2R} : Surface du piston du récepteur côté tige.

Appliquons le théorème de Bernoulli entre les chambres 2 de l'émetteur et de récepteur pour déterminer p_c

$$\begin{aligned} \frac{p_c}{\rho_h \cdot g} + \frac{v_R^2}{2 \cdot g} + Z_3 &= \frac{p_d}{\rho_h \cdot g} + \frac{v_E^2}{2g} + Z_4 + \Delta H_{II} \\ \Rightarrow \frac{p_c}{\rho_h \cdot g} &= \frac{p_d}{\rho_h \cdot g} - \frac{v_R^2}{2 \cdot g} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} + Z_4 - Z_3 + \Delta H_{II} \quad \dots\dots\dots (4) \end{aligned}$$

ΔH_{II} : les pertes de charge dans le circuit (II)

$$p_b \cdot S_{1R} \cdot \eta_C = p_p \cdot S_p + p_c \cdot S_{2R} \dots\dots\dots (5)$$

Divisant équation (5) sur $(\rho_h \cdot g)$

$$\frac{p_b}{\rho_h \cdot g} \cdot S_{1R} \cdot \eta_C = \frac{p_p}{\rho_h \cdot g} \cdot S_p + \frac{p_c}{\rho_h \cdot g} \cdot S_{2R} \dots\dots\dots (6)$$

Nous remplaçons les relations (3) et (4) dans (6)

$$\left(\frac{p_a}{\rho_h \cdot g} + \frac{v_E^2}{2g} - \frac{v_R^2}{2g} + Z_1 - Z_2 + \Delta H_I \right) S_{1R} \cdot \eta_C = \frac{p_p}{\rho_h \cdot g} \cdot S_p + \left(\frac{p_d}{\rho_h \cdot g} + \frac{v_E^2}{2g} - \frac{v_R^2}{2g} + Z_4 - Z_3 + \Delta H_{II} \right) S_{2R}$$

$$\text{Nous avons } Q_1 = v_E \cdot S_{1E} = v_R \cdot S_{1R} \Rightarrow v_R = \frac{v_E \cdot S_{1E}}{S_{1R}}$$

$$\text{et } Q_2 = v_R \cdot S_{2R} = v_E \cdot S_{2E} \Rightarrow v_R = \frac{v_E \cdot S_{2E}}{S_{2R}}$$

$$Z_1 = Z_4$$

$$\left(\frac{p_a}{\rho_h \cdot g} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} - \frac{v_E^2 \cdot S_{1E}^2}{2 \cdot g \cdot S_{1R}^2} + Z_1 - Z_2 + \Delta H_I \right) S_{1R} \cdot \eta = \frac{p_p}{\rho_h \cdot g} \cdot S_p + \left(\frac{p_d}{\rho_h \cdot g} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} - \frac{v_E^2 \cdot S_{1E}^2}{2 \cdot g \cdot S_{1R}^2} + Z_1 - Z_3 + \Delta H_{II} \right) S_{2R}$$

$$\left(\frac{p_a}{\rho_h \cdot g} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} \left(1 - \frac{S_{1E}^2}{S_{1R}^2} \right) + Z_1 - Z_2 + \Delta H_I \right) S_{1R} \cdot \eta = \frac{p_p}{\rho_h \cdot g} \cdot S_p + \left(\frac{p_d}{\rho_h \cdot g} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} \left(1 - \frac{S_{1E}^2}{S_{1R}^2} \right) + Z_1 - Z_3 + \Delta H_{II} \right) S_{2R}$$

Nous prenons $Z_1 - Z_2 = H_x$ et $Z_1 - Z_3 = H_y$

$$\frac{P_a}{\rho_h \cdot g} S_{1R} \cdot \eta + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} \left(1 - \frac{S_{1E}^2}{S_{1R}^2} \right) S_{1R} \cdot \eta + (H_x + \Delta H_I) S_{1R} \cdot \eta = \frac{P_p}{\rho_h \cdot g} S_p + \frac{P_d}{\rho_h \cdot g} S_{2R} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} \left(1 - \frac{S_{1E}^2}{S_{1R}^2} \right) S_{2R} + H_y S_{2R} + \Delta H_{II} S_{2R}$$

$$\frac{P_a}{\rho_h \cdot g} S_{1R} \cdot \eta - \frac{P_p}{\rho_h \cdot g} S_p - \frac{P_d}{\rho_h \cdot g} S_{2R} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} \left(1 - \frac{S_{1E}^2}{S_{1R}^2} \right) (S_{1R} \cdot \eta - S_{2R}) + (H_x + \Delta H_I) S_{1R} \cdot \eta - H_y S_{2R} - \Delta H_{II} S_{2R} = 0$$

$$\frac{P_p}{\rho_h \cdot g} S_p = \frac{P_a}{\rho_h \cdot g} S_{1R} \cdot \eta - \frac{P_d}{\rho_h \cdot g} S_{2R} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} \left(1 - \frac{S_{1E}^2}{S_{1R}^2} \right) (S_{1R} \cdot \eta - S_{2R}) + (H_x + \Delta H_I) S_{1R} \cdot \eta - H_y S_{2R} - \Delta H_{II} S_{2R}$$

*** Phase d'aspiration**

La phase de retour du piston de l'émetteur ayant une vitesse V_E , transmet une pression p'_d au fluide de circuit (II), ce dernier transporte cette énergie sous forme de débit Q_2 vers le récepteur, et agit sur la surface S_{2R} de son piston avec une pression p'_c et une vitesse v_R .

L'application de la pression p'_c sur la surface S_{2R} , engendre une force F'_A provoquant la rétraction de la tige du récepteur.

$$F'_A = p'_c \cdot S_{2R} \eta$$

L'entrée de la tige du récepteur actionne le piston de la pompe afin d'aspirer l'eau; dans le même temps, elle remet le fluide de transmission du circuit (I) vers la chambre 1 de l'émetteur.

$$F'_A = p'_c \cdot S_{2R} \eta = p'_p \cdot S_p + p'_b \cdot S_{1R} \dots \dots \dots (7)$$

L'application du théorème de Bernoulli entre les chambres 2E et 2R permet de déterminer la pression p'_c , et entre les chambres 1R et 1E pour déterminer la pression p'_b .

Le remplacement des valeurs des pressions p'_c et p'_b de l'équation (7), nous donne :

$$p'_p \cdot S_p = p'_a \cdot S_{2R} \cdot \eta - p'_d \cdot S_{2R} \cdot \eta + \frac{\rho_h \cdot v_E^2}{2} \left(1 - \left(\frac{S_{1E}}{S_{1R}} \right)^2 \right) (S_{1R} - S_{2R} \cdot \eta) + \rho_h \cdot g (H_x \cdot S_{1R} - H_y \cdot S_{2R} \cdot \eta) + \rho_h \cdot g (S_{2R} \cdot \Delta H_I - S_{2R} \cdot \eta \cdot S_{2R} \Delta H_{II})$$

Cette équation détermine, la charge sur la pompe en fonction des paramètres du circuit de transmission.

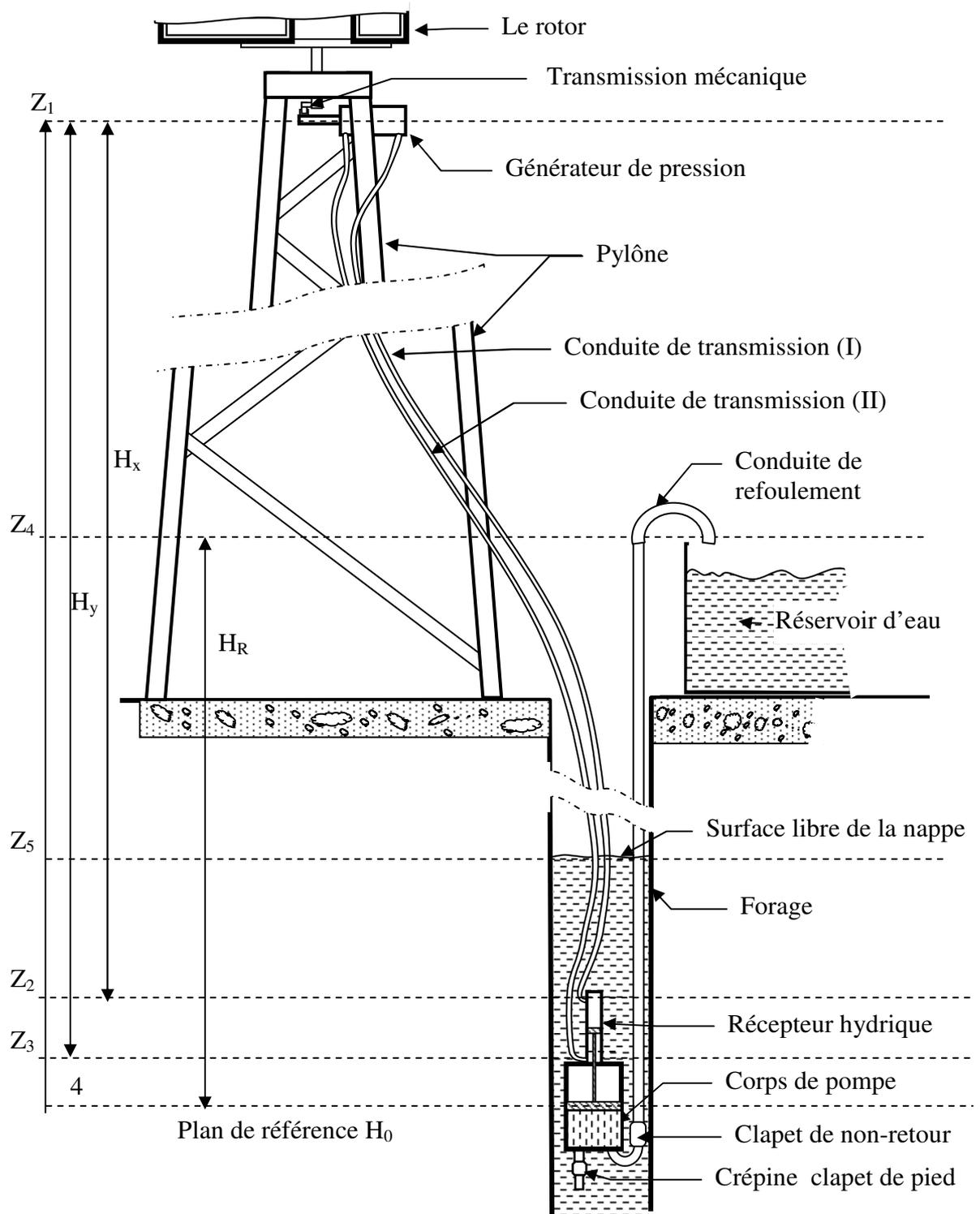


Figure 42 : Représentation générale du dispositif de pompage entraîné par éolienne

IV.8.4.2. Transmission pneumatique par le circuit à double effet

A) Calcul volumique

Le circuit de transmission schématisé sur la figure 39, constitue une boucle fermée, séparée par les pistons de l'émetteur et du récepteur. Nous désignons par le circuit (I) le volume qui enveloppe les chambres 1 et la conduite qui les raccorde et par le circuit (II) le volume qui enveloppe les chambres 2 et la conduite les raccordant.

La variation du volume de ces circuits est le résultat du déplacement du piston de l'émetteur. La figure 43 représente la position du piston de l'émetteur par rapport à la position du piston de la pompe. Elle donne aussi la variation des volumes des circuits par rapport à la position des pistons et par rapport aux phases de transmission.

- ***Evolution du volume du circuit (I),***

Ce circuit actionne la pompe durant la phase de refoulement.

Position PMH

$$\text{Volume d'air détendu} : V_{1D} = V_{1E} + V_{01E} + V_{C1} + V_{01R}$$

Position PMB

$$\text{Volume d'air comprimé} : V_{1C} = V_{01E} + V_{C1} + V_{01R} + V_{1R}$$

Avec V_{1E} : Volume de la chambre sans tige coté émetteur

V_{C1} : Volume de la conduite de transmission du circuit (I)

V_{01E} : Volume mort de la chambre sans tige coté émetteur

V_{01R} : Volume mort de la chambre sans tige coté récepteur

V_{1R} : Volume de la chambre sans tige coté récepteur.

- ***Evolution du volume du circuit (II),***

Ce circuit actionne la pompe durant la phase d'aspiration.

Position PMB

$$\text{Volume d'air détendu} : V_{2D} = V_{02E} + V_{C2} + V_{02R} + V_{2R}$$

Position PMH

$$\text{Volume d'air comprimé} : V_{2C} = V_{2E} + V_{02E} + V_{C2} + V_{01R}$$

Avec V_{02E} : volume mort de la chambre avec tige coté émetteur

V_{C2} : volume de la conduite de transmission du circuit (II)

V_{2E} : volume de la chambre avec tige coté émetteur

V_{2R} : volume de la chambre avec tige coté récepteur

V_{02R} : volume mort de la chambre avec tige coté récepteur

s_E : Section de la tige

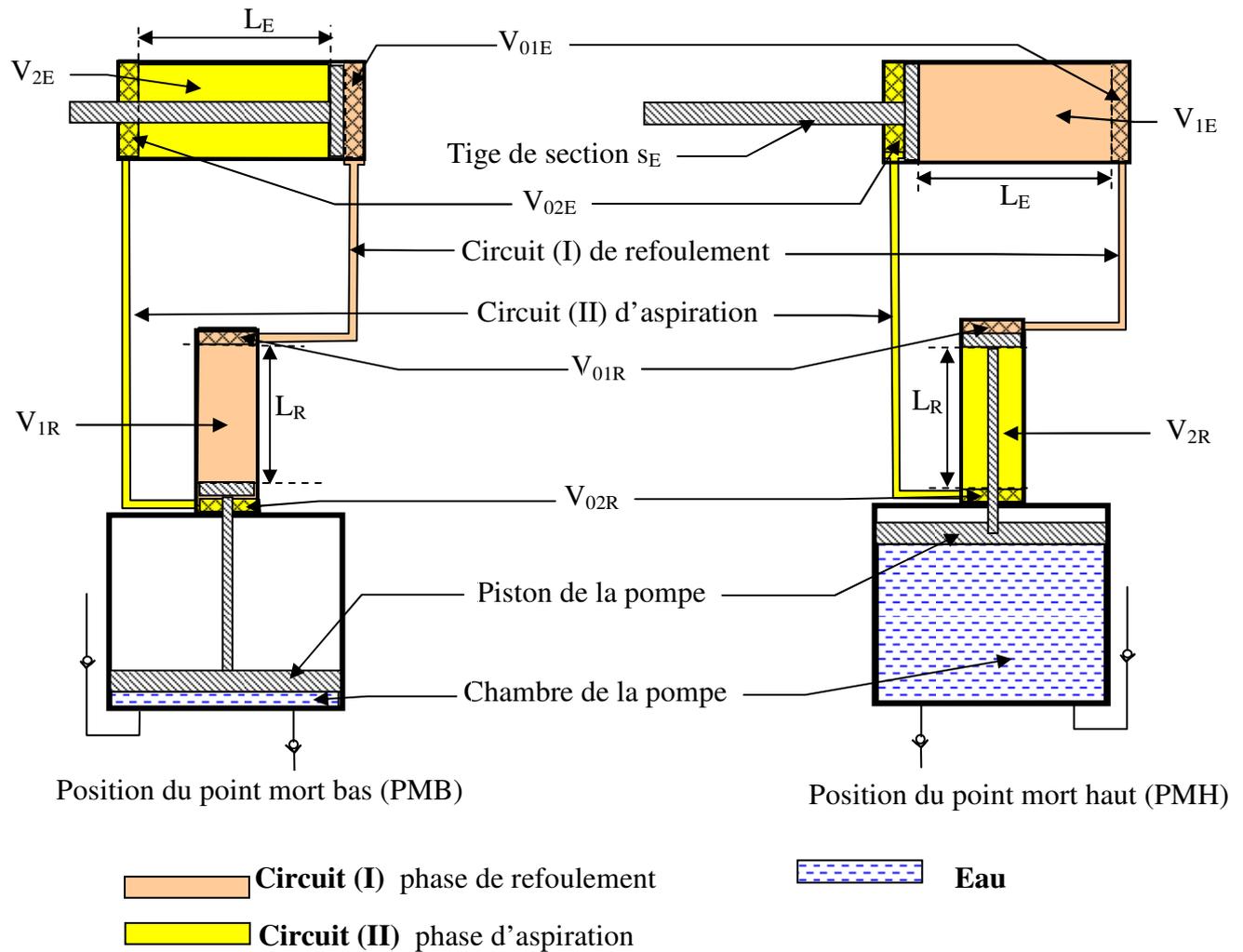


Figure 43 : Détermination des volumes du circuit de transmission

B) Dynamique du système de transmission pneumatique

Le fluide utilisé est l'air ambiant, très compressible, la figure 44 représente l'évolution théorique de la pression p_i dans les chambres de l'émetteur en fonction du déplacement du piston x_i .

L'émetteur joue le rôle d'un compresseur à double effet, admettons que le déplacement du piston dans le cylindre fait varier le volume du circuit (I) depuis V_{1D} jusqu'à V_{1C} et au même temps le volume du circuit (II) depuis V_{2D} jusqu'à V_{2C} en fin de chaque course il ne reste que les volumes morts (volumes résiduels).

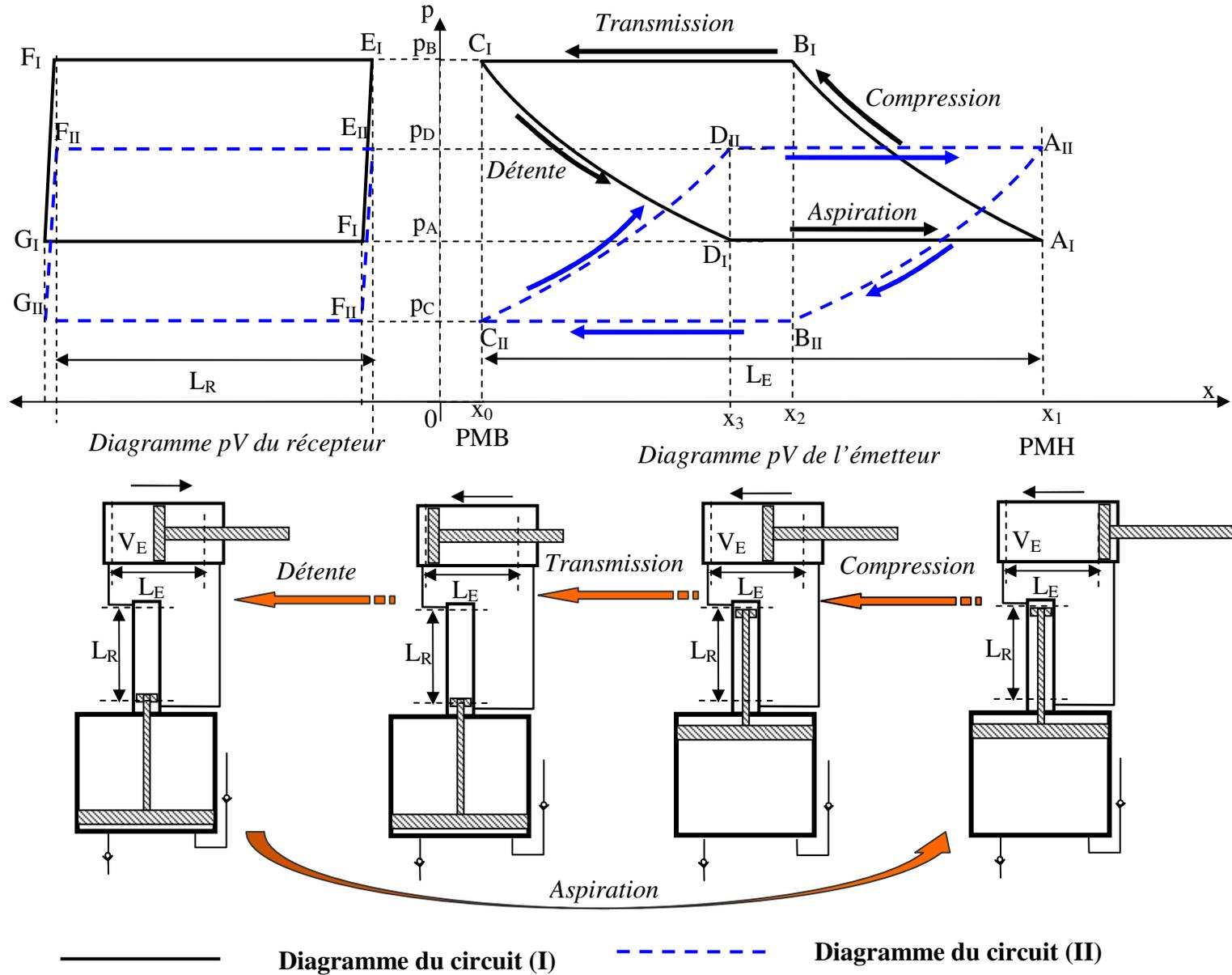


Figure 44 : Diagramme pV de l'émetteur et récepteur pour transmission pneumatique

Du diagramme pression - course des deux chambres de l'émetteur, (Figure 44), nous observons la variation de la pression en différents points de la course d'aller et de retour du piston. Notons que la force extérieure agissant sur le piston constitue l'effort moteur équilibrant l'effort résistant.

Au départ, le système est à la position PMH, (Figure 44) représenté par l'extraction de la tige de l'émetteur au maximum et la rétraction totale de celle du récepteur. L'air du circuit (I) étant détendue à son volume maximum V_{1D} à la pression p_A et celui du circuit (II) étant comprimé à son volume minimale V_{2C} à la pression p_C .

Phase aller (A_1B_1)

Le piston de l'émetteur se rapproche du fond du cylindre, l'air du circuit (I) subi une compression selon la courbe A_1B_1 , (Figure 44) la pression augmente de p_A à p_B et son volume diminue de V_{1D} à V_{1C} . Au même temps l'air du circuit (II) se détend, sa pression décroît de p_D à p_C et son volume augmente V_{2C} jusqu'à V_{2D} suivant la courbe $A_{II}B_{II}$.

Nous supposons que le travail est effectué dans des conditions isothermes.

De l'équation $p.V = n.R.T$ nous déduisons :

$$p_{\text{minimale}} \cdot V_{\text{maximal}} = p_{\text{maximale}} \cdot V_{\text{minimal}}$$

Quand en B_1 la pression p_B est atteinte le volume du circuit (I) est V_{1C} et lorsqu'en B_{II} la pression p_C est atteinte, le volume du circuit (II) est V_{2D} .

Nous avons sur le circuit (I) :

$$p_A \cdot V_{1D} = p_B \cdot V_{1C} \quad \Rightarrow \quad p_B = \frac{p_A \cdot V_{1D}}{V_{1C}}$$

Nous avons $V_{1D} = V_{1E} + V_{01E} + V_{CI} + V_{01R}$ et $V_{1C} = V_{01E} + V_{CI} + V_{01R} + V_{1R}$

$$\Rightarrow \quad p_B = \frac{p_A \cdot (V_{1E} + V_{01E} + V_{CI} + V_{01R})}{(V_{01E} + V_{CI} + V_{01R} + V_{1R})}$$

Posons V_{01} le volume mort totale du circuit (I); constant pour un circuit donné.

$$V_{0A} = V_{01E} + V_{CI} + V_{01R} \quad \Rightarrow \quad p_B = \frac{p_A \cdot (V_{1E} + V_{01})}{(V_{1R} + V_{01})}$$

Sur le circuit (II):

$$p_D \cdot V_{2D} = p_C \cdot V_{2C} \quad \Rightarrow \quad p_C = \frac{p_D \cdot V_{2D}}{V_{2C}}$$

Nous avons $V_{2C} = V_{02E} + V_{CII} + V_{02R} + V_{2R}$ et $V_{2D} = V_{2E} + V_{02E} + V_{CII} + V_{02R}$

$$\Rightarrow \quad p_C = \frac{p_D \cdot (V_{2E} + V_{02E} + V_{CI} + V_{2R})}{(V_{02E} + V_{CII} + V_{02R} + V_{2R})}$$

Posons V_{02} le volume mort totale du circuit (II)

$$V_{02} = V_{02E} + V_{CII} + V_{02R} \Rightarrow p_C = \frac{p_D \cdot (V_{2E} + V_{02})}{(V_{2R} + V_{02})}$$

Transmission (B_iC_i).

La pression p_B étant atteinte, le piston de l'émetteur continue sa course en chassant l'air comprimé à la pression constante p_B , vers la chambre 1 de récepteur à travers la conduite du circuit (I) jusqu'à ce que le volume de l'émetteur soit réduit à V_{01E} .

Sous l'effet de cet air comprimé le piston du récepteur est repoussé de la position PMH à la position PMB, en entraînant la pompe sur sa phase de refoulement. Pendant ce temps, l'air du circuit (II) pénètre dans la chambre 2 de l'émetteur à la pression p_D .

Le refoulement et l'aspiration produits dans l'émetteur sont représentés respectivement sur le diagramme par l'horizontale $B_I C_I$ et $B_{II} C_{II}$.

Phase retour (C_iD_i).

La chambre 1 de l'émetteur ayant, pour un volume V_{01E} , atteint son point mort voit le piston commencer sa course de retour. Comme nous avons un volume résiduel V_{01} dans le circuit (I), la pression au sein de ce volume diminue progressivement de la valeur p_B à la valeur p_A suivant la courbe $C_I D_I$.

Sur l'autre face du piston nous avons une compression progressive de l'air du circuit (II) de la valeur p_D jusqu'à p_C suivant la courbe $C_{II} D_{II}$.

Mais la pression p_B agit sur le piston dans le même sens que l'effort F. Elle a une action motrice et non pas résistante donc pour le travail, il faut le retrancher des deux travaux.

Aspiration (D_iA_i)

La pression p_C étant atteinte, le piston de l'émetteur continue sa course de retour en chassant l'air comprimé à la pression constante p_C vers la chambre 2 du récepteur à travers la conduite du circuit (II).

Sous l'effet de cet air comprimé le piston du récepteur est repoussé de la position PMB à la position PMH, ce qui nous donne l'aspiration de l'eau dans la pompe.

Durant cette période l'air pénètre dans la chambre 1 de l'émetteur avec une pression constante p_A , tandis que son volume augmente jusqu'à $(V_{1E} + V_{01E})$ à la position PMH, l'aspiration est représentée par les horizontales $D_I A_I$ pour circuit (I) et $D_{II} A_{II}$ pour le circuit (II).

C) Débit théorique pour la transmission pneumatique à double effet

$$Q_t = v_R \cdot S_P$$

v_R : Vitesse du piston du récepteur

S_P : Surface du piston de la pompe

Nous avons $L_R = v_R \cdot t$

Or le piston de récepteur effectue la course L_R pendant le déplacement du piston de l'émetteur de x_2 à x_0 .

$$\text{Nous avons } t = \frac{x_2 x_0}{v_E} = \frac{L_R}{v_R}$$

avec $x_2 x_0$ représentant la course du piston de l'émetteur durant la transmission

$$v_R = v_E \frac{L_R}{x_2 x_0}$$

$v_E = -R \cdot \omega \cdot \sin(\omega t)$ avec R : course du piston de l'émetteur

$$Q_t = v_R \cdot S_P = -R \cdot \omega \cdot \frac{L_R}{x_2 x_0} \cdot S_P \cdot \sin(\omega t + \varphi)$$

φ : le déphasage

La figure 45 suivante donne une appréciation de la vitesse du piston de l'émetteur et du débit d'eau de la pompe en fonction de la position angulaire de l'arbre d'entraînement.

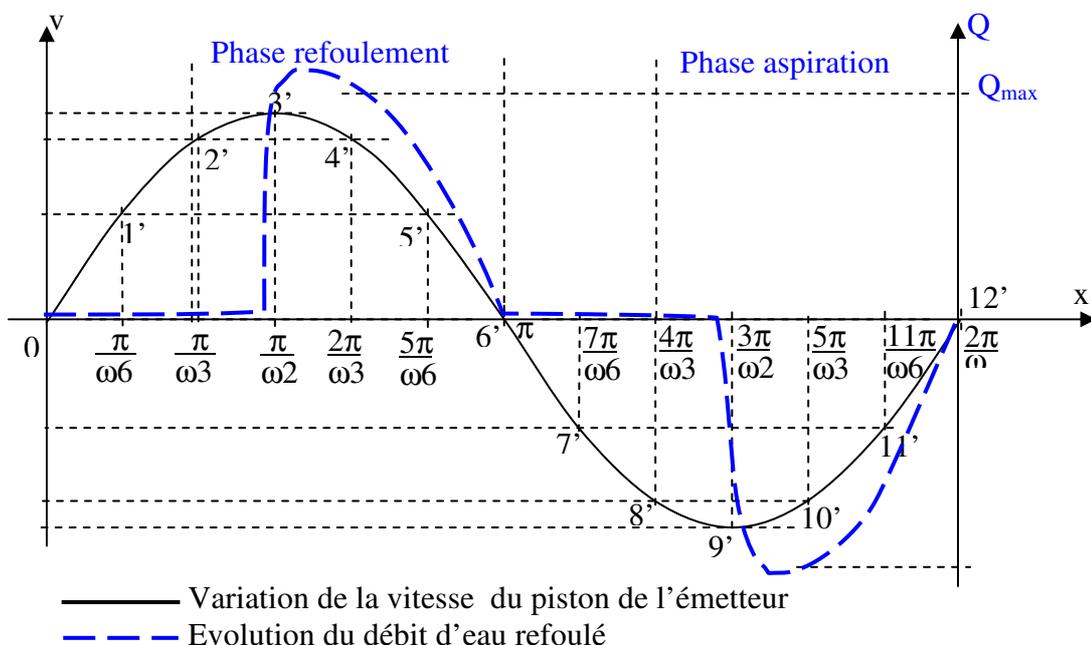


Figure 45 : Débit théorique de l'eau avec la transmission pneumatique à double effet

IV.8.4.3. Transmission hydrostatique par le circuit à simple effet

La figure 46 schématise l'installation de la pompe à boudruche dans un puits. Elle pompe l'eau à une hauteur H_D , par l'intermédiaire d'un fluide de transmission, de masse volumique $\rho_h < \rho_e$

ρ_e et ρ_h : Masses volumiques de l'eau et du fluide de transmission

Z_B : Cote des points B1, B2, B3, sur le plan de référence ; $Z_B = 0$

Z_C : Cote du plan passant par le point C sur l'axe de symétrie de l'émetteur

Z_D : Cote du point D sur la surface libre du réservoir

Z_A : Cote de charge ou du point A sur la surface libre

v_c : Vitesse du piston de l'émetteur et aussi de l'échappement de l'huile

$v_B = v_h$: Vitesse du fluide de transmission dans la pompe

$\Delta H_{B/C}$: Perte de charge dans la conduite de fluide de transmission

v_e : Vitesse de l'eau dans la pompe

$\Delta H_{A/B}$: Perte de charge à travers la crépine et le clapet de pied

S_p et S_C : Sections respectives de la pompe et de l'émetteur

Pendant la phase de refoulement de l'eau, le piston de l'émetteur (placé à une hauteur géométrique H_C) refoule le fluide de transmission vers la boudruche de la pompe à travers la conduite de transmission.

A l'intérieur de la pompe, au départ de la phase de refoulement, la boudruche se trouve rétrécie à son volume minimal et l'eau occupe la majorité du volume de la pompe.

Le remplissage progressif de la boudruche exerce sur l'eau de la pompe une pression, à ce moment le clapet de pied se ferme, et celui de non retour se débouche sur la conduite de refoulement, permettrait ainsi l'élévation de l'eau vers un réservoir.

Théoriquement, la quantité de fluide de transmission introduite dans la pompe est identique à celle qui s'en échappe.

Supposons que le plan Z_B passe par le point de jonction B1 et B2 respectivement entre la conduite de transmission et la pompe et, entre la pompe et la conduite de refoulement de l'eau.

L'équation de continuité dans la pompe nous donne :

$$Q_{\text{eau}} = Q_{\text{huile}} \Leftrightarrow v_{B1} \cdot S_{B1} = v_{B2} \cdot S_{B2} \Leftrightarrow v_{B2} = \frac{v_{B1} \cdot S_{B1}}{S_{B2}}$$

La relation exprimant les pressions dans la pompe entre les points B1 et B2 s'écrit

$$p_{B1} = p_{B2} + \Delta p_{B/B}$$

où $\Delta p_{B/B}$ représente les pertes de charge entre les deux points

$$p_{B2} = p_{B1} + \frac{\rho_h \cdot v_{B1}^2}{2} - \frac{\rho_e \cdot v_{B2}^2}{2} + \Delta p_{B1/B2} \dots \dots \dots (8)$$

La baudruche n'exerce aucune force sur l'huile, donc la pression de l'huile est égale à la pression d'eau dans la pompe. Les pressions sont pratiquement égales de part et d'autre de la paroi.

La relation régissant le fluide de transmission entre le point (C) dans l'émetteur et le point (B1) dans la pompe nous donne :

$$p_C + \frac{\rho_h \cdot v_C^2}{2} + \rho_h \cdot g \cdot Z_C = p_{B1} + \frac{\rho_h \cdot v_{B1}^2}{2} + \rho_h \cdot g \cdot Z_{B1} + \Delta p_{C/B1}$$

Nous avons $Z_C - Z_{B1} = H_C$

$$p_{B1} = p_C + \frac{\rho_h \cdot v_C^2}{2} + \rho_h \cdot g \cdot H_C - \frac{\rho_h \cdot v_{B1}^2}{2} - \Delta p_{C/B1}$$

Nous prenons le plan de référence au niveau de la pompe $Z_B = 0$

Appliquons l'expression de Bernoulli entre le point B2 à l'intérieur de la pompe et le point D au niveau de la surface libre du réservoir. elle s'écrit

$$p_{B2} + \frac{\rho_e \cdot v_{B2}^2}{2} + \rho_e \cdot g \cdot Z_{B2} = p_D + \frac{\rho_e \cdot v_D^2}{2} + \rho_e \cdot g \cdot Z_D + \Delta p_{B2/D}$$

La vitesse v_D est négligée puisque la vitesse de remplissage du réservoir est très faible .

$$Z_D - Z_{B2} = H_D \quad \Rightarrow \quad p_{B2} = p_D + \rho_e \cdot g \cdot H_D - \frac{\rho_e \cdot v_{B2}^2}{2} + \Delta p_{B2/D}$$

Remplaçons les valeurs de p_{B1} et p_{B2} dans (8) :

$$p_C + \frac{\rho_h \cdot v_C^2}{2} + \rho_h \cdot g \cdot H_C - \frac{\rho_h \cdot v_{B1}^2}{2} - \Delta p_{C/B1} = p_D + \rho_e \cdot g \cdot H_D - \frac{\rho_e \cdot v_{B2}^2}{2} + \Delta p_{B2/D} + \Delta p_{B/B}$$

Le débit d'huile transmis Q_C par l'émetteur est identique au débit d'eau Q_B de la pompe.

$$Q_C = Q_{B1} \Rightarrow v_C \cdot S_C = v_{B1} \cdot S_{B1} \Rightarrow v_{B1} = \frac{v_C \cdot S_C}{S_{B1}}$$

$$Q_C = Q_{B2} \Rightarrow v_C \cdot S_C = v_{B2} \cdot S_{B2} \Rightarrow v_{B2} = \frac{v_C \cdot S_C}{S_{B2}}$$

$$p_C + \frac{\rho_h \cdot v_C^2}{2} - \frac{\rho_h \cdot S_C^2 \cdot v_C^2}{2 \cdot S_{B1}^2} + \rho_h \cdot g \cdot H_C - \Delta p_{C/B1} - p_D - \rho_e \cdot g \cdot H_D + \frac{\rho_e \cdot v_C^2 \cdot S_C^2}{2 \cdot S_{B2}^2} - \Delta p_{B2/D} - \Delta p_{B/B} = 0$$

$$p_C - p_D + \frac{v_C^2}{2} \left(\frac{\rho_e \cdot S_C^2}{S_{B2}^2} + \rho_h - \frac{\rho_h \cdot S_C^2}{S_{B1}^2} \right) + \rho_h \cdot g \cdot H_C - \rho_e \cdot g \cdot H_D - \Delta p_{B2/D} - \Delta p_{C/B1} - \Delta p_{B/B} = 0$$

$$H_D = \frac{p_C}{\rho_e \cdot g} - \frac{p_D}{\rho_e \cdot g} + \frac{v_C^2}{2 \cdot g} \left(\frac{S_C^2}{S_{B2}^2} + \frac{\rho_h}{\rho_e} - \frac{\rho_h \cdot S_C^2}{\rho_e \cdot S_{B1}^2} \right) + \frac{\rho_h}{\rho_e} \cdot H_C - \frac{\Delta p_{B2/D}}{\rho_e \cdot g} - \frac{\Delta p_{C/B1}}{\rho_e \cdot g} - \frac{\Delta p_{B/B}}{\rho_e \cdot g}$$

Nous avons : $v_C = \frac{Q_C}{S_C}$

$$H_D = \frac{p_C}{\rho_e \cdot g} - \frac{p_D}{\rho_e \cdot g} + \frac{Q_C^2}{2 \cdot g} \left(\frac{1}{S_{B2}^2} + \frac{\rho_h}{\rho_e \cdot S_C^2} - \frac{\rho_h}{\rho_e \cdot S_{B1}^2} \right) + \frac{\rho_h}{\rho_e} \cdot H_C - \frac{\Delta p_{B2/D}}{\rho_e \cdot g} - \frac{\Delta p_{C/B1}}{\rho_e \cdot g} - \frac{\Delta p_{B/B}}{\rho_e \cdot g}$$

La phase d'aspiration d'eau a lieu lorsque le piston de l'émetteur entame sa course de retour; une dépression p_C se produit alors sur la surface de contact piston fluide de transmission. Cette dernière se propage à travers le fluide jusqu'à la boudruche où elle prend la valeur p_B .

Au départ de cette phase, le contenu de la boudruche occupe la majorité du volume interne de la pompe. La chute de la pression, à l'intérieur de la pompe par rapport à son milieu, engendre la fermeture de la soupape de refoulement et l'ouverture du clapet de pied. L'eau est alors admise dans la pompe.

Le fonctionnement du dispositif de pompage dépend de la hauteur géométrique de l'émetteur et de la hauteur de charge sur la pompe.

L'application du théorème de Bernoulli pour le fluide de transmission entre les deux points (A) dans l'émetteur et (B3) dans la pompe nous donne :

$$\frac{p_{atm}}{\rho_e \cdot g} + \frac{v_A^2}{2 \cdot g} + Z_A = \frac{p_{B3}}{\rho_e \cdot g} + \frac{v_{B3}^2}{2 \cdot g} + Z_{B3} + \Delta H_{A/B3} \dots \dots \dots (9)$$

La vitesse de l'eau au niveau de la surface libre de puits v_A est très faible vu la grandeur du diamètre du puits. Cette vitesse est négligée

Posons $Z_A - Z_{B3} = H_A$

L'équation (9) devient :

$$p_{B3} = p_{atm} + \rho_e \cdot g \cdot H_A - \frac{\rho_e \cdot v_{B3}^2}{2} - \Delta p_{A/B3}$$

Appliquons le théorème de Bernoulli pour la transmission hydraulique entre le (B1) dans la pompe et le point (C) de l'émetteur :

$$\frac{p_{B1}}{\rho_h \cdot g} + \frac{v_{B1}^2}{2 \cdot g} + Z_{B1} = \frac{p_C}{\rho_h \cdot g} + \frac{v_C^2}{2 \cdot g} + Z_C + \Delta H_{B1/C} \dots \dots \dots (10)$$

Posons $Z_C - Z_{B1} = H_C$

L'équation (10) devient :

$$p_{B1} = p_C + \frac{\rho_h \cdot v_C^2}{2} + \rho_h \cdot g \cdot H_C - \frac{\rho_h \cdot v_{B1}^2}{2} - \Delta p_{B1/C}$$

$$p_{B3} = p_{B1} + \Delta p_{B3/B1} \dots \dots \dots (11)$$

où $\Delta p_{B3/B1}$ représente les pertes de charge.

Remplaçons p_{B1} et p_{B3} dans (11) :

$$p_{atm} + \rho_e \cdot g \cdot H_A - \frac{\rho_e \cdot v_{B3}^2}{2} + \Delta p_{A/B3} = p_C + \frac{\rho_h \cdot v_C^2}{2} + \rho_h \cdot g \cdot H_C - \frac{\rho_h \cdot v_{B1}^2}{2} - \Delta p_{B1/C} + \Delta p_{B3/B1}$$

Le débit Q_B d'huile s'échappant de la pompe est identique à Q_C aspiré par l'émetteur.

$$Q_C = Q_{B1} \Rightarrow v_C \cdot S_C = v_{B1} \cdot S_{B1} \Rightarrow v_{B1} = \frac{v_C \cdot S_C}{S_{B1}}$$

$$Q_{B3} = Q_{B1} = Q_C \Rightarrow v_C \cdot S_C = v_{B3} \cdot S_{B3} \Rightarrow v_{B3} = \frac{v_C \cdot S_C}{S_{B3}}$$

Remplaçons v_{B1} et v_{B3} ; nous obtenons :

$$p_{atm} + \rho_e \cdot g \cdot H_A - \frac{\rho_e \cdot v_C^2 \cdot S_C^2}{2 \cdot S_{B3}^2} + \Delta p_{A/B3} = p_C + \frac{\rho_h \cdot v_C^2}{2} + \rho_h \cdot g \cdot H_C - \frac{\rho_h \cdot v_C^2 \cdot S_C^2}{2 \cdot S_{B1}^2} - \Delta p_{B1/C} + \Delta p_{B3/B1}$$

$$p_{atm} + \rho_e \cdot g \cdot H_A + \frac{v_C^2}{2} \left(\frac{\rho_h \cdot S_C^2}{S_{B1}^2} - \rho_h - \frac{\rho_e \cdot S_C^2}{S_{B3}^2} \right) + \Delta p_{A/B3} - p_C - \rho_h \cdot g \cdot H_C + \Delta p_{B1/C} - \Delta p_{B3/B1} = 0$$

$$p_C = p_{atm} + \rho_e \cdot g \cdot H_A + \frac{v_C^2}{2} \left(\frac{\rho_h \cdot S_C^2}{S_{B1}^2} - \rho_h - \frac{\rho_e \cdot S_C^2}{S_{B3}^2} \right) + \Delta p_{A/B3} - \rho_h \cdot g \cdot H_C + \Delta p_{B1/C} - \Delta p_{B3/B1}$$

$p_C > p_s$

p_s : Pression de saturation de la vapeur de l'huile

$$p_C = p_{atm} + \rho_e \cdot g \cdot H_A + \frac{v_C^2}{2} \left(\frac{\rho_h \cdot S_C^2}{S_{B1}^2} - \rho_h - \frac{\rho_e \cdot S_C^2}{S_{B3}^2} \right) + \Delta p_{A/B3} - \rho_h \cdot g \cdot H_C + \Delta p_{B1/C} - \Delta p_{B3/B1} > p_s$$

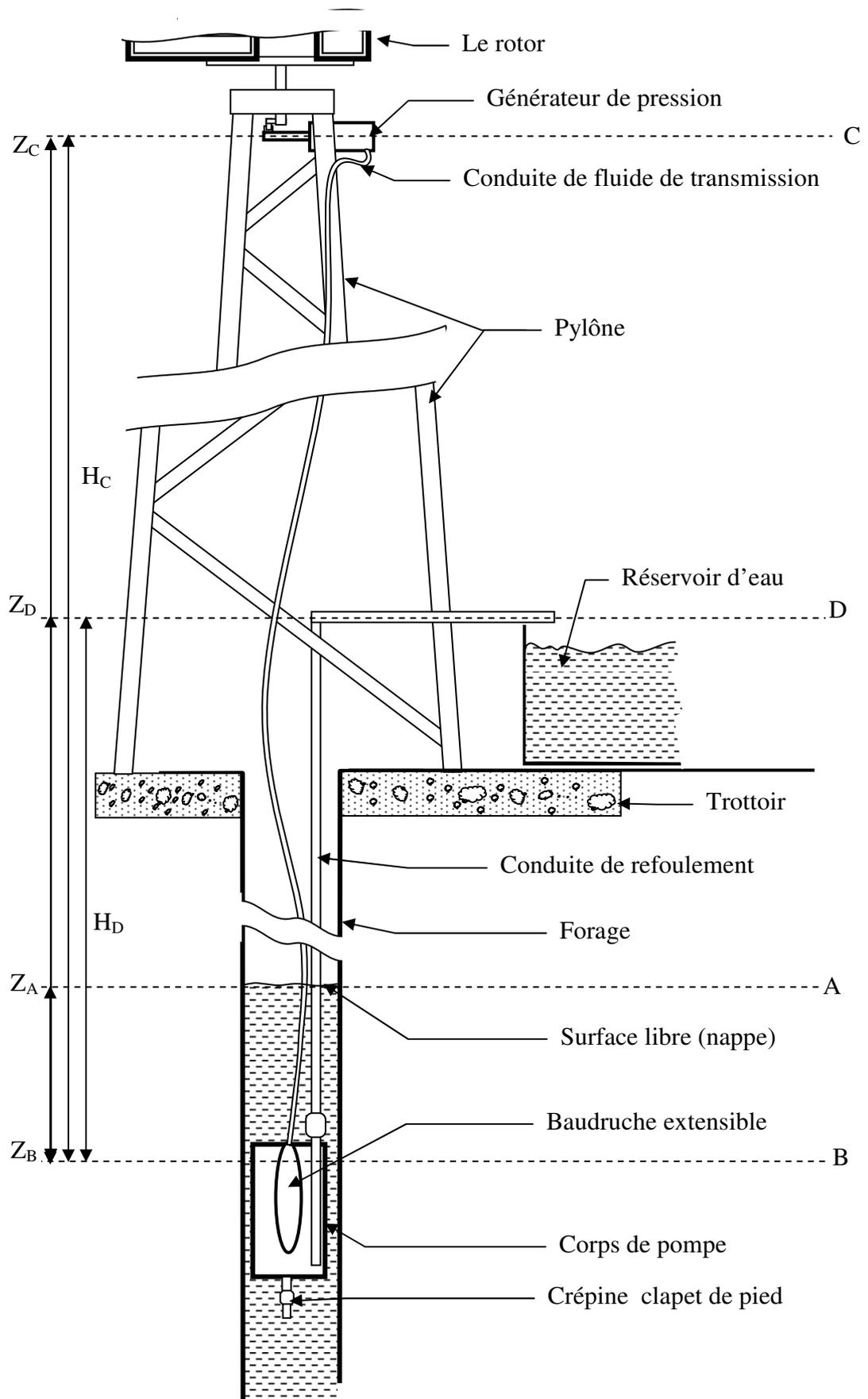


Figure 46: Représentation générale du dispositif de pompage entraîné par une éolienne

V. CONCEPTION ET REALISATION

Le concept de base de départ est la réalisation d'une pompe assemblée avec son système de transmission dans un même corps et qui puisse s'immerger dans l'eau du forage. Pour arriver à maintenir la pompe à une profondeur H, nous proposons d'utiliser des conduites à assemblage par brides pour la fixation afin de l'empêcher d'être entraînée par le mouvement de l'arbre d'un côté et de guider l'arbre de transmission d'un autre côté.

V.1. SYSTEMES DE TRANSMISSION MECANIQUE

La différence entre l'aspect du mouvement de l'éolienne et le mouvement de l'organe mobile de la pompe, sollicite un système de transmission assurant la transformation de la force motrice et du mouvement rotatif de l'arbre d'entraînement en un mouvement de translation du piston.

V.1.1. TRANSMISSION MECANIQUE A DOUBLES CREMAILLERES

Cette technique génère un mouvement horizontal, actionnant une pompe à double effet .Elle est constituée de deux éléments :

- Une enceinte cylindrique percée transversalement pour permettre à l'axe d'entraînement de la traverser. Elle est fermée par deux couvercles, c'est l'ensemble du corps de la pompe,
- Un organe mobile logé à l'intérieur du cylindre et comportant deux pistons assemblés latéralement à une partie de la transmission. Les deux pistons séparent l'enceinte cylindrique en trois parties (Figure 47).
 - a) Celle du centre contenant le système de transmission du mouvement de rotation en mouvement de translation,
 - b) Les deux parties latérales représentant les chambres de pompage d'eau,
 - c) La partie de transmission du mouvement. Elle est constituée d'un support rectangulaire sur lequel les deux crémaillères sont vissées le long des côtés.

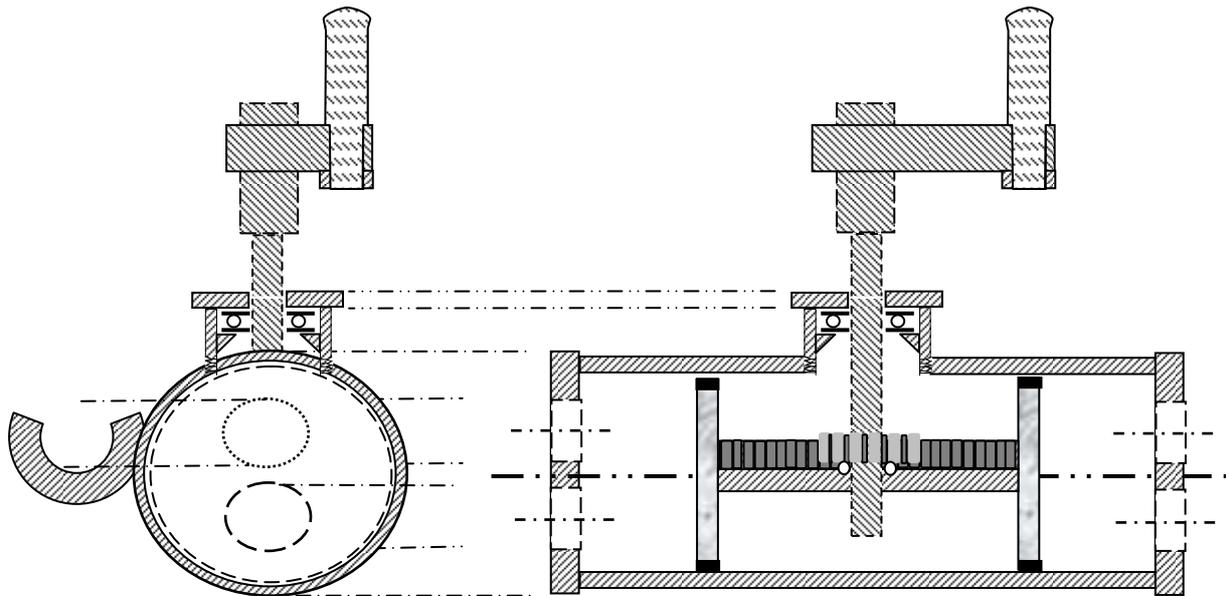


Figure 47 : coupe transversale et longitudinale de la pompe horizontale

Le support est muni d'une ouverture linéaire au milieu pour servir de glissière à l'axe d'entraînement. L'axe entraîne une roue partiellement dentée qui s'engrène alternativement avec les deux crémaillères comme le montre la figure 48.

Le mouvement alternatif des pistons est le résultat d'engrenages successifs du pignon d'entraînement avec les deux crémaillères.

Au départ une des crémaillères est engrenée avec la roue dentée, la rotation de cette dernière provoque le déplacement de l'ensemble mobile dans une direction parallèle à l'axe de symétrie du cylindre. Une fois la roue libérée de la première crémaillère elle s'engrène avec la deuxième crémaillère entraînant le mécanisme mobile dans l'autre direction.

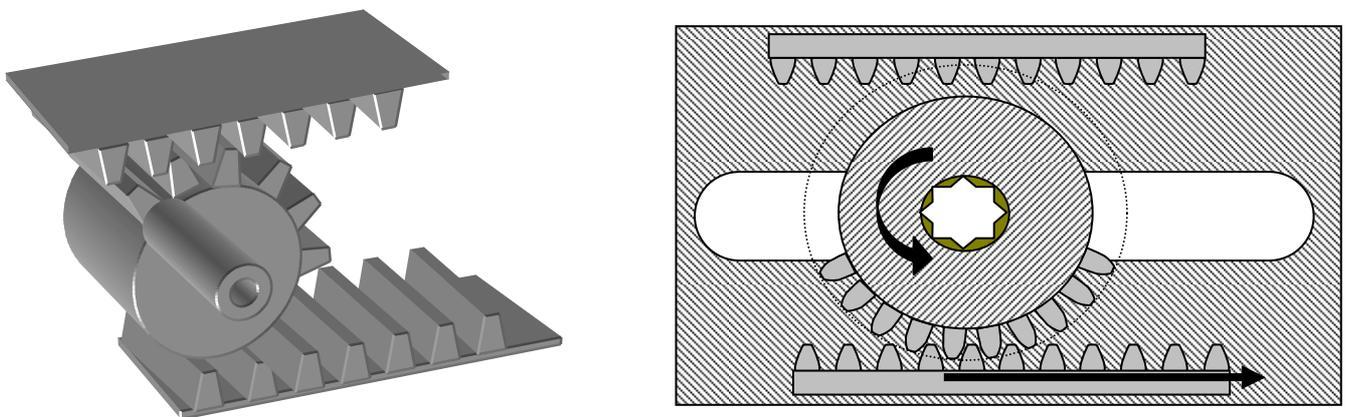


Figure 48: Transmission à double crémaillères pour la pompe horizontale

Dans ce cas le refoulement de l'eau par les pistons s'effectue à tour de rôle d'une manière alternative; le débit est représenté suivant la figure 31.

V.1.2. ESSAIS MANUELS

Les essais réalisés sur cette pompe sont uniquement manuels et ce pour :

- Révéler les anomalies dues à la conception,
- Son inapplication sur des forages de moins de 400 mm de diamètre.

Les essais ont été menés de la manière suivante :

Nous avons fixé une manivelle sur l'axe d'entraînement de la pompe (Figure 47). La mise en mouvement de l'axe de la pompe entraîne la crémaillère et au même temps les deux pistons se mettent en mouvement de translation alternative refoulant et aspirant l'eau.

Lors de l'essai à vide nous avons remarqué, qu'à chaque début de course, un démarrage brusque des pistons et un choc entre la dent de la roue et la dent de la crémaillère provoque facilement leurs fractures.

Cette défaillance est due à la non progression de la transmission de la vitesse entre la roue dentée et la pièce crantée, la vitesse de démarrage du piston est égale à la vitesse périphérique de la roue dentée. Le choc se produit lorsque la dent de la roue attaque la dent de la crémaillère.

Afin de réduire ces chocs, il est utile d'améliorer le dispositif par variation du rayon du pignon moteur. La courbe exprimant la vitesse en fonction de la position angulaire α suivrait l'allure donnée par la figure 49, ainsi, la vitesse croîtrait progressivement de 0 à v_{\max} .

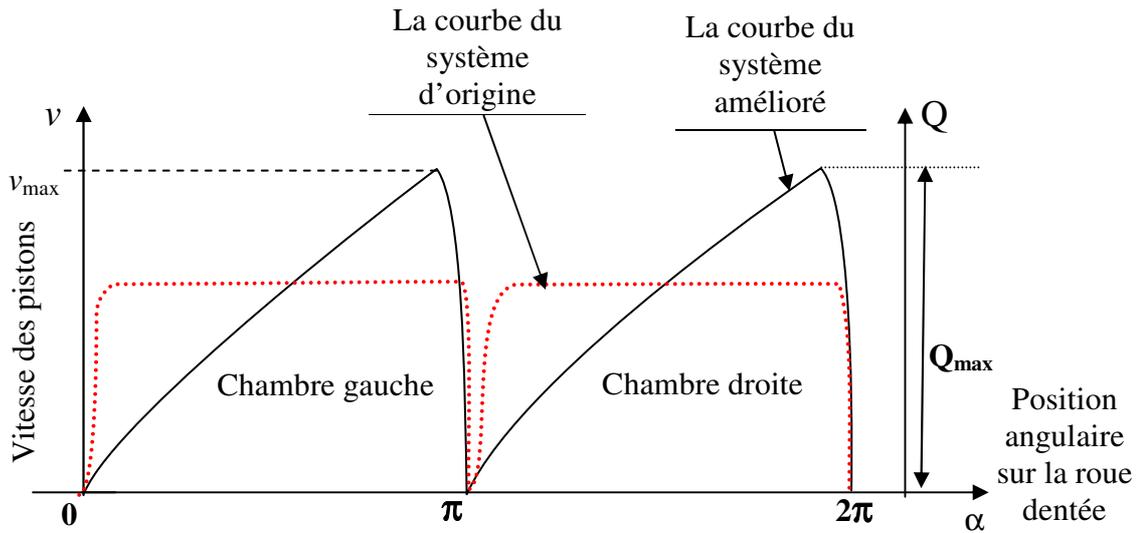
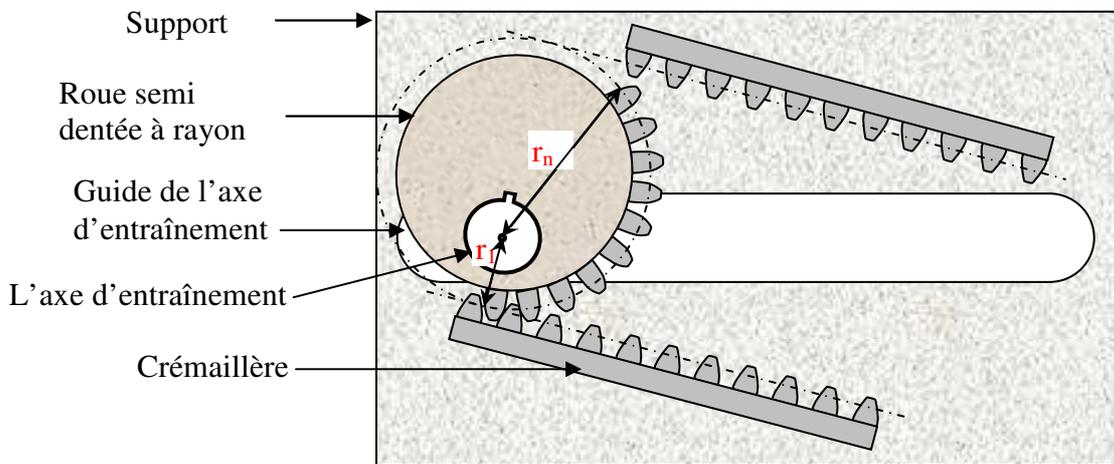


Figure 49 : Variation du débit d'eau et de la vitesse des pistons du système amélioré pour un tour de l'axe de rotation

Pour remédier à ce problème nous proposons une solution permettant une variation progressive de la vitesse du déplacement du piston. Pour cela la réalisation d'un pignon à rayon croissant comme le présente la figure 50 résout le problème.



r_1 : rayon minimal de la roue semi dentée ; r_n : rayon maximal de la roue semi dentée

Figure 50 : Système de transmission à rayon croissant

V.1.3. POMPE A TAMBOUR RAINURE

Elle est constituée d'une chemise en aluminium, de diamètre interne de 175 mm, d'une hauteur de 370mm; l'épaisseur de ses parois est de 5mm. Elle est fermée des deux côtés par des bouchons en téflon de forme circulaire de diamètre de 220 mm et d'épaisseur de 25mm. Sur la circonférence de chaque bouchon est usiné un épaulement pour s'emboîter dans la chemise. Nous avons réalisé 4 trous de 8 mm de diamètre pour le serrage.

Le couvercle de dessus est muni d'une bague en bronze emboîtée dans une ouverture réalisée au centre du disque et servant de soutien et de guide à l'axe d'entraînement (Figure 51). Pour éviter le déplacement axial nous avons mis en place deux anneaux d'arrêt sur l'axe de part et d'autre de la bague. Trois trous équidistants entre eux sont réalisés dans le bouchon de dessus pour l'évacuation de l'air.

Le bouchon de dessous est muni de deux orifices (Figure 52), l'un sert à l'aspiration de l'eau et il est équipé d'une crépine; l'autre servant à refouler l'eau et est muni d'un clapet jouant le rôle d'anti-retour.

La partie mobile est constituée d'un piston ayant une forme d'un tambour (Figure 53), le diamètre de sa base en contact avec l'eau est de 173 mm et d'épaisseur de 20 mm. Il est muni d'une rainure sur sa périphérie où siège le joint d'étanchéité. Le cylindre surmontant cette base a un diamètre de 135 mm et une hauteur de 200 mm; il est doté d'un système « came à tambour » transformant le mouvement rotatif de l'axe d'entraînement en mouvement alternatif du piston. Ce tambour est constitué de deux cames (Figure 54) introduites dans le cylindre surmontant le piston, afin de former une rainure interne entre elles, un galet s'y déplace.

La figure 55 représente une vue de la pompe complète et une coupe parallèle à l'axe de symétrie.

Pour maintenir le galet dans la gorge du tambour et éviter la rotation de ce dernier, nous avons conçu un système de guidage maintenant une distance constante de l'arbre d'entraînement à tambour, tout en gardant le mouvement rotatif de l'arbre d'entraînement libre. Ce système est constitué de :

- Une tige réalisée de 12 mm de diamètre et de 180 mm de longueur, fixée sur le fond du tambour, cette tige guide l'arbre d'entraînement par un trou perforé axialement dans cet arbre.
- Deux pièces de 100 mm de longueur, de sections en forme de demi cercle fixés sur la paroi de la chemise, symétriquement par rapport à l'axe de la pompe (Figure 61).

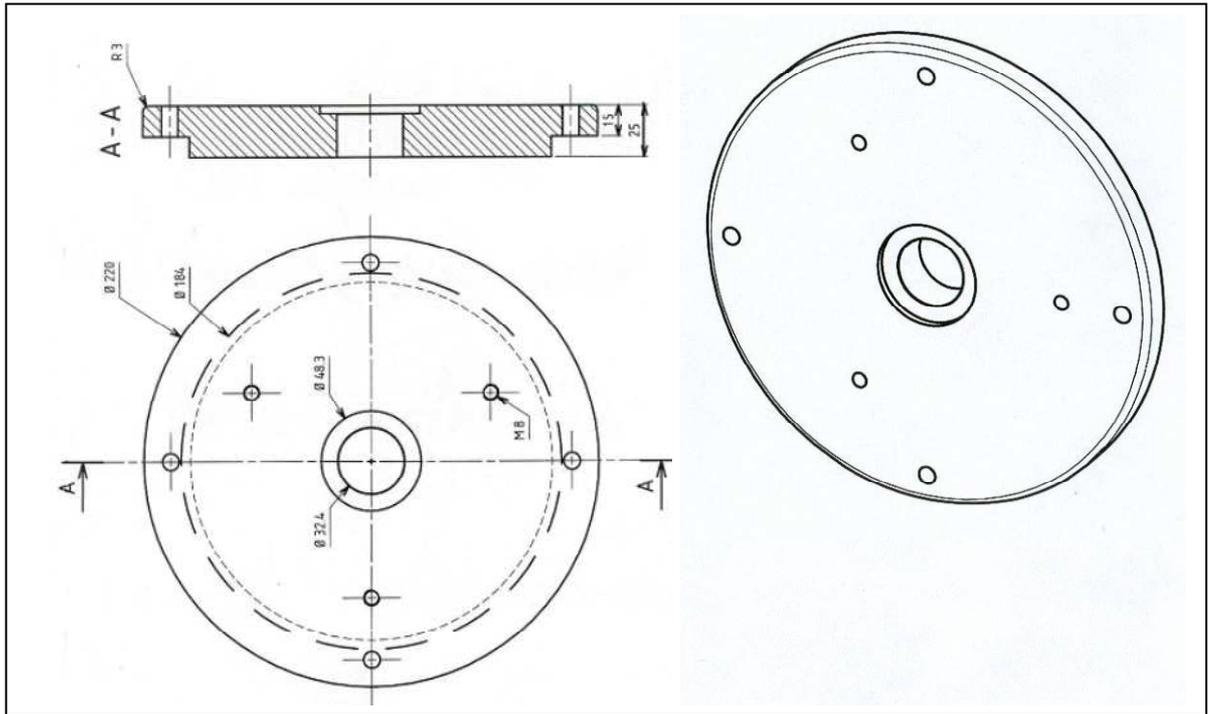


Figure 51 : Couvercle de dessus

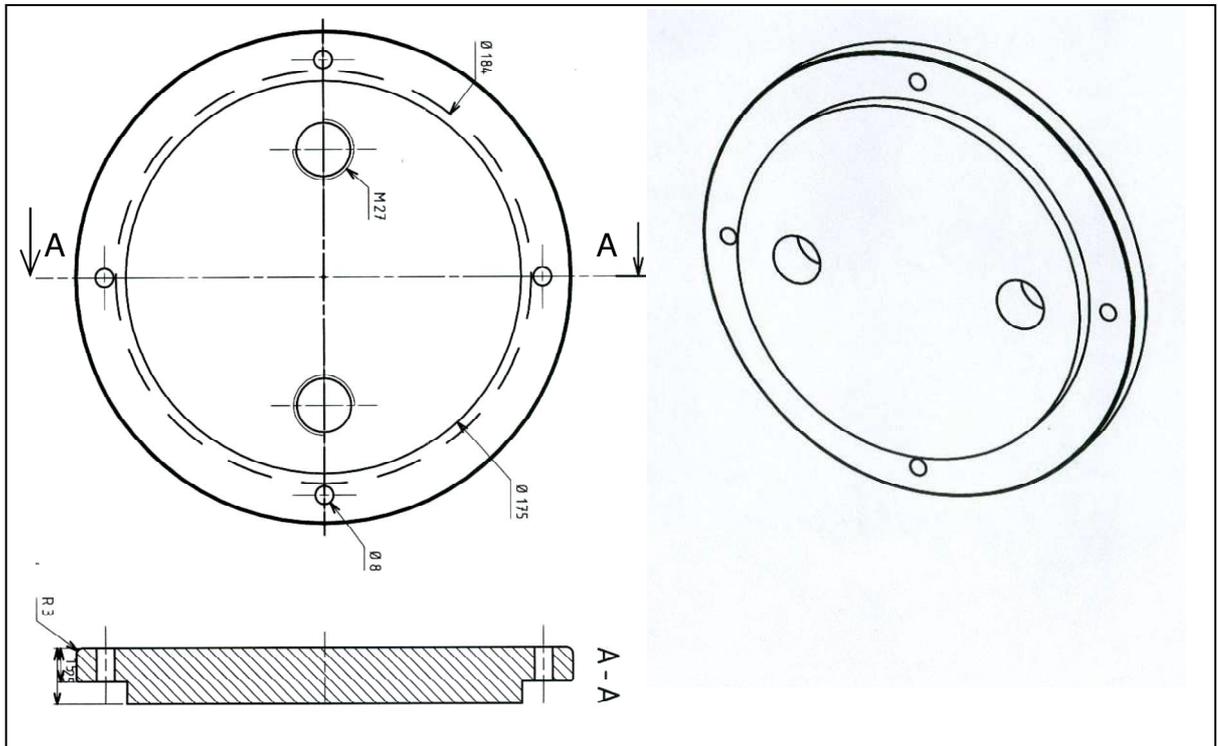


Figure 52 : Couvercle de dessous

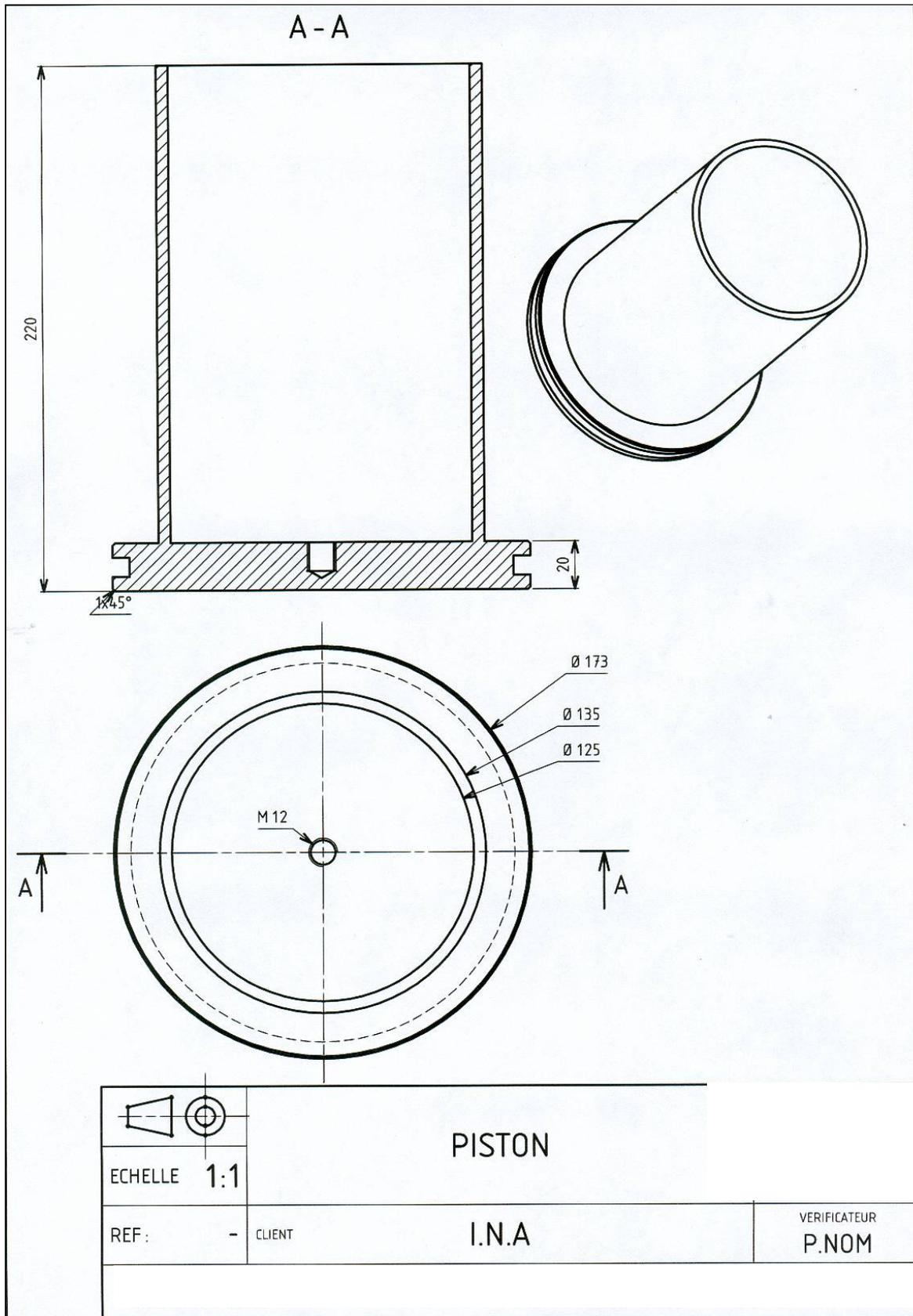


Figure 53 : Piston de la pompe à came

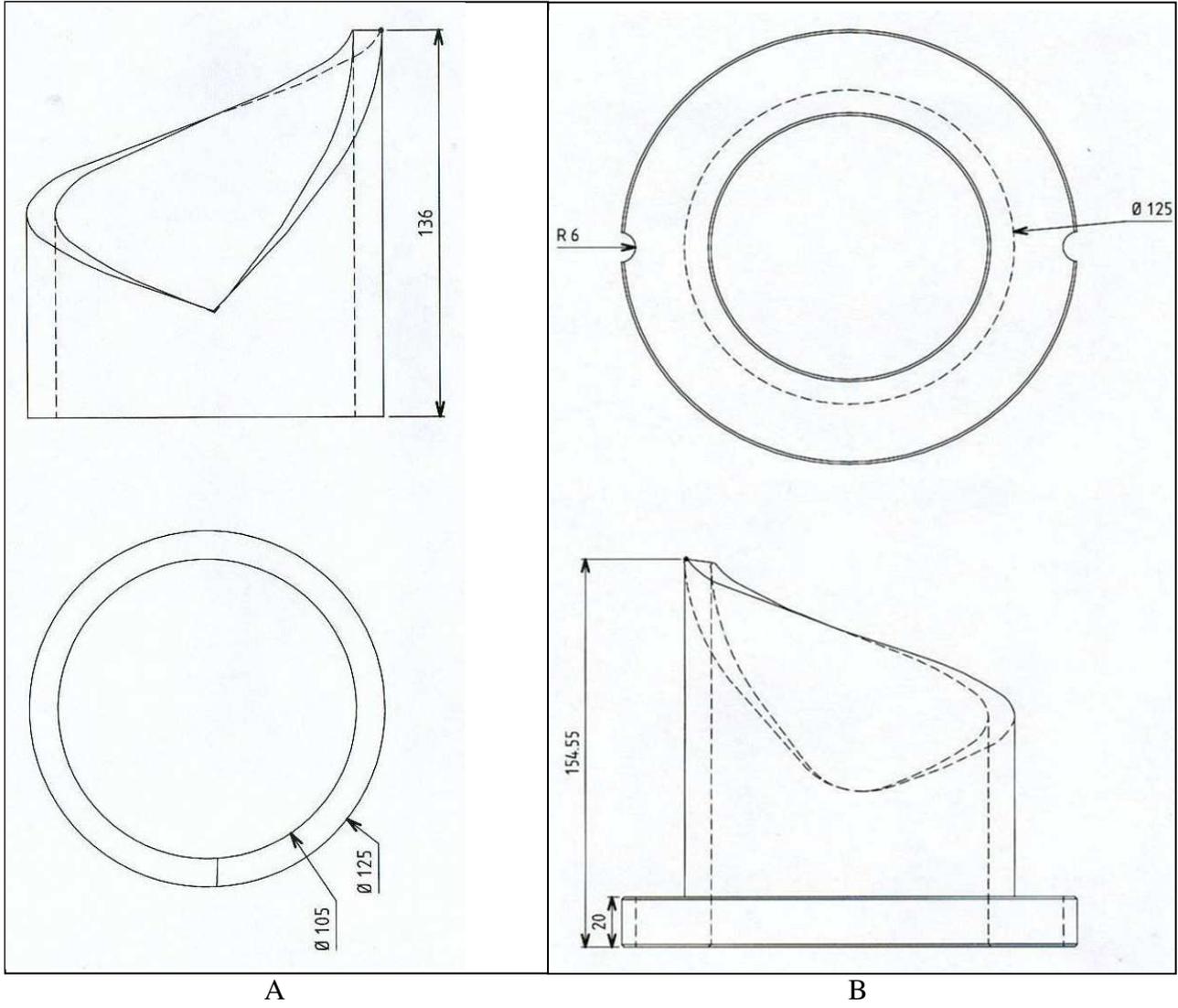


Figure 54 : Came de dessous A, came de dessus B

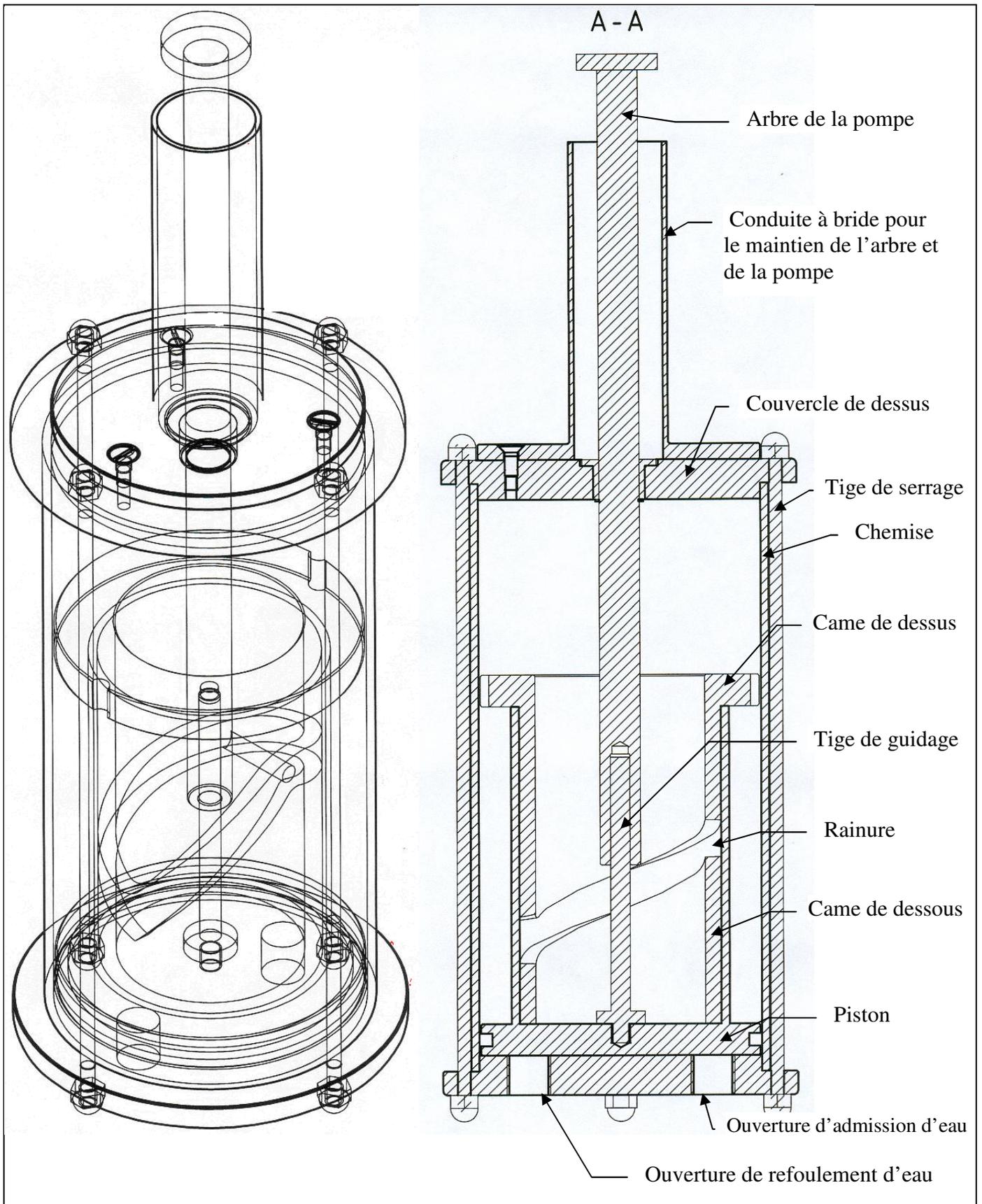


Figure 55: Détail de la pompe à tambour et coupe longitudinale

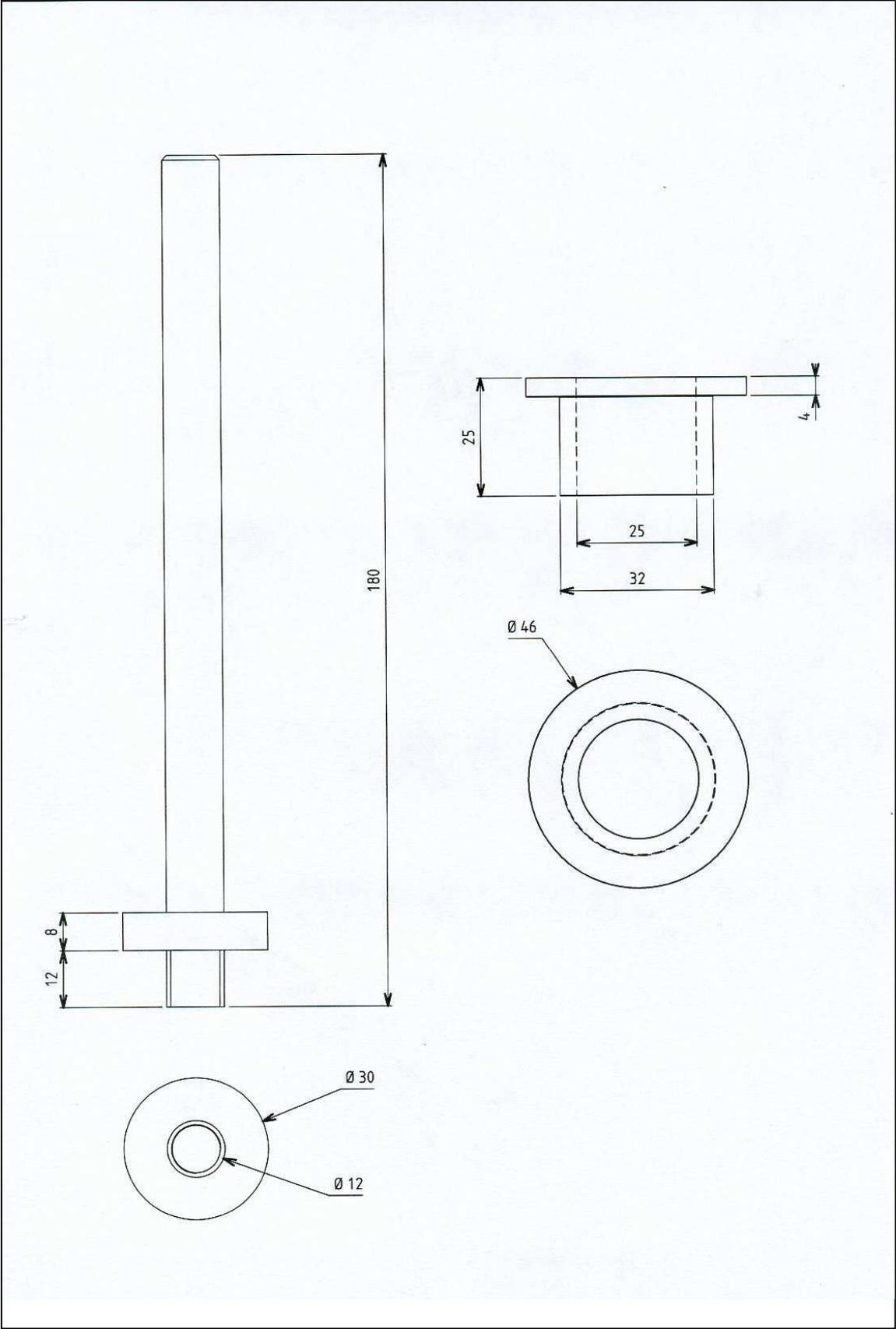


Figure 56 : Tige et bague de guidage de l'arbre d'entraînement

V.1.4. ESSAIS DE LA POMPE A TAMBOUR

Nous avons conçu et imaginé la pompe avec des schémas de base par la suite, nous avons sous-traité avec un bureau d'étude sa réalisation. Le dimensionnement a été exécuté par un logiciel de CAO (TOP SOLID) et la pompe a été réalisée, vérifiée et expérimentée pratiquement suivant les données du site et de la force motrice d'entraînement.

A la réception de la pompe nous avons effectué des essais sur le terrain ; nous avons couplé la pompe avec l'éolienne installée à la station expérimentation de l'INA. Nous avons réalisé un système de couplage entre l'arbre de l'éolienne et celui de la pompe, puis nous avons placé la pompe dans une poche remplie d'eau.

La mise en marche de la pompe par l'éolienne et les essais réalisés ont démontré que :

- La pompe se bloque au point mort haut (P.M.H) du piston si la hauteur de la conduite de refoulement dépasse quelques mètres;
- A chaque faiblesse du vent, la pompe s'arrête; pour la relancer elle exige une vitesse du vent plus importante.
- Pour de faibles hauteurs de refoulement, la pompe se bloque aussi.

Nous avons remarqué que la vitesse de vent est très fluctuante et très hétérogène au niveau du site.

Le démontage de la pompe nous a révélé des anomalies de fonctionnement; ainsi nous avons constaté que la linéarité des pentes de la gorge du tambour sont l'une des causes ; les sommets pointus (point de singularité) comme le montre le graphe de la figure 57 (courbe A).contribuent au cassement du mouvement.

La circulation du galet n'est pas progressivement continue à chaque début de course (points morts). Nous avons modifié la trajectoire du galet dans la gorge en lissant les pointes de singularité, comme indiquées sur la figure 57 (courbe B).

En examinant les guides du tambour (Figure 58), nous avons constaté que ces derniers ont tendance à coincer le tambour et à amplifier les frottements.

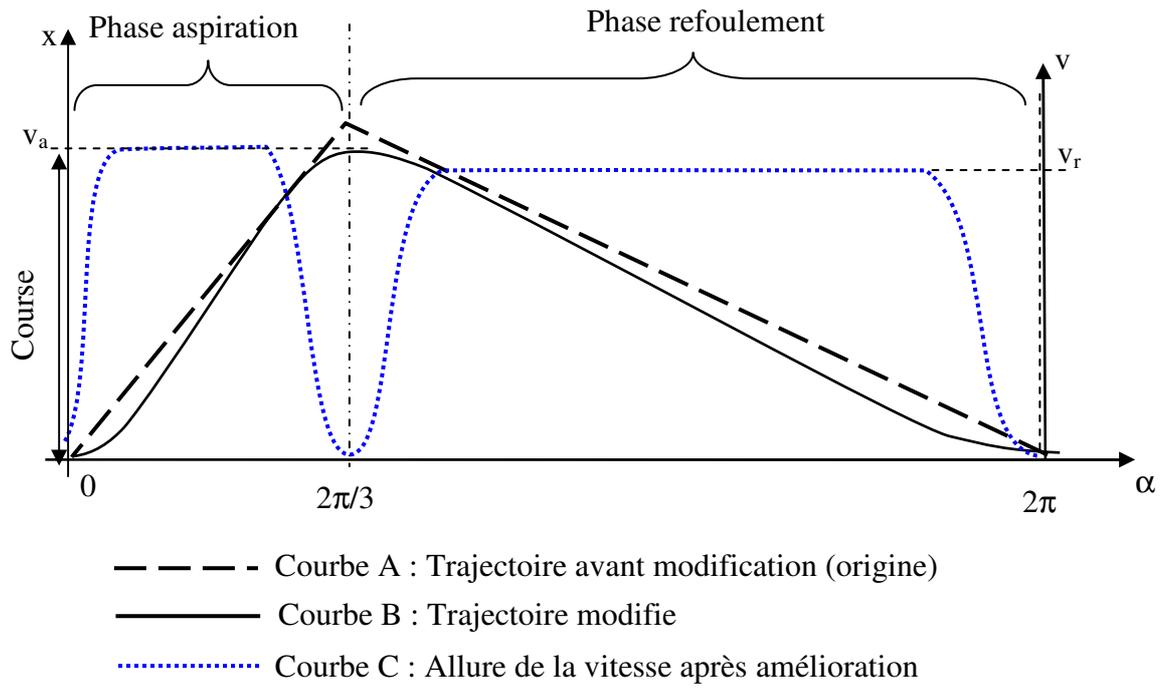
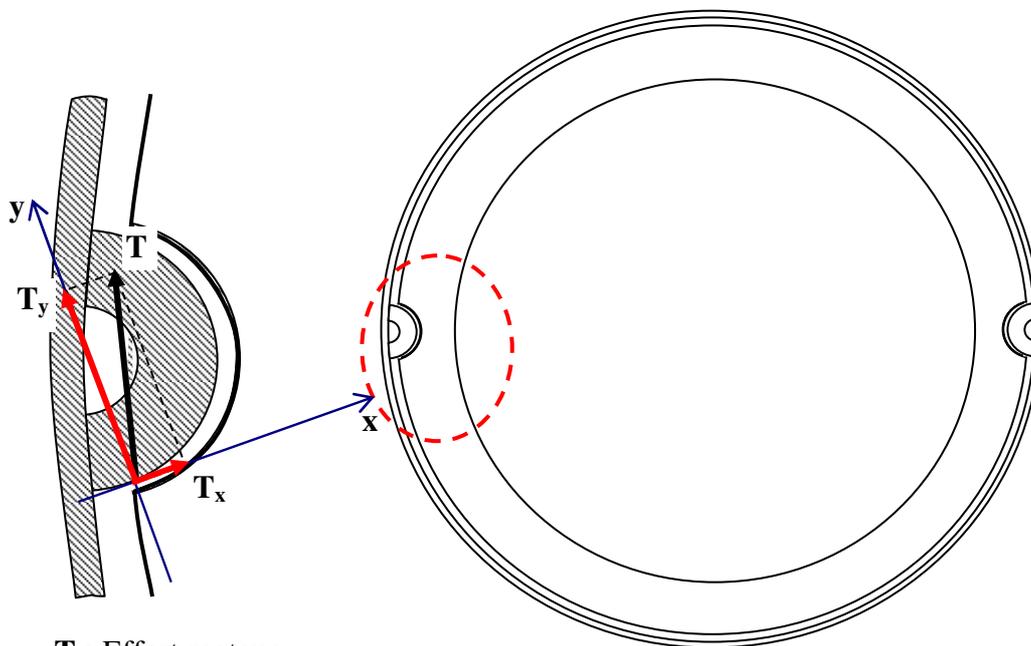


Figure 57 : Trajectoire du galet et allure de sa vitesse



T : Effort moteur,

T_x et **T_y** : Composantes des efforts sur l'axe tangentiel et l'axe radial.

Figure 58 : Contraintes au niveau du guide

V.2. TRANSMISSION HYDROSTATIQUE

Nous avons réalisé deux pompes dont les différences sont uniquement au niveau des circuits de transmission hydrostatique.

V.2.1. TRANSMISSION A DOUBLE EFFET

Le circuit de transmission à double effet est représenté sur la photo 1 et est essentiellement constitué de deux éléments principaux liés par un circuit de conduites souples fermé transportant le fluide de transmission sous pression.

La pompe comprend trois parties :

- L'élément de surface ou générateur de fluide,
- La tuyauterie de transport de fluide de transmission,
- Le corps de la pompe, partie immergée et conduite de refoulement d'eau (Figure 59)

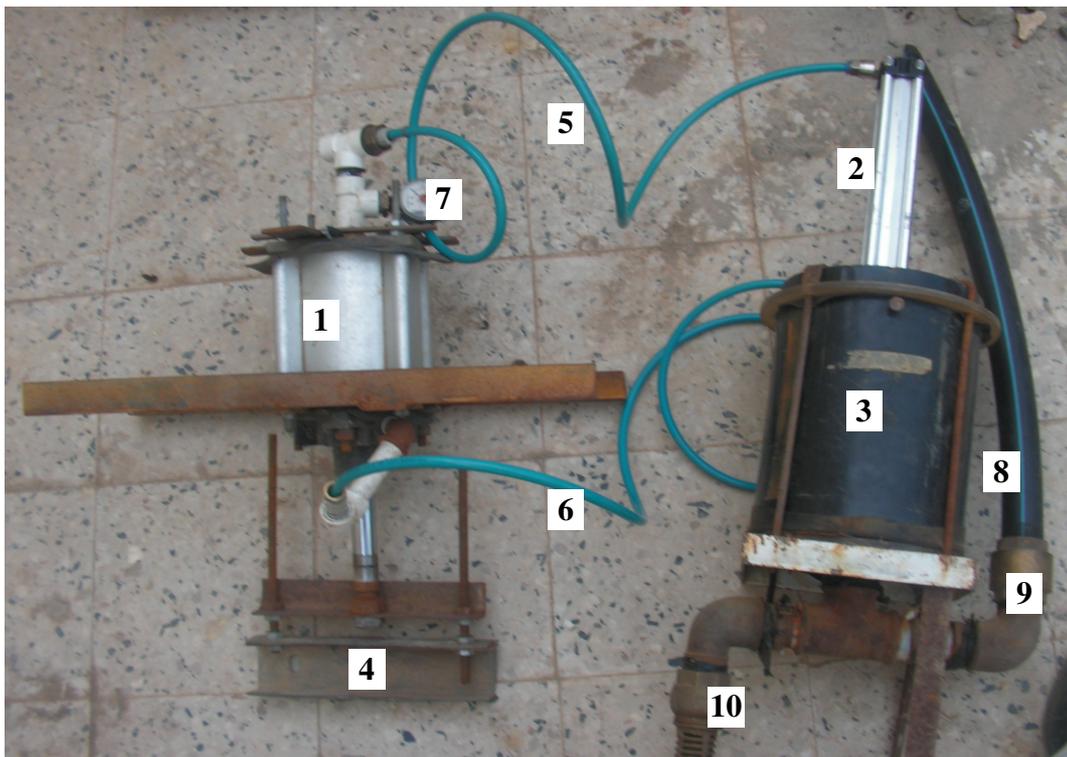


Photo 1 : Pompe à double effet réalisée

1 : Emetteur, 2 : Récepteur, 3 pompe à eau, 4 : Coulisseau de transmission mécanique,
5 : Conduite de transmission (I), 6 : Conduite de transmission (II), 7 : Manomètre
8 : Conduite de refoulement d'eau, 9 : Soupape de refoulement, 10 : Clapet de pied,

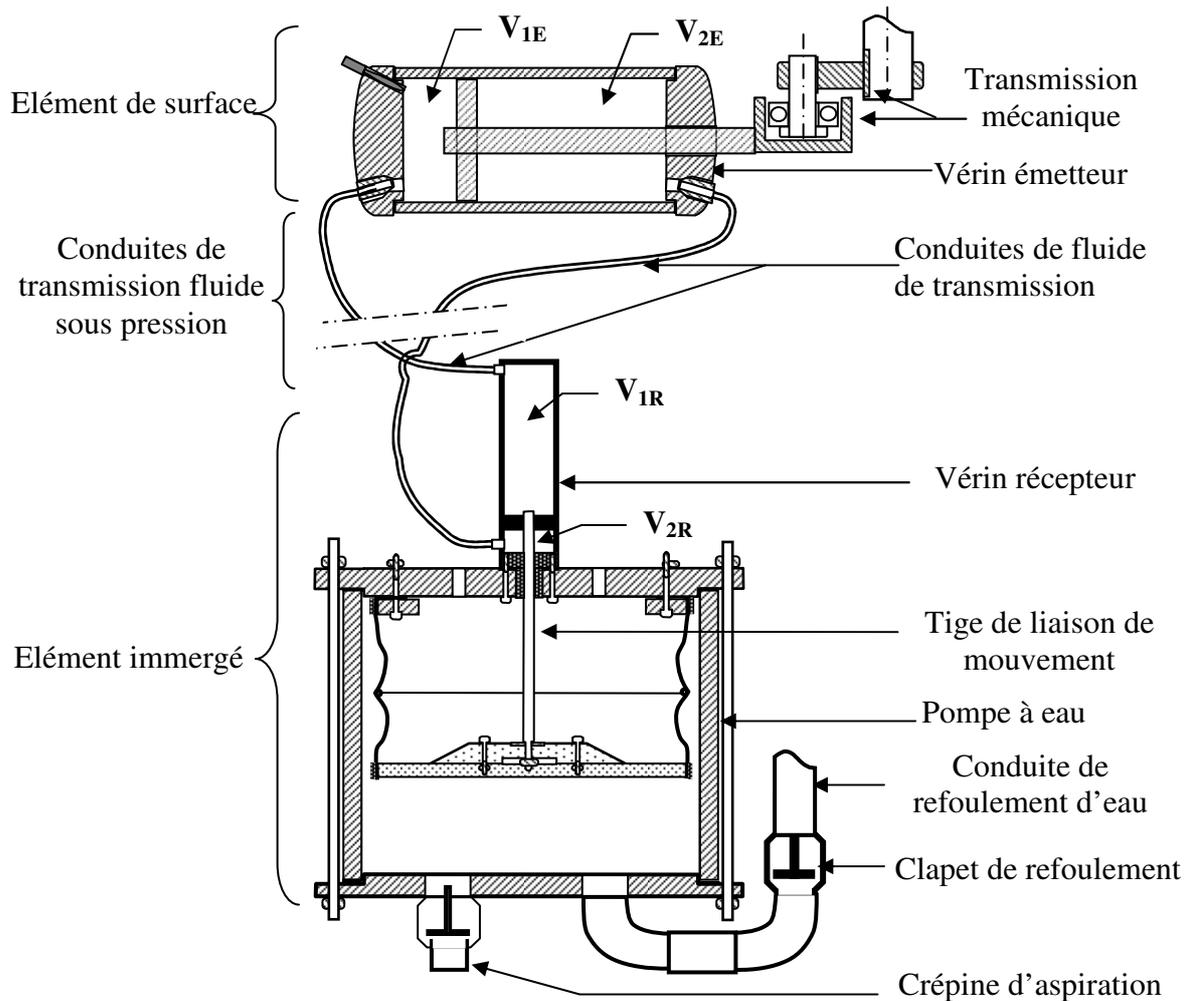


Figure 59 : Pompe à soufflé avec système de transmission par fluide

V.2.1.1. Elément de surface

L'élément de surface se trouve à la surface ou sous l'éolienne directement. Il est constitué (Figure 60) d'un vérin émetteur à double effet et recueille l'énergie mécanique transmise par l'axe d'entraînement; il génère de l'énergie emmagasinée sous forme de pression hydrique ou pneumatique dans le fluide de transmission. Ce dernier est guidé par des conduites vers un autre élément se trouvant immergé dans l'eau au fond d'un forage.

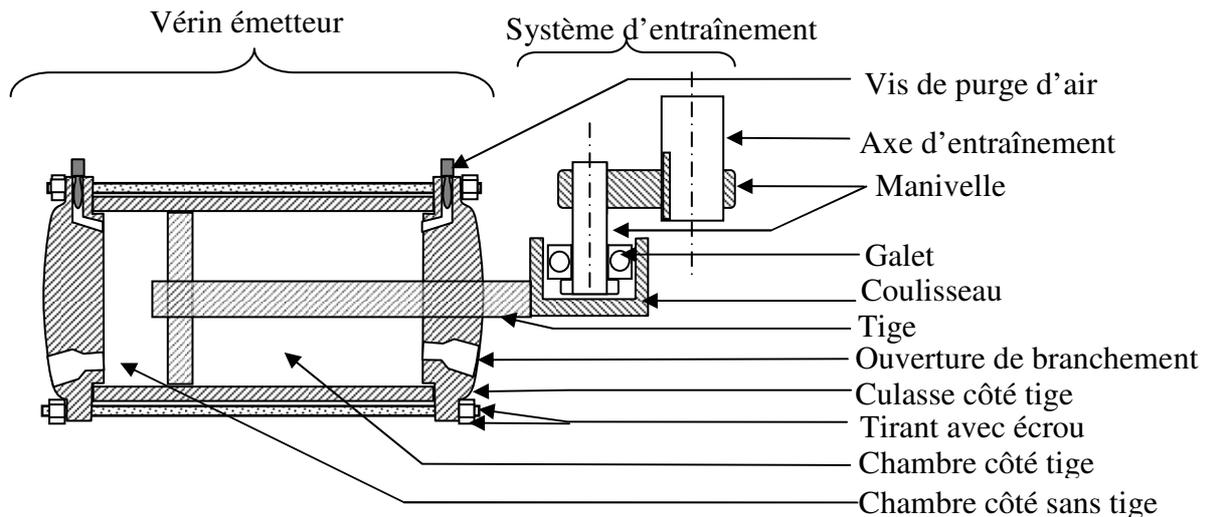


Figure 60 : Elément de surface

V.2.1.2. Elément immergé

Il se trouve introduit dans le forage et est constitué d'un vérin et d'une pompe.

Le vérin récepteur à double effet est fixé sur le corps de la pompe; son rôle est de transformer l'énergie recueillie sous forme de pression en un mouvement de translation mécanique.

La pompe à piston et à membrane est actionnée par la tige du vérin récepteur engendrant ainsi l'élévation de l'eau à la surface.

V.2.1.3. Transport de fluide de transmission

La tuyauterie est constituée de deux conduites souples en polyéthylène. Elle relie l'émetteur au récepteur; l'entrée de la tige de l'émetteur actionne la sortie de la tige du récepteur. Une canalisation reliant les chambres de l'émetteur et du récepteur sans tige sert à refouler l'eau; l'autre canalisation raccorde les chambres avec tiges entre elles.

V.2.1.4. Dimensionnement de la transmission hydrostatique

Le fluide utilisé est un liquide incompressible. L'élément de surface est un vérin émetteur dont les dimensions sont 80 mm de diamètre et 100 mm de course.

Le volume maximal balayé par le piston est :

$$V_{1E} = S_{1E} \cdot L_{1E} = 502,65 \text{ cm}^3 \quad \text{avec } S_{1E} = \text{la surface du piston.}$$

Coté tige :

$$V_{2E} = (S_{1E} - s) L_1 = \pi(R^2 - r^2)L_1 \quad \text{avec } s = \text{la section de la tige.}$$

$$V_{1E} = 502,65 \text{ cm}^3 \quad \text{et} \quad V_{2E} = 471,24 \text{ cm}^3$$

Ce vérin est raccordé à la partie immergée par deux conduites en polyamide de diamètre de 10 mm.

La partie immergée est constituée :

- d'un vérin récepteur de 32 mm de diamètre est de 100 mm de course.

$$V_{3E} = 80,42 \text{ cm}^3 \quad \text{et} \quad V_{4E} = 69,11 \text{ cm}^3.$$

- d'une pompe à piston à membrane actionnée par la tige du vérin, munie d'une crépine à l'ouverture d'aspiration et d'un clapet à l'ouverture de refoulement; le diamètre du piston est de 160 mm. Le volume d'eau refoulé est

$$V_{\text{eau}} = 2010,62 \text{ cm}^3$$

- de conduites en polyamide de diamètre de 10 mm effectuent les raccordements entre le vérin émetteur de pression et le vérin récepteur de pression.

La tête de la tige du vérin récepteur est fixée avec le piston de la pompe

V.2.1.5. Dimensionnement de la transmission pneumatique

Le fluide utilisé est l'air ambiant, la partie qui se trouve à la surface comprend un générateur de pression et un système de transmission.

Le générateur de pression est une pompe à piston constituée :

- d'un cylindre en aluminium de diamètre $D = 125 \text{ mm}$, de hauteur de 200 mm et fermé des deux côtés par deux bouchons munis d'une bouche de raccordement avec la conduite de transmission;
- d'un piston de diamètre $d = 125 \text{ mm}$ et 25 mm d'épaisseur revêtu par une matière caoutchoutée pour le protéger contre la corrosion et pour assurer l'étanchéité du cylindre.
- d'une tige d'attaque en acier, traversant un des bouchons muni d'un joint pour permettre son étanchéité. La tige est fixée avec le piston par l'une des extrémités, l'autre est fixée au système d'entraînement.

Le système de transmission mécanique est constitué d'une manivelle munie d'un roulement et d'un suiveur fixé à l'extrémité de la tige, sa section a une forme en U et sa longueur est de 150 mm.

V.2.2. LA POMPES A EAU

La pompe conçue est à piston (Figure 61), son corps est constitué d'une chemise découpée et usinée à partir d'un tuyau en P.V.C. supportant la pression de 6 bars, l'épaisseur de sa paroi est de 12 mm, son diamètre externe est de 200 mm, son diamètre interne est de 176 mm, et sa hauteur de 300 mm. Notre choix est porté sur ces dimensions pour répondre aux exigences du terrain (forage).

Les couvercles fermant la chemise sont des disques fabriqués en plexi-glace de 20 mm d'épaisseur et de 220 mm de diamètre. Sur les circonférences nous avons usiné un épaulement s'emboîtant avec la chemise, percé quatre trous équidistants pour serrer les couvercles contre la chemise à l'aide de quatre tiges filetées.

Le couvercle de dessous est muni de deux ouvertures, l'une pour la crépine d'aspiration de l'eau et l'autre pour le refoulement; elle est dotée d'un clapet anti-retour, le couvercle de dessus présente quatre trous pour la fixation du vérin récepteur et par plusieurs trous assurant l'aération.

A l'intérieur du corps de la pompe un organe mobile constitué d'un disque de 160 mm de diamètre et de 20 mm d'épaisseur joue le rôle de piston.

Le joint assure l'étanchéité entre les deux chambres séparées par le piston et une membrane cylindrique en élastomère.

Cette membrane est fixée à l'aide d'un collier sur le périphérique du piston et sur le disque du couvercle de dessus d'une manière à permettre le déplacement du piston sans frottement.

Pour éviter l'enfoncement de la membrane derrière le piston sous l'effet de la pression, nous avons collé des anneaux de maintien à l'intérieur de la membrane.

Le déplacement du piston est assuré par la tige du vérin récepteur.

Les essais de cette pompe ont révélé que le volume d'eau pompé est inférieur au volume balayé par le piston, ceci est dû à l'enfoncement de la membrane derrière le piston. Pour cela nous avons modifié la partie mobile de cette première pompe.

La modification est portée sur la membrane en la fixant d'un côté sur le piston et de l'autre côté sur le couvercle du dessous.

Pour éviter le débordement de la membrane derrière le piston celui-ci est surmonté d'un cylindre en P.V.C de faible épaisseur et d'une hauteur égale à la moitié de la course effectuée par le piston (Figure 62).

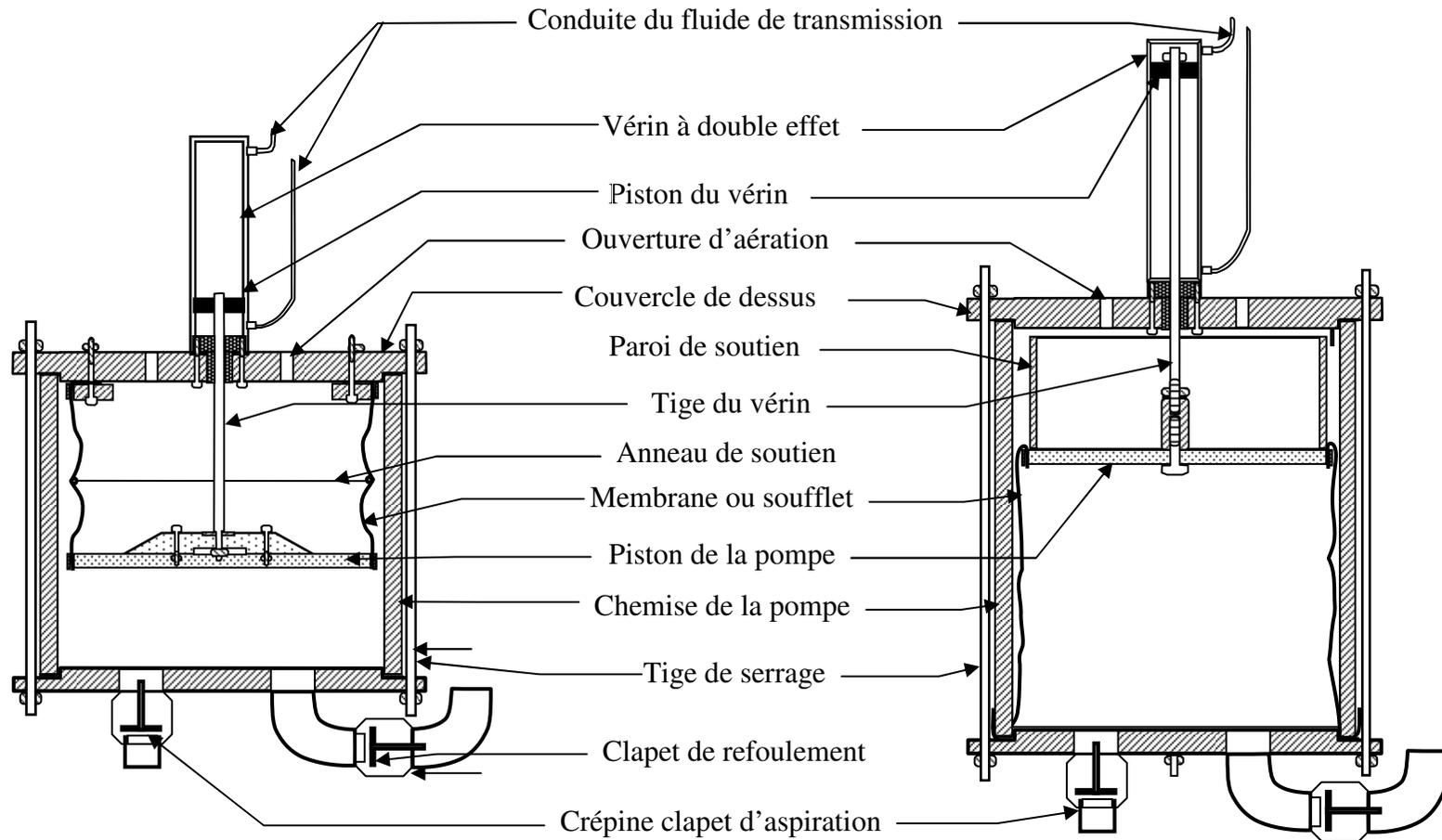


Figure 61 : Coupe longitudinale de la pompe à membrane soutenue par anneaux

Figure 62: Coupe longitudinale de la pompe à membrane soutenue par paroi cylindrique

V.2.3. LES CONDUITES DU FLUIDE

V.2.3.1. Les conduites de transmission et de raccordement

Les conduites de transmission et de raccordement transportent le fluide sous pression vers le corps de la pompe, le tuyau de commande est en polyéthylène flexible.

La première conduite relie l'émetteur avec le récepteur du côté des chambres sans tige, permettant la transmission de l'énergie vers la pompe afin de refouler l'eau.

La deuxième conduite relie l'émetteur avec le récepteur du côté des chambres avec tige, elle actionne l'aspiration de l'eau dans la pompe

V.2.3.2. La conduite de refoulement de l'eau

La conduite de refoulement est en polyéthylène rigide, raccordée au clapet anti-retour fixé sur la bouche de refoulement de la pompe immergée.

V.2.4. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE LA POMPE A SIMPLE EFFET

La pompe est composée d'un générateur de pression se trouvant proche de la source motrice et du corps de la pompe immergée dans l'eau (Figure 63).

Le générateur de pression est un vérin constitué d'une chemise en aluminium de diamètre 125 mm, de hauteur 200 mm et d'un piston animé par une manivelle. Il est doté d'un roulement entraînant un coulisseau boulonné sur l'extrémité de la tige du vérin et d'une conduite de transmission de fluide sous pression de diamètre 15/21. La conduite est raccordée au vérin d'un côté et au corps de la pompe de l'autre côté.

Le corps de la pompe est formé d'un cylindre fermé des deux côtés. Le couvercle du dessus est muni de deux orifices, l'un raccorde la conduite de transmission avec la boudruche, le second muni d'un clapet anti-retour est relié à la conduite de refoulement d'eau. Le couvercle du dessous est équipé d'une crépine et permet l'aspiration de l'eau (Figure 64).

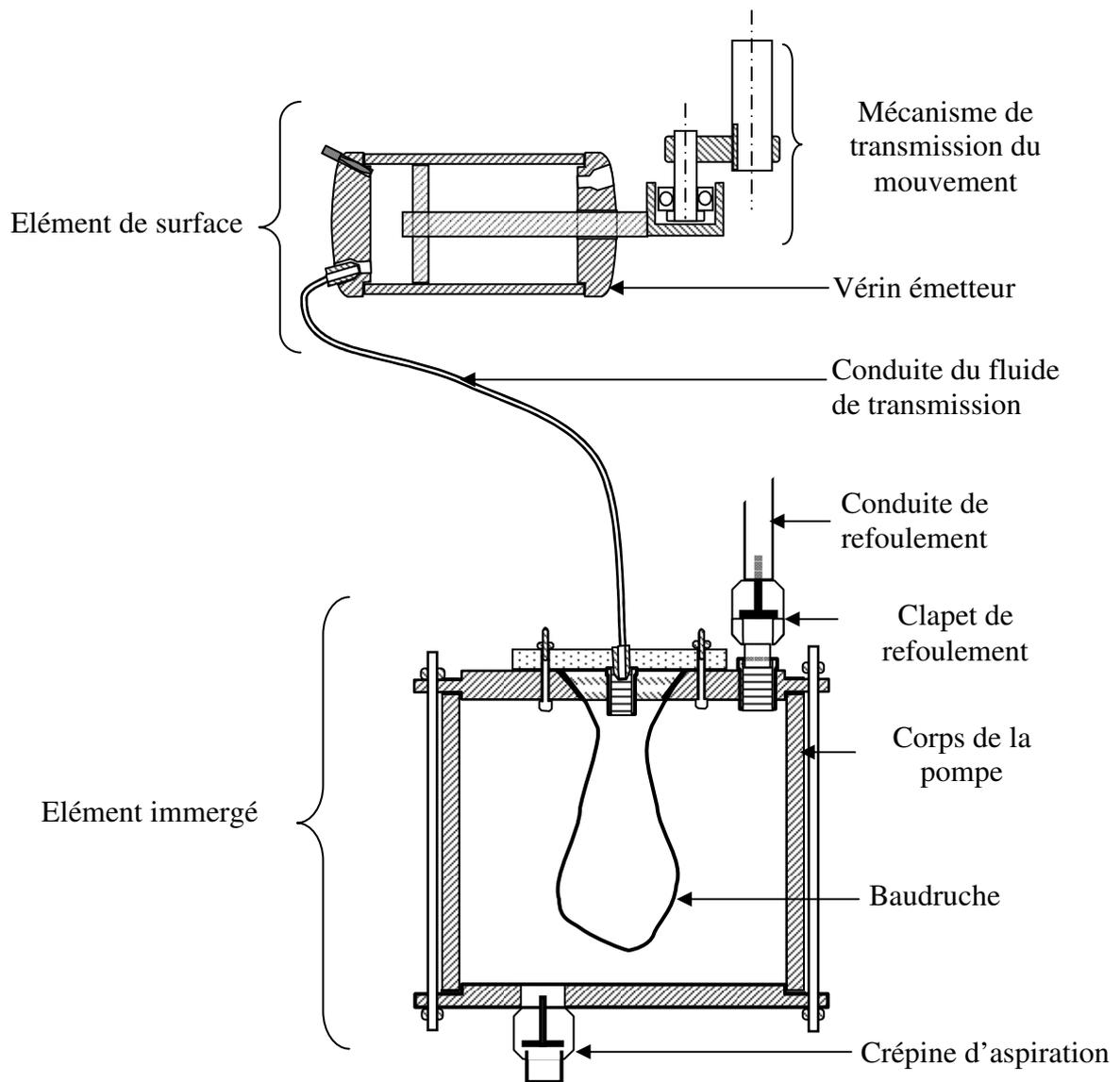


Figure 63 : Coupe longitudinale de la pompe « boudruche ».

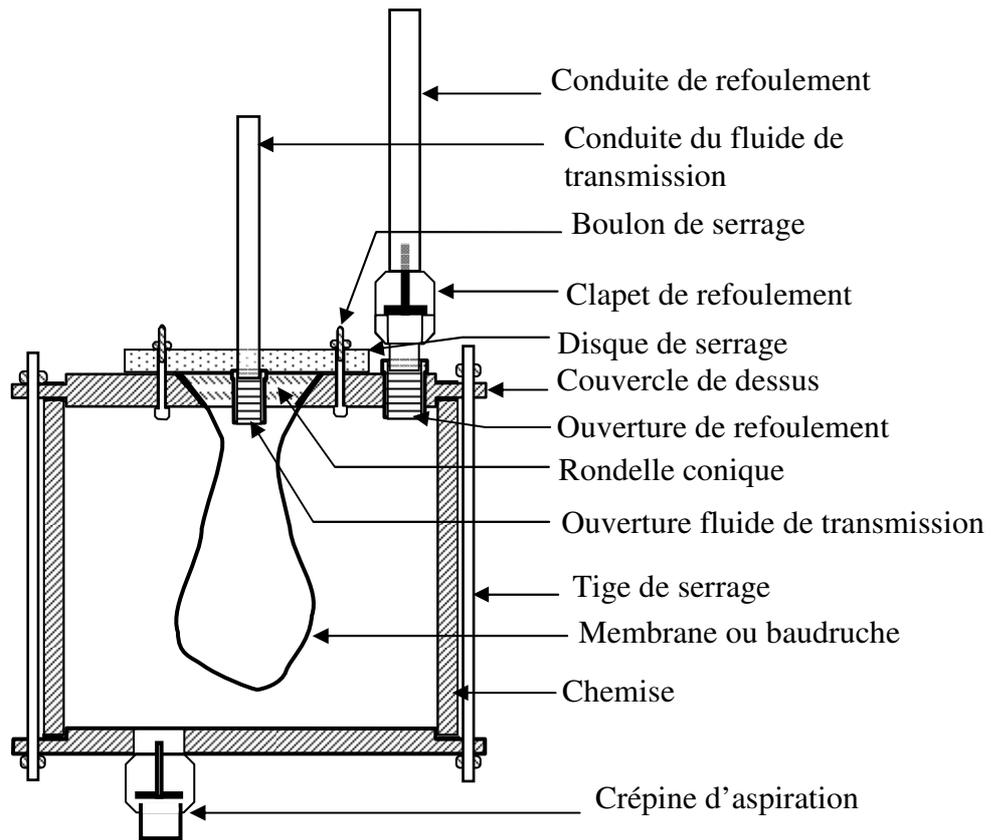


Figure 64 : Élément immergé de la pompe à boudruche

V.3. EXPERIMENTATION DES POMPES A TRANSMISSION PAR FLUIDE

Le but est d'observer le fonctionnement de la pompe vis-à-vis du volume pompé

V.3.1. CIRCUIT A DOUBLE EFFET POUR LA TRANSMISSION HYDROSTATIQUE

Pour faire l'essai manuellement nous avons réalisé un support qui soutient la pompe verticalement d'un côté et permet une liaison articulée avec le vérin émetteur ou le générateur de pression de l'autre côté.

Le support est constitué de cornières soudées entre elles en forme de H, boulonnées sur la partie inférieure sur le châssis par 4 boulons. Le vérin émetteur a été relié sur la cornière intermédiaire horizontale par une articulation arrière femelle, la tête de la tige de ce vérin s'articule par un levier de 15 cm (Photo 2). La mise en mouvement du bras actionne le vérin émetteur qui transmet la force à la tige du vérin récepteur par l'intermédiaire du fluide. Ce dernier engendre un déplacement du piston refoulant l'eau occupant la chambre de la pompe.

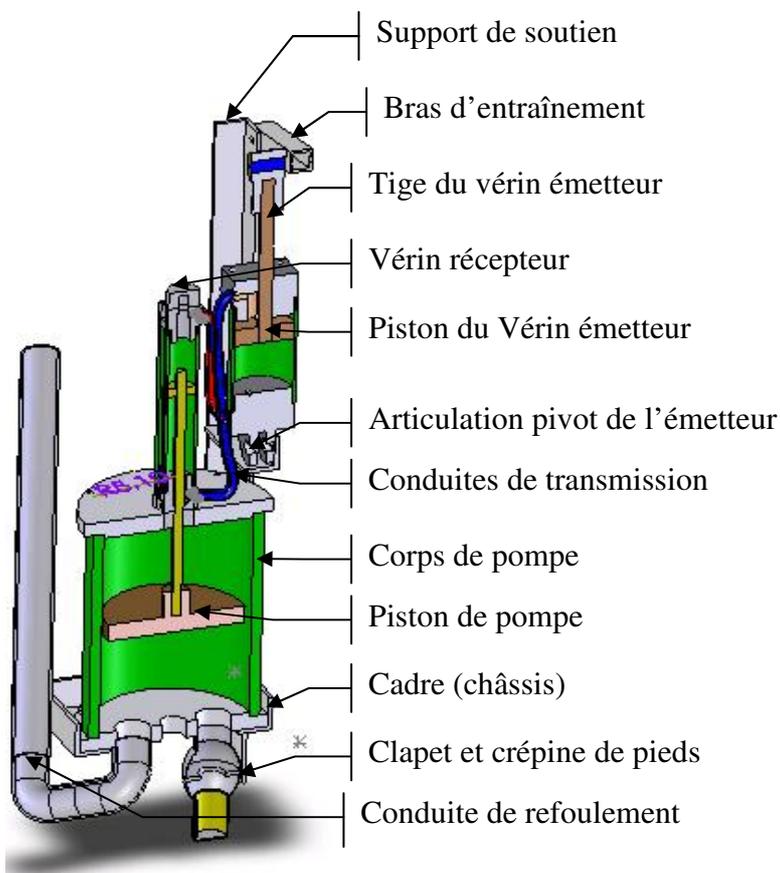


Photo 2 : Coupe et photo de la pompe du système d'essais

Interprétation

L'inconvénient rencontré est la lenteur du mouvement due à la viscosité élevée du liquide utilisé et aux faibles diamètres des conduites de transmission (10 mm) ce qui se traduit par une perte de charge importante.

Nous savons que l'avantage d'utilisation d'une transmission hydraulique se résume dans la possibilité de travailler à des pressions élevées. Ceci nous permet de réduire le débit du liquide de transmission ainsi que les diamètres du récepteur et de l'émetteur.

V.3.2. POMPE A DOUBLE CONDUITE DE TRANSMISSION PNEUMATIQUE

V.3.2.1.circuit ouvert

Le premier essai a été réalisé sur l'élément immergé, nous avons utilisé directement un air comprimé et stocké dans un réservoir muni d'un système à raccordement rapide. Le vérin utilisé est de 32 mm de diamètre, et de 100 mm de course. Nous avons raccordé ces deux ouvertures avec deux valves fixées sur un support pour permettre l'utilisation du dispositif à raccordement rapide (Figure 65).

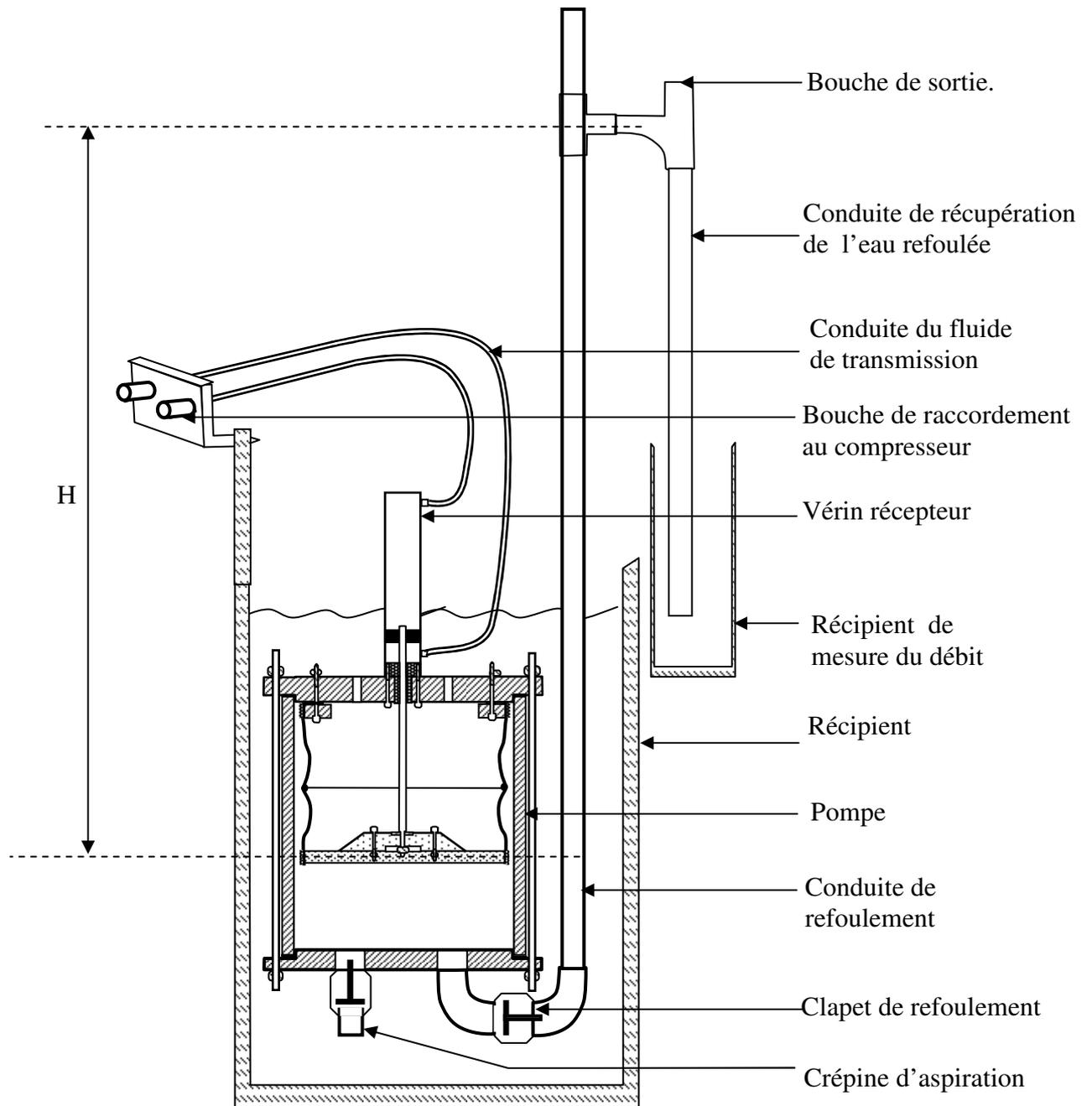


Figure 65 : Schéma de principe d'expérimentation de la pompe

Calcul volumétrique:

D'après le théorème de Pascal nous avons :

$$p \cdot S = p_1 \cdot S_1 \text{ (l'effet du poids du piston est négligé Figure 66)}$$

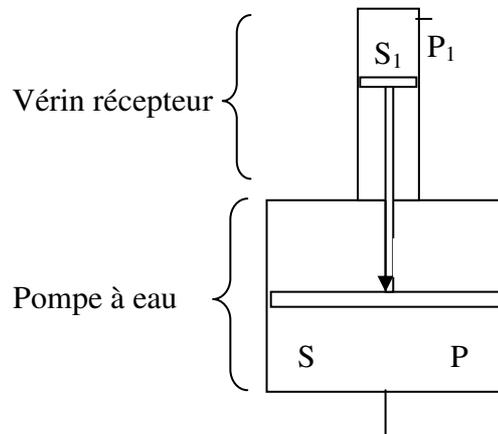


Figure 66: Schéma de principe du réducteur de pression

$$p = p_1 \cdot \frac{S_1}{S} = p_1 \cdot \left(\frac{r_1^2}{r^2} \right)$$

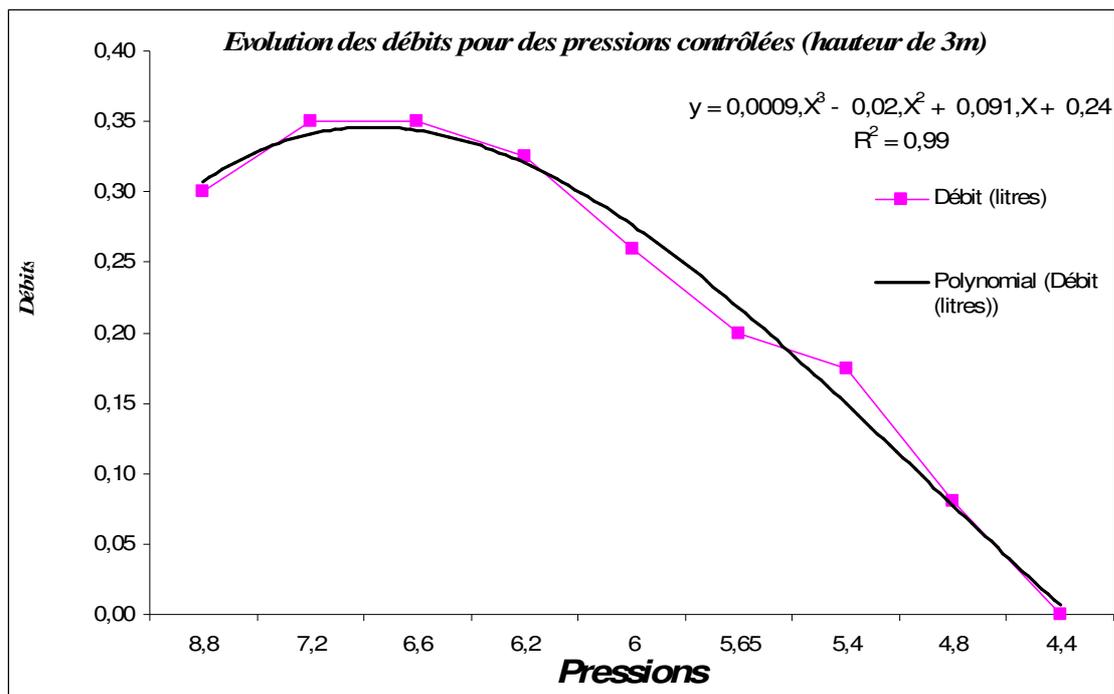
Avec $r = 8 \text{ cm}$ et $r_1 = 1,6 \text{ cm}$ donc $\left(\frac{r_1^2}{r^2} \right) = 0,04 \Rightarrow p = 0,04 \cdot p_1$

Le rapport de réduction de la pression est de 4 %

Les résultats de cet essai sont résumés dans le tableau qui suit.

Tableau 1 : Résultats des essais réalisés sur la pompe à transmission pneumatique avec un circuit double effet ouvert.

N	Pression vérin (10 ⁵ pascals)	Pression pompe (10 ⁵ pascals)	Hauteur (m)	Débit d'eau (litre)	Volume d'air évacué à la pression normale (litres)
1	8,8	0,352	3,80	0.300	0.695
2	7,2	0,288	2,75	0.350	0.569
3	6,6	0,264	2,75	0.350	0.521
4	6,2	0,248	2,75	0.325	0.490
5	6	0,24	2,75	0.260	0.474
6	5,65	0,226	2,75	0.200	0.446
7	5,4	0,216	2,75	0.175	0.426
8	4,8	0,192	2,75	0.080	0.379
9	4.4	0,176	2,75	0	0.347



Graphe 1 : Expression du débit pour les différentes pressions fournies

Interprétation :

Les pressions dans le vérin sont prélevées à chaque fin de course du piston.

Les débits cylindriques obtenus sont nettement inférieurs au débit théorique calculé.

L'origine de cette différence peut être imputée à :

La membrane d'étanchéité qui s'enfonce derrière le piston sous l'effet de la pression d'eau.

La pression d'air comprimé est insuffisante, sachant que le rapport est de 25.

Le graphe précise bien les limites des dispositifs pneumatiques. Au-delà de 7 bars l'étanchéité manque et en deçà le débit est pratiquement négligeable. .

V.3.2.2.circuit fermé

Cet essai est réalisé à l'aide d'un dispositif expérimental simulant le comportement de l'éolienne (Photo 3).

Afin d'expérimenter la pompe tout en éliminant les problèmes rencontrés durant les essais effectués avec l'éolienne comme source motrice, nous avons procédé à la mise au point d'un dispositif expérimental permettant l'étude de la pompe sur un banc d'essais.

Les caractéristiques tels que la puissance fournie et la vitesse de rotation du dispositif sont réglables et connues.

Ce dispositif est constitué (Figure 72) d'un moteur électrique couplé à un réducteur à axe parallèle, le tout est fixé verticalement sur un bâti de forme parallélépipède. Le motoréducteur est posé verticalement sur le support et le vérin émetteur est fixé latéralement sur un des cotés du bâti.



Photo 3 : Dispositif expérimental.

Les caractéristiques du dispositif sont :

- Puissance du moteur : 0,25 CV
- Nombre de tour : 860 tr/min
- Tension : 220 V sous trois phases
- Rapport du réducteur : 24
- Rayon de la manivelle : 45 mm

La figure 67 nous montre l'accouplement de la pompe au dispositif expérimental où le vérin émetteur est boulonné sur le support.

Dispositif expérimental

- 1 : Moteur électrique
- 2 : Réducteur mécanique 1/24
- 3 : Support métallique

Système de transmission de puissance

- 4 : Emetteur
- 5 : Conduites de fluide de transmission
- 6 : Récepteur

Dispositif de pompage

- 7 : Pompe
- 8 : Conduite de refoulement d'eau
- 9 : Recipients rempli en eau
- 10 : Recipients de mesure de débit

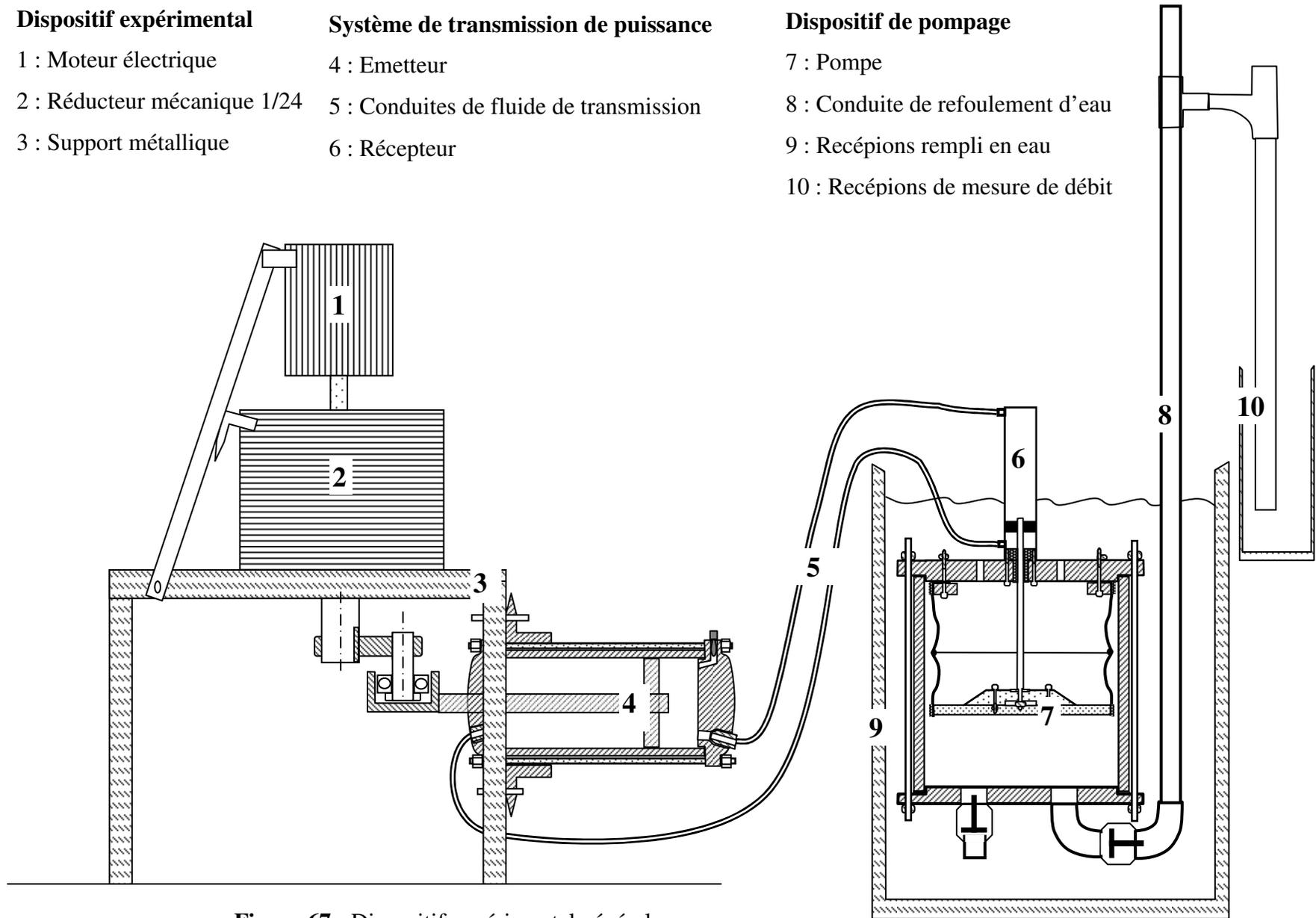


Figure 67 : Dispositif expérimental général

Déroulement des essais.

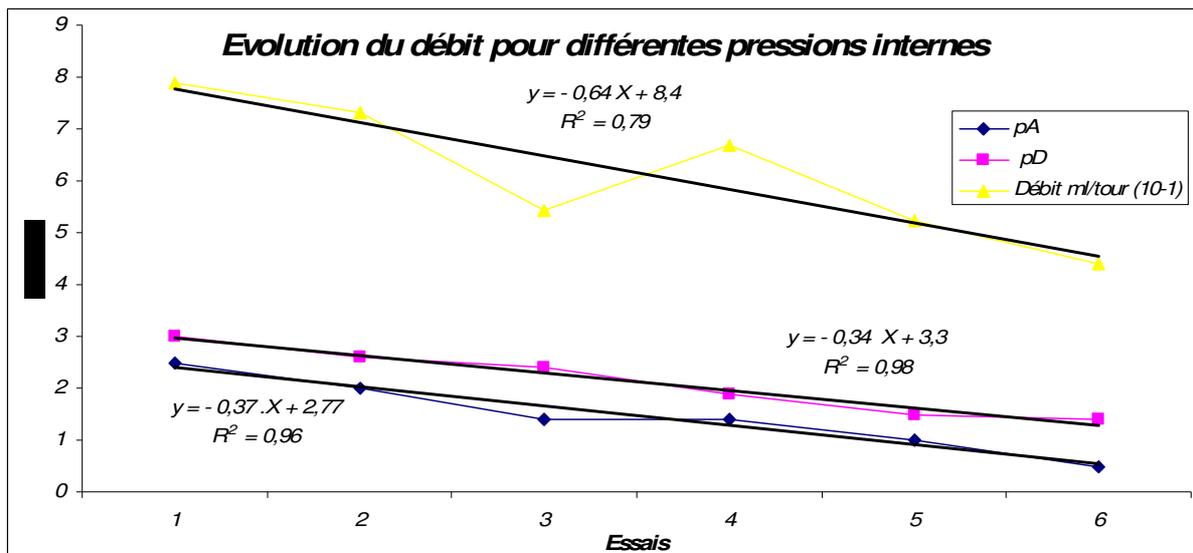
Les essais sur la transmission pneumatique par circuit à double effet ont été organisés de la manière suivante :

- Au départ nous avons disposé le circuit de transmission en position PMH (extraction de la tige de l'émetteur au maximum et rétraction totale de celle du récepteur figure 43)
- Le volume d'air initial occupant le circuit I est V_{ID} et celui occupant le circuit II est de V_{IC} .
- A l'aide d'un compresseur externe nous avons placé le circuit I sous la pression p_A , et le circuit II sous la pression p_C . puis nous avons répété ces essais pour différentes pressions p_A et p_C (Figure 44).
- Pour chaque essai nous avons prélevé le volume de 5 tours de manivelle d'entraînement, ainsi nous obtenons le débit cylindrique Q_{cyl} .

Les résultats sont représentés sur le tableau 2.

Tableau 2 : Résultats des essais réalisés sur la pompe à transmission pneumatique avec un circuit à double effet fermé

Hauteur (m)	Pression dans le circuit ((10^5 pascals))		Volume d'eau (ml/5tours)	Débit cylindrique (litre/tours)
	Pression p_A .(10^5 Pa) dans le circuit I	Pression p_D (10^5 Pa) dans le circuit II		
2	2.5	3	3950	0.790
	2	2.6	3660	0.732
	1.4	2.4	2710	0.542
	1.4	1.9	3340	0.668
	1	1.5	2620	0.524
	0.5	1.4	2200	0.440
4	2.5	3	1520	0.304
	2	2.8	970	0.194
	1.8	2.5	1400	0.280
	1.5	2.4	800	0.160



Graphe 2 : Débits pour différentes pressions internes

Interprétations :

Le faible volume d'eau pompé par rapport au volume théorique est dû à l'insuffisance de la hauteur de charge qui ouvre le clapet de pied pendant la phase d'aspiration. Cette insuffisance provoque la rétraction de la membrane dans la pompe sous l'effet de la dépression; le graphe de l'annexe 3 détermine les pertes de charges introduites par le clapet de pied.

La valeur de la pression dans le circuit (II) doit être suffisante pour faire remonter le piston de la pompe au PMH, mais elle ne doit pas être résistante au refoulement d'eau.

Dans notre cas si nous augmentons la pression pour que le piston remonte jusqu'au PMH nous allons favoriser au même temps la résistante au pompage.

La solution pour affaiblir la pression de résistance, consiste à mettre en communication aux points morts, les deux circuits I et II dès que le refoulement de l'air par le piston de l'émetteur se termine.

Nous prévoyons dans notre circuit (Figure 68), des lumières de communication en fin de course, qui nous permettent de transmettre l'air du circuit à pression élevée vers le circuit à basse pression et d'équilibrer ainsi les pressions. Le diagramme de la figure 69 permet d'apprécier le fonctionnement du système de transmission amélioré.

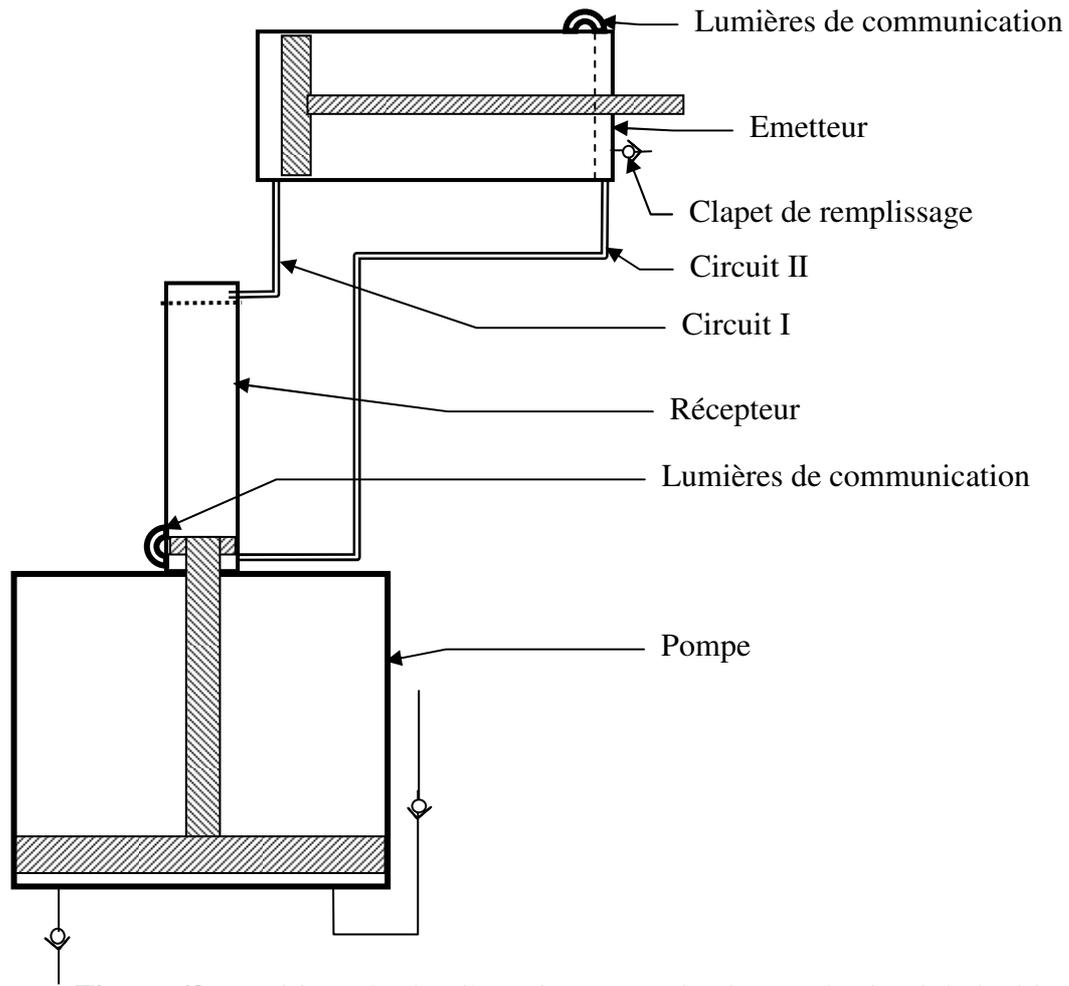


Figure 68 : Positions des lumières de communication sur le circuit à double effet

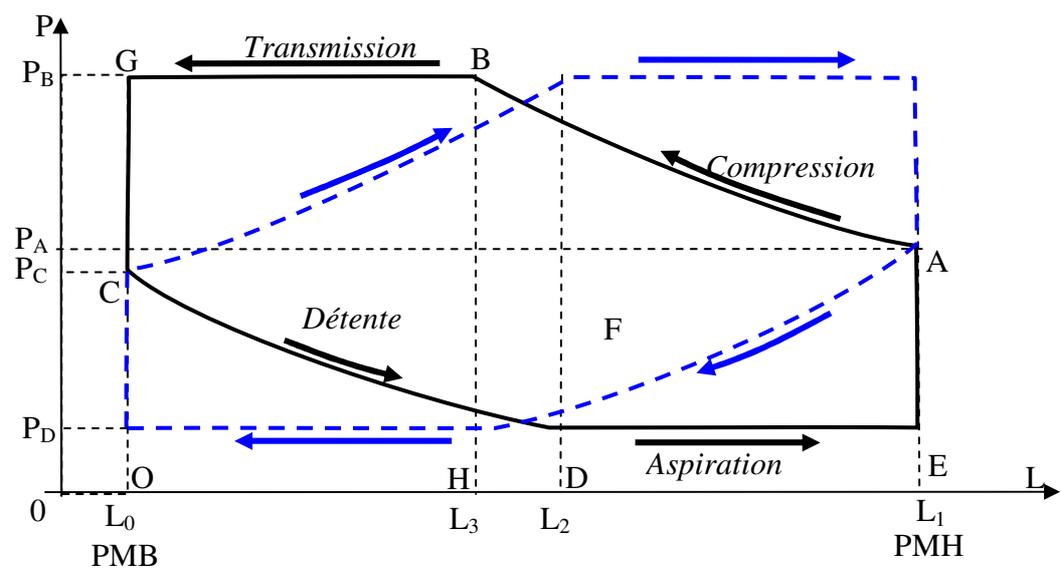


Figure 69 : Diagramme pV du circuit à double effet amélioré

Du graphe 2 nous remarquons qu'en fonction de la pression exercée dans les circuits I et II, plus les pressions dans ces derniers sont importantes et plus le débit obtenu est conséquent.

Les deux courbes présentent pratiquement la même pente ce qui signifie que la pression d'un circuit est transmise au second et vis versa. Elles dévoilent une même croissance.

Ce dernier ne dépend pas de la différence des pressions entre les deux enceintes, mais de l'importance des pressions qui y règnent.

Ceci est dû à la compressibilité de l'air et nous à aider un peu à nous inciter à nous orienter vers un dispositif hydraulique vu la faible compressibilité des fluides utilisés.

Il est souhaitable de placer des ressorts à l'intérieur des enceintes pour mieux contrôler et optimiser les débits.

La conclusion à tirer est que pour avoir un bon rendement, il est nécessaire de travailler à des pressions limites des vérins pneumatiques.

V.3.2.3. Pompe « boudruche » avec transmission hydrique

Pour atteindre notre objectif, nous avons employé l'éolienne implantée au niveau de la station expérimentale de l'INA (Photo 4; Annexe 4) comme force motrice. Les pompes réalisées y ont été expérimentées sur ce site.

La situation de cette éolienne dépend des aléas du vent; la vitesse et son intensité ne sont pas homogènes, pour réduire l'effet de ces paramètres, nous avons utilisé un réducteur de vitesse mécanique avec un rapport de 1/2 pour augmenter le couple moteur.

Un purgeur a été introduit sur le circuit pour le remplissage du liquide de transmission.

Le volume récupéré par une course de 8.5 cm du vérin émetteur et dont le rayon du piston est 6,25 cm est $V = 1043,11 \text{ cm}^3$.

Théoriquement nous avons plus d'un litre d'eau refoulé à chaque coup de la pompe.

Une fois le premier essai réalisé nous avons constaté que pendant l'aspiration du fluide de transmission, la dépression qui règne dans la chambre de l'émetteur provoque l'aspiration de l'air atmosphérique, ceci est dû à la mauvaise étanchéité des joints. L'eau débitée diminue de plus en plus.

La hauteur d'aspiration théorique des liquides limite le fonctionnement de la pompe à des profondeurs de moins de 8 m.

La pompe étudiée répond à l'avantage de supporter parfaitement les eaux chargées, abrasives et présente une usure mécanique très faible dans la partie immergée.

V.3.2.4. Pompe « boudruche » avec transmission pneumatique

Nous avons expérimenté cette pompe au départ, sans modification, avec de l'air comprimé. Les résultats obtenus ne sont pas satisfaisants. Après analyse de la situation, nous avons constaté que la compression de l'air dans le circuit et dans la boudruche n'atteint pas la pression nécessaire pour pousser l'eau dans la pompe vers la conduite de refoulement.

Nous devons agrandir les dimensions du compresseur ou bien utiliser un réservoir d'accumulation d'air comprimé. La première idée n'est pas recevable, car elle sollicite l'augmentation des dimensions de l'éolienne, la deuxième idée est acceptable mais demande des modifications sur la pompe.

La figure 70 schématise la pompe avec modifications. L'élément de surface est un compresseur à double effet qui alimente un accumulateur par l'air comprimé qu'il refoule dans la pompe.

Le corps de la pompe est modifié par rapport à la précédente en introduisant un distributeur à ouvertures successives commandées par un flotteur. Suivant la position de ce flotteur la chambre de la pompe communique alternativement avec l'accumulateur pendant la phase de refoulement d'eau puis avec l'air ambiant pendant la phase d'admission d'eau.

L'accumulateur peut jouer le rôle d'un amortisseur de pulsations. Il évite d'une part, la rapidité de déperdition de pression dans le réservoir de l'accumulateur et d'autre part, il répartit le débit d'eau sur les deux phases, pour le régulariser au refoulement et à l'aspiration.

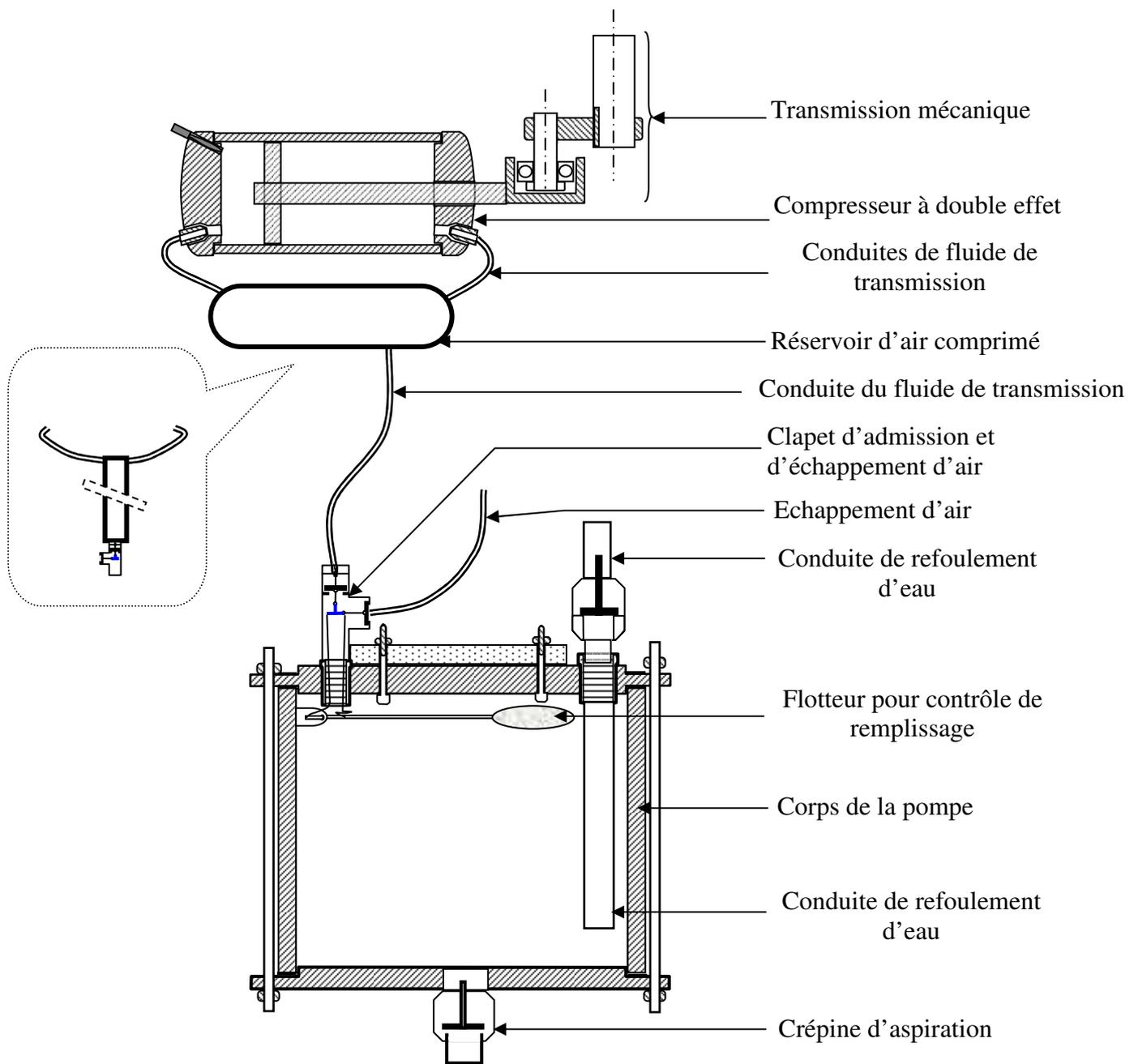


Figure 70 a : La pompe modifiée.

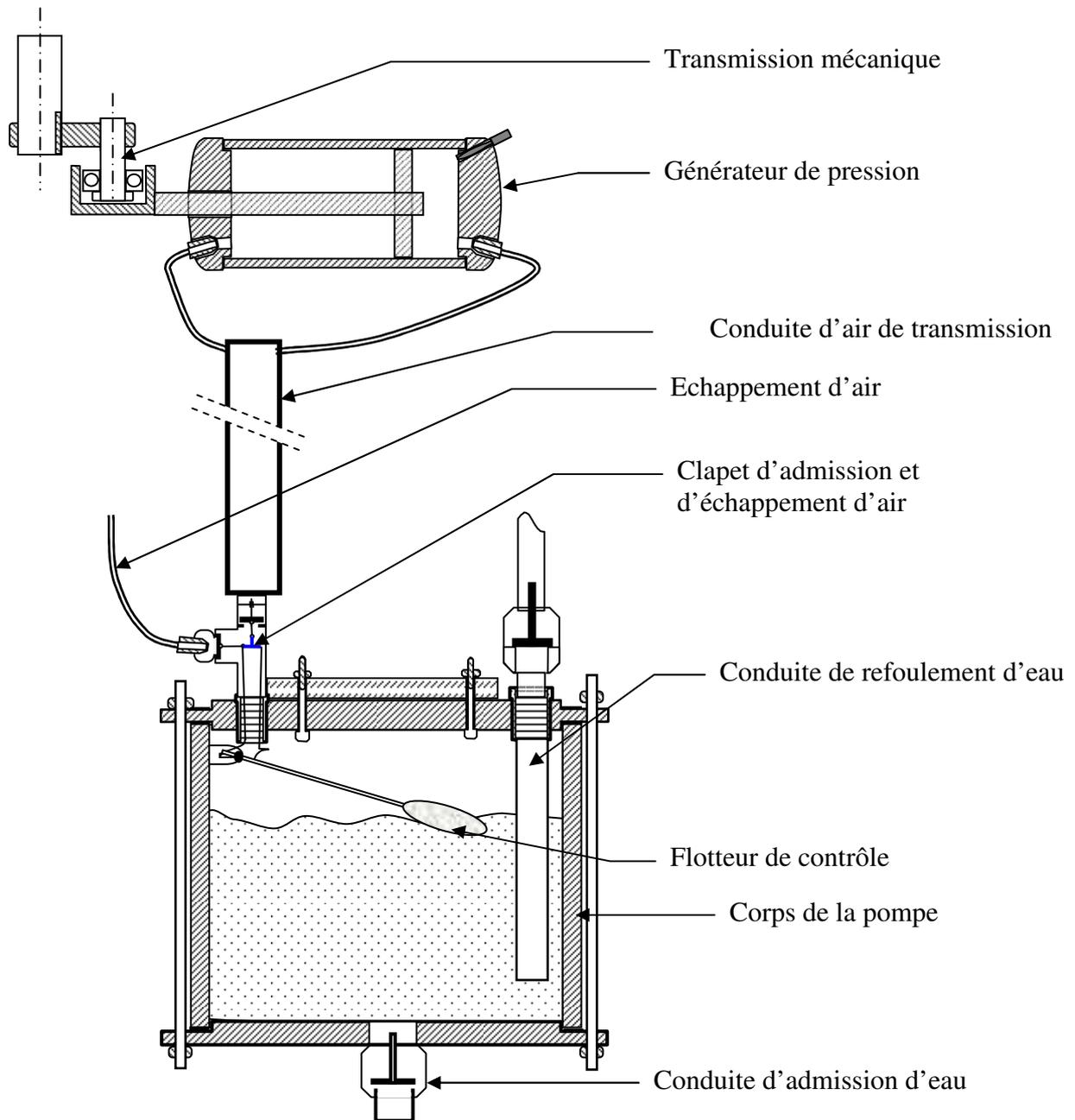
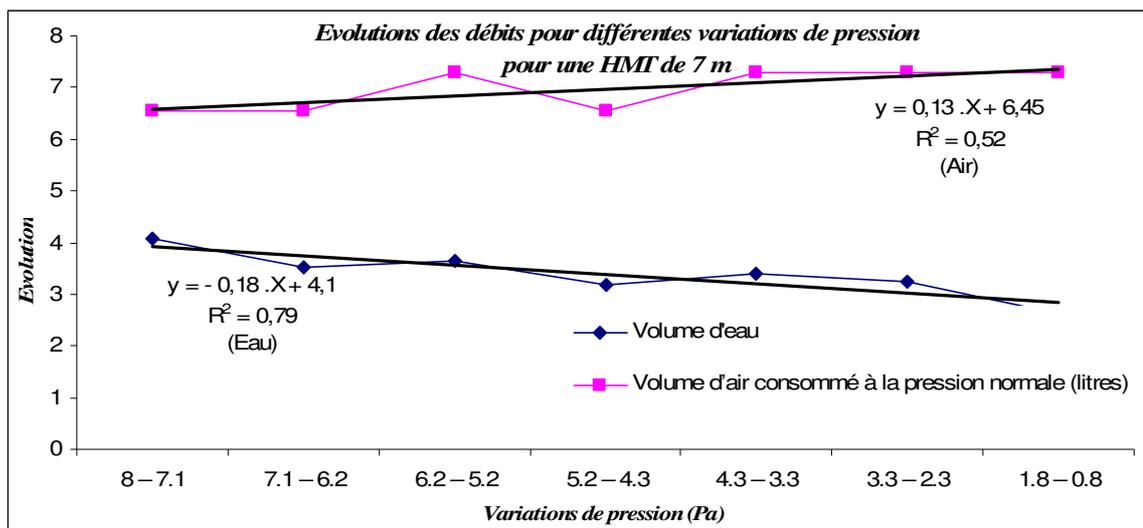


Figure 70 b : La pompe modifiée (La conduite d'air de transmission joue le rôle de réservoir).

Tableau 3 : Résultat des essais faits sur la pompe à boudruche avec transmission pneumatique

Hauteur (m)	Δp (10^5 pascals)	Volume d'eau récolté. (litres)	Volume d'air consommé à la pression normale ΔV_N (litres)
7	8 – 7.1	4,07	6,55
	7.1 – 6.2	3,52	6,56
	6.2 – 5.2	3,65	7,28
	5.2 – 4.3	3,18	6,56
	4.3 – 3.3	3,40	7,28
	3.3 – 2.3	3,24	7,28
	1.8 – 0.8	2,64	7,28



Graph 3 : Evolution du débit d'eau et de l'air comprimé.

Interprétations :

Le débit d'eau récolté varie peu lorsque les pressions diminuent. Ceci présente l'avantage de travailler à faible pression.

La pompe expérimentée n'est pas équipée d'une boudruche et d'un système de commande des clapets d'admission et d'échappement de l'air pour ce, nous avons commandé ces clapets manuellement durant les essais. Ainsi le volume d'air comprimé entre $8 \cdot 10^5$ et $7 \cdot 10^5$ pascals

engendre un volume d'eau plus élevé. Il s'explique par le fait qu'une partie de l'air comprimé s'échappe dans la conduite de refoulement d'eau et vide partiellement la conduite.

Mais nous remarquons aussi que l'évolution des courbes de tendance de l'air consommé et du débit sont proportionnellement inversées, ceci nous donne une appréciation qu'un volume dV ayant une pression de $8 \cdot 10^5$ pascals pompe un volume d'eau plus important que le même volume dV d'air comprimé à la pression $2 \cdot 10^5$ pascals.

Comparaison entre la pompe à vérin et celle à boudruche.

Pour que notre comparaison soit crédible et logique, nous comparons les tendances des volumes évacués pour les différents gradients de pression appliquées.

Les quantités d'eau obtenues ne sont pas les mêmes et ne sont mêmes pas comparables, mais les pressions qui les ont engendrées sont pratiquement dans la même plage.

Malgré que les hauteurs de mesures soient différentes, les volumes d'air évacués à la pression normale nous renseignent sur le dispositif le plus adéquat.

Pour effectuer cette comparaison, nous ramenons les hauteurs à une même valeur. Rappelons que la pression au niveau du vérin est pratiquement celle qui se trouve dans la pompe.

Les hauteurs de refoulement sont pratiquement proportionnelles aux pressions et comme la reconversion des volumes d'une pression P_1 à une pression P_2 est $P_2 = P_1 S_1 / S_2 = P_1 / 25$ alors nous déduisons la relation directe pour les volumes d'air évacué à la pression normale.

Pour simplifier et tirer une conclusion sur la comparaison, nous allons tout ramener par exemple à une hauteur de 5m avec les débits obtenus.

Nous accusons une variation moyenne de $0.2447 \cdot 10^5$ Pa pour une hauteur de 2.87 mètres.

Les tableaux qui suivent, résument les données nécessaires.

Tableau 4 : Evolution des pressions et des débits prélevés pour la pompe à vérin pour une hauteur manométrique de 5 m

Pressions vérin pour différentes hauteurs (10^5 pascals)	Pressions pompe pour différentes hauteurs (10^5 pascals)	Pressions pompe pour une hauteur ramenée à 5 m (10^5 pascals)	Pressions vérin pour une hauteur ramenée à 5 m (10^5 pascals)	Débit (litres)	Volume d'air consommé par le vérin à la pression normale (litres)
8,8	0,352	0,463	11,58	0.300	0,919
7,2	0,288	0,524	13,10	0.350	1,040
6,6	0,264	0,480	12,00	0.350	0,953
6,2	0,248	0,451	11,28	0.325	0,895
6	0,24	0,436	10,90	0.260	0,865
5,65	0,226	0,411	10,28	0.200	0,816
5,4	0,216	0,393	9,83	0.175	0,780
4,8	0,192	0,349	8,73	0.080	0,693
4.4	0,176	0,320	8,00	0	0,635

Dans ce cas d'essai, la pression a été fournie à partir d'une bouteille d'air comprimé. La pression est relevée au niveau de la bouteille avant et après usage. La différence sert au calcul du volume d'air consommé à ces pressions.

Déroulement de l'expérimentation

Nous avons utilisé un réservoir d'air comprimé à la pression de $8 \cdot 10^5$ Pa comme source d'énergie puis, nous avons branché un distributeur d'air à commande manuelle.

Pour mesurer les quantités d'air injecté dans la pompe nous avons procédé au prélèvement des pressions d'air du réservoir avant et après chaque injection par l'intermédiaire d'un manomètre placé entre le réservoir et le distributeur.

Pour un volume d'air injecté nous avons récolté un volume d'eau à une hauteur de 7 m.

Le volume du réservoir $V_R = 7375 \text{ cm}^3$ est déterminé par la méthode d'immersion totale dans un récipient rempli d'eau.

Le volume d'eau qui déborde est mesuré et le volume net V_R du réservoir est déduit en ôtant le volume des parois.

Pour calculer les volumes d'air injecté dans la pompe à la pression normale pour chaque Δp observée, nous avons procédé de la manière suivante :

$$\begin{aligned}
 V_R \cdot p_{\text{avant}} &= V_{\text{Nav}} \cdot p_0 \\
 V_R \cdot p_{\text{après}} &= V_{\text{Nap}} \cdot p_0
 \end{aligned}
 \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} V_R \cdot p_{\text{avant}} &= V_{\text{Nav}} \cdot p_0 \\ V_R \cdot p_{\text{après}} &= V_{\text{Nap}} \cdot p_0 \end{aligned}} \right\} \Rightarrow V_R (p_{\text{avant}} - p_{\text{après}}) = (V_{\text{Nav}} - V_{\text{Nap}}) p_0$$

$$V_{\text{Nav}} - V_{\text{Nap}} = \frac{V_R (p_{\text{avant}} - p_{\text{après}})}{p_0} \Rightarrow \Delta V_N = \frac{V_R (\Delta p)}{p_0}$$

- V_R : Volume du réservoir
- p_{avant} : Pression dans le réservoir observée avant l'injection de l'air
- $p_{\text{après}}$: Pression dans le réservoir mesurée après l'injection de l'air dans la pompe.
- V_{Nav} : Volume d'air du réservoir calculé à la pression normale, observée avant usage.
- V_{Nap} : Volume d'air du réservoir calculé à la pression normale, prélevée après usage.
- p_0 : Pression atmosphérique.

Le volume de la bouteille 7.375 litres a été déterminé de deux manières :

- a) Par remplissage.
- b) Par immersion totale de la bouteille dans de l'eau.

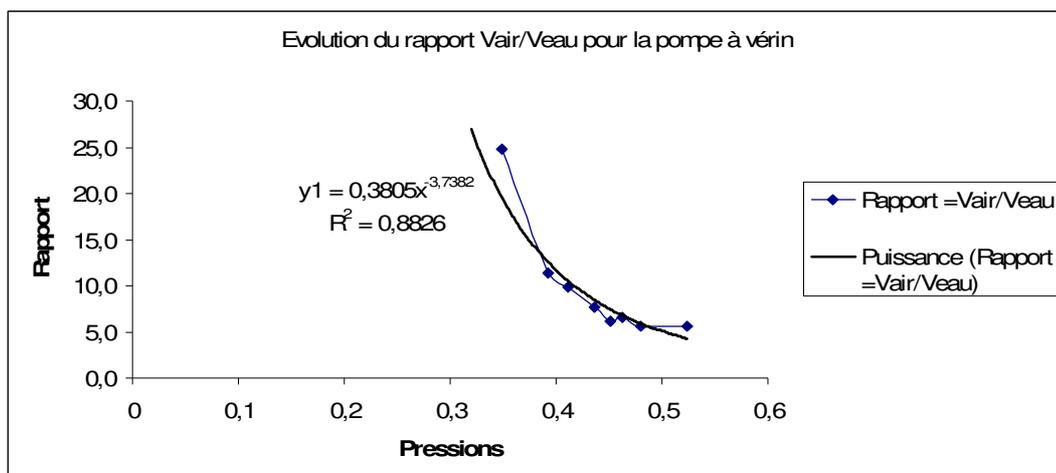
Tableau 5 : Evolution des pressions et des débits prélevés pour la pompe à baudruche pour une hauteur manométrique de 5 m

Δp (10^5 Pa)	Pression moyenne (10^5 Pa)	Pression pompe pour une hauteur ramenée à 5 m (10^5 pascals)	Volume d'eau récolté. (litres)	Volume d'air consommé à la pression normale pour 5 m (litres)
8 – 7.1	7,55	5,39	4,07	6,55
7.1 – 6.2	6,65	4,75	3,52	6,55
6.2 – 5.2	5,7	4,07	3,65	7,28
5.2 – 4.3	4,75	3,39	3,18	6,55
4.3 – 3.3	3,8	2,71	3,40	7,28
3.3 – 2.3	2,8	2	3,24	7,28
1.8 – 0.8	1,3	0,93	2,64	7,28

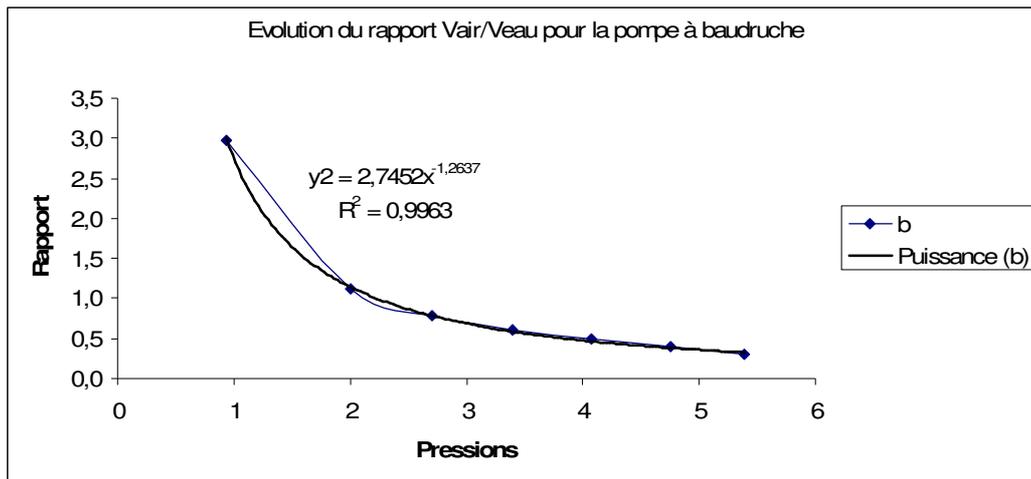
La hauteur d'évacuation est à 5 mètres, les données des débits d'eau et des volumes d'air consommé à la pression normale pour les deux cas de pompe envisagés (à vérin et à boudruche) peuvent se rassembler dans le tableau suivant.

Tableau 6 : Débits d'eau et volumes d'air consommé à pression normale
(pour une hauteur ramenée à 5 m)

	Pression pompe (10^5 pascals)	Volume d'air consommé à la pression normale (litres)	Volume d'eau récolté. (litres)
Vérin	0,463	0,919	0.300
	0,524	1,040	0.350
	0,480	0,953	0.350
	0,451	0,895	0.325
	0,436	0,865	0.260
	0,411	0,816	0.200
	0,393	0,780	0.175
	0,349	0,693	0.080
	0,320	0,635	0
Boudruche	5,39	6,55	4,07
	4,75	6,55	3,52
	4,07	7,28	3,65
	3,39	6,55	3,18
	2,71	7,28	3,40
	2	7,28	3,24
	0,93	7,28	2,64



Graphe 4 : Evolution du rapport volumique V_{air}/V_{eau} pour la pompe à vérin.



Grphe 5 : Evolution du rapport volumique V_{air}/V_{eau} pour la pompe à boudruche.

Interprétations :

L'évolution des débits d'eau obtenus par des gradients de rapports volumiques pour les pompes à vérins et pour les pompes à boudruches sont homothétiques.

La pompe la plus performante est celle qui présente le moindre rapport. Ainsi la pompe à boudruche est celle que nous choisirons à l'avenir.

CONCLUSION GENERALE

Le concept de la pompe développée au départ a montré des anomalies liées à l'incompatibilité du fluide utilisé avec le matériel disponible sur le marché et à la méthode d'assemblage des organes d'étanchéité sur le corps de la pompe.

Les améliorations successives de cette pompe ont abouti à la réalisation de plusieurs pompes.

Pour constater l'effet de ces améliorations, nous les avons expérimentées vis à vis de la technique de transmission utilisée tout en essayant de résoudre les problèmes rencontrés.

Avec le premier essai nous avons testé le système de transmission hydrostatique ainsi que le corps de la pompe.

Les remarques nous ont conduit aux résultats suivants :

- La technique utilisée dans le montage de la membrane d'étanchéité influe considérablement sur le débit d'eau refoulée. Pour le premier montage de la pompe à membrane soutenue par anneaux, l'influence est ressentie sur le rendement lors de la phase de refoulement et pour le deuxième montage concernant la pompe à membrane soutenue par paroi cylindrique, l'influence est constatée sur le rendement lors de la phase d'aspiration. Pour remédier à ce dernier problème il suffit de donner à la pompe une charge suffisante pour l'ouverture du clapet du pied avec une très faible dépression dans la chambre. Nous pouvons utiliser un automate qui ouvre et ferme le clapet à chaque fin de course.
- Pour avoir une bonne performance de la transmission, une diminution de la quantité de liquide de transmission déplacée et une augmentation de sa pression sont nécessaires. La fréquence du mouvement de la tige augmente et les pertes de charges dues à la transmission sont réduites.
- L'utilisation de l'air comprimé directement pour pomper l'eau dans le cas de la pompe à baudruche donne un rendement plus important que dans le cas du système de transmission pneumatique. Pour ce cas, la puissance de l'air comprimé est transformée en puissance mécanique, communiquée à la pompe double effet à travers le piston.
- La proposition exprimée pour circuit à double effet muni de lumières de communication vise à améliorer le rendement de la pompe à double effet par rapport au débit cylindrique. Pour une même quantité d'eau refoulée, la pompe à baudruche sollicite plusieurs tours du

compresseur, alors que dans le cas de la pompe pneumatique à double effet un seul va et vient du piston de l'émetteur suffirait.

- L'analyse des différentes propositions du point de vue économiques, nous incite à choisir la pompe à boudruche, vu que la partie immergée de cette dernière ne s'use pas rapidement. Le coût de sa réalisation est très faible, avec l'avantage de pouvoir stocker de l'énergie sous forme d'air comprimé pour d'autres fins.
- La réalisation de cette pompe ne demande ni une qualification spécifique d'un technicien ni un matériel important d'usinage. La matière première utilisée est disponible sur le marché à un coût abordable.

La partie dynamique de l'eau à la sortie du tuyau de refoulement n'a pas été comptabilisée dans nos calculs. Notre but est de montrer la fonctionnalité de tels dispositifs.

Au terme de notre présentation et en guise de conclusion, nous espérons avoir réussi à cerner les véritables besoins et surtout à localiser les déficiences réelles du système.

Références bibliographiques

- CARLIER M.** 1968 *Machines hydrauliques,*
Loius-Jean
- CHARGERES B.** 5/1991 *Pompes volumétriques pour liquides,*
Technique de l'ingénieur, Volume BL2, B 4320
- CHOLET H.** 1997 *Les pompes à cavités progressantes,*
Editions Technip Paris
- DOUX C. & LUSSEAU C.** 01/01/2004 *Architecture de la chaîne de pompage de l'eau brute,*
www.si.ens-cachan.fr/ ressource transmise le
- ESNAULT F.** 2001. *Construction mécanique transmission de puissance (1 Principe)*
2^{ème} Edition Dunod, Paris,
- FAISANDIER J. et Coll** 1999. *Mécanique hydraulique et pneumatique,*
8^e Edition Dunod, Paris,
- HENROT R. & LEJEUNE J.** 1979 *Installations sanitaires tome 2*
Edition WESMAEL-CHARLIER
- KOLLER E.** 2002 *Transport et stockage des fluides dans l'industrie,*
Dunod paris
- LABOMVILLE R.** 1999 *Conception des circuits hydrauliques, une approche énergétique,*
Editions de L'école polytechnique de Montréal,
- LAUNAY J. & PERROTIN G.** 8/1990 *Station de pompage,*
Technique de L'ingénieur, Volume BL2, B 4340
- LE GOURFERES D.** 1980 *Energie éolienne, théorie, conception et calcul pratique des installations,*
Edition Eyrolles, Paris,

- LECLERC J.** *Pompes à transfert de gaz, pompes volumétriques,*
Technique de l'ingénieur, Volume BL3, B 4271
- LEFÈVRE J.** 1978 *L'air comprimé, Tom I,*
Edition J-B. BAILLIÈRE 19 rue hautefeuille, Paris VI^e
- LENORMAND G. &
TINEL J. & MIGNÉE R.** 1981 *Construction mécanique, éléments de technologie, Tome III et IV,*
Editions Foucher, Paris
- MARTIN J.** *Mécanisme de transformation de mouvement à contact local,*
Technique de L'ingénieur, Volume, B 5910
- MERIGOUX J.M.** 7 - 1999 *Ventilateurs, compresseurs, notions fondamentales et dimensionnement,*
Technique de L'ingénieur, Volume BL3, BM 4500
- OURAGH Y.** 1990 *Ecoulements forcés en hydraulique (1^{re} partie)*
O.P.U. Alger
- RESSOURCE
NATURELLES CANADA** 15 – 08 - 2000 *L'énergie éolienne pour entraîner les pompes, technologie & application*
www.canren.gc.ca/tech_appl/
- ROLDAN VILORIA J.** 2002 *Hydraulique Industriel (aide-mémoire),*
Editeur Dunod, paris pour la traduction française
- ROLDAN VILORIA J.** 2002 *Pneumatique industrielle, (aide-mémoire),*
Editeur Dunod, paris pour la traduction française
- SPINNLER G.** 1997 *Conception des machines, principes applications (2 dynamique)*
Editeur presses polytechniques et universitaires Ronrandes
Lausanne
- TAIBI M.** 1993 *Machines hydrauliques et compresseurs,*
O.P.U. Alger

ANNEXE

Annexe 1

Classification des systèmes de transmission d'énergie

La classification des systèmes de transmission d'énergie selon l'appréciation de leur capacité intrinsèque performante de satisfaire un énoncé de description de la réalité observée.

- a) Enoncé décrit très bien; b) Enoncé décrit plutôt bien;
c) Enoncé décrit plutôt mal; d) Enoncé décrit très mal.

1. Facteurs dynamiques				
Enoncés de performance	Mécan.	Electr.	Hydr.	Pneum.
Le système permet des déplacements précis même en présence de charges élevées.	a	b	b	d
Les variations de vitesse imputables au système sont très faibles en dépit de charges très variables.	a	b	b	d
Le système permet d'exercer des couples élevés à de très basses vitesses (moins de 1 tr/min) sans limitation de	a	d	a	a
Le système peut fonctionner à de très hautes vitesses (plus de 10 000 tr/min), à une puissance voisine de sa puissance maximale, sans limitation de durée.	c	b	c	c
Le couple utilisable au démarrage de la machine est élevé, ce qui permet de grandes accélérations de la charge.	b	b	a	c
La fréquence à laquelle le système peut inverser le mouvement de lourdes charges permet des va et vient	c	c	a	c
Les couples (les forces) d'inertie imputables au système sont faibles.	d	c	a	b
Le système réagit rapidement aux changements de commande.	b	a	a	c

2. Facteurs environnementaux

Enoncés de performance	Mécan.	Electr.	Hydr.	Pneum.
Le système peut fonctionner sans problème à de basses températures ambiantes (de l'ordre de -50°C).	a	a	c	d
Le système peut fonctionner sans problème à de hautes températures ambiantes (de l'ordre de 200°C).	b	c	c	a
En fonction de la puissance transmise, le système occupe le plus petit volume possible tout en étant le plus léger possible.	c	c	a	c
Les liaisons entre les différentes composantes du système sont peu apparentes.	d	a	c	b
Le système demeure propre à l'usage; il ne laisse aucun résidu malpropre.	c	a	c	a
La proximité de matières hautement inflammables n'est pas dangereuse, car le système est antidéflagrant.	a	d	b	a
Les composantes du système ne présentent aucun danger d'éclatement ni d'explosion.	a	c	c	b
Le système peut fonctionner dans une atmosphère fortement polluée (poussières, vapeurs acides, etc.).	c	c	a	a
Dans des conditions normales d'utilisation, le système est silencieux.	c	a	b	c
Le système peut fonctionner sans problème lorsqu'il est immergé dans un liquide.	c	d	a	b

3. Facteurs utilitaires

Enoncés de performance	Mécan.	Electr.	Hydr.	Pneum.
Le système peut transmettre aisément des mouvements linéaires alternatifs à de lourdes charges	b	d	a	c
Dans une machine exigeant une modulation de vitesse, le système permet d'obtenir facilement une vaste gamme de vitesses.	d	c	a	a
Les types de liaisons qui existent entre les composantes du système facilitent le transport de l'énergie de la source au point d'utilisation	d	a	b	b
En dépit de charges très variables, le système permet de faire fonctionner la source motrice à son régime le plus économique.	c	c	a	b
Le système est protégé contre les surcharges subites imprévues.	d	b	a	a
Le système absorbe bien les chocs et les vibrations.	d	c	b	a
Le système peut freiner par lui-même le mouvement des charges susceptibles de s'emballer	d	b	a	b
Dans une commande à distance, les signaux peuvent être de tous types (mécanique, électrique, pneumatique, hydraulique).	d	d	a	a
Dans une commande par ordinateur, les interfaces requises sont simples.	d	a	a	A

4. Facteurs économiques

Énoncés de performance	Mécan.	Électr.	Hydr.	Pneum.
Dans une machine de grande puissance et fonctionnant à des vitesses constantes, le coût initial du système est minimal.	b	a	c	b
Dans une machine de grande puissance et fonctionnant à des vitesses variables ou réversibles ou les deux, le coût initial du système est minimal.	c	c	a	d
Grâce au bon rendement énergétique du système, les coûts de fonctionnement à long terme sont minimaux.	a	a	c	d
Pour une utilisation normale, l'entretien du système est minimal.	c	a	c	b
Le système demeure fiable même dans des conditions défavorables.	b	b	b	c
Dans des conditions normales d'utilisation et malgré un entretien minimal, la durabilité du système est bonne.	c	a	b	c
Le nombre limité de parties du système sujettes à des bris diminue le nombre de pièces de rechange à garder en stock.	c	a	c	b

5. Facteurs sociaux

Énoncés de performance	Mécan.	Electr.	Hydr.	Pneum.
De façon générale, les ingénieurs et les techniciens possèdent la formation et les connaissances requises pour la réalisation du système.	a	b	c	b
Le système ne présente aucun danger potentiel pour l'opérateur de la machine même lorsqu'une composante est affectée d'une faiblesse technique.	c	c	b	c
En cas de panne grave dans le système, le personnel d'entretien peut en identifier la cause rapidement.	a	c	c	b

Annexe 2

Consommation théorique des vérins pneumatiques (litres d'air par mètre de course)

Orifice (mm)		Pression de ligne (bar)									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	Entrée	0,131	0,196	0,261	0,326	0,392	0,457	0,522	0,587	0,652	0,717
	Sortie	0,156	0,234	0,311	0,389	0,466	0,544	0,621	0,699	0,776	0,854
12	Entrée	0,170	0,254	0,339	0,424	0,509	0,594	0,679	0,763	0,848	0,933
	Sortie	0,226	0,339	0,452	0,565	0,679	0,792	0,905	1,018	1,131	1,244
16	Entrée	0,343	0,514	0,684	0,855	1,03	1,20	1,37	1,54	1,71	1,88
	Sortie	0,400	0,598	0,797	0,995	1,19	1,39	1,59	1,79	1,99	2,19
20	Entrée	0,524	0,785	1,05	1,31	1,57	1,89	2,09	2,35	2,61	2,87
	Sortie	0,624	0,934	1,24	1,55	1,86	2,17	2,49	2,80	3,11	3,42
25	Entrée	0,819	1,23	1,63	2,04	2,45	2,85	3,26	3,67	4,08	4,48
	Sortie	0,975	1,46	1,94	2,43	2,91	3,40	3,88	4,37	4,85	5,34
32	Entrée	1,37	2,06	2,74	3,42	4,10	4,78	5,47	6,15	6,83	7,51
	Sortie	1,60	2,39	3,19	3,98	4,77	5,57	6,36	7,16	7,95	8,74
40	Entrée	2,10	3,14	4,18	5,22	6,27	7,31	8,35	9,39	10,4	11,5
	Sortie	2,50	3,74	4,98	6,22	7,46	8,70	9,94	11,2	12,4	13,7
50	Entrée	3,28	4,91	6,53	8,16	9,79	11,4	13,0	14,7	16,3	17,9
	Sortie	3,90	5,84	7,78	9,72	11,7	13,6	15,5	17,5	19,4	21,3
63	Entrée	5,57	8,34	11,1	13,9	16,6	19,4	22,2	24,9	27,7	30,5
	Sortie	6,19	9,27	12,3	15,4	18,5	21,6	24,7	27,7	30,8	33,9
80	Entrée	9,01	13,5	18,0	22,4	26,9	31,4	35,9	40,0	44,8	49,3
	Sortie	9,99	15,0	19,9	24,9	29,8	34,8	39,0	44,7	49,7	54,6
100	Entrée	14,6	21,9	29,2	36,4	43,7	51,0	58,2	65,5	72,8	80,0
	Sortie	15,6	24,3	31,1	38,9	46,6	54,4	62,1	69,9	77,6	85,4
125	Entrée	22,8	34,1	45,4	65,7	68,1	79,4	90,7	120	113	125
	Sortie	24,4	36,5	48,6	60,7	72,8	85	97,1	109	121	133
160	Entrée	37,5	56,1	74,7	93,3	112	130	149	168	186	205
	Sortie	40,0	59,8	79,7	99,5	119	139	159	179	199	219
200	Entrée	58,5	87,6	117	146	175	204	233	262	291	320
	Sortie	62,4	83,4	124	155	186	217	249	280	311	342
250	Entrée	93,6	140	187	233	280	326	373	419	466	512
	Sortie	97,5	146	194	243	291	340	388	437	485	534
320	Entrée	155	232	309	386	463	540	617	694	771	849
	Sortie	160	239	319	398	477	557	636	716	795	874

Source Hydraulique Industrielle

Clapet de pied crépine

Série standard : CC 1142

Application

- Usage générale : distribution d'eau, bâtiment, pompe de fuel, pompage domestique, circuit, etc.

Caractéristiques générales

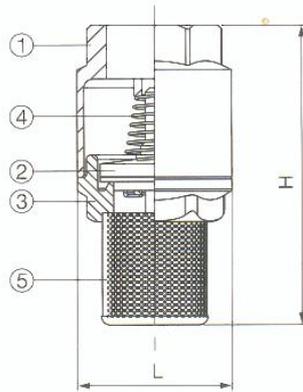
- Existe du DN3/4" au DN 4"
- Faibles pertes de charge.
- Excellents résultats hydrauliques
- Silencieux

Tests

- Les procédures de tests sont réalisées suivant les normes NFE 29-311 ? DIN 3230, ISO 5208.

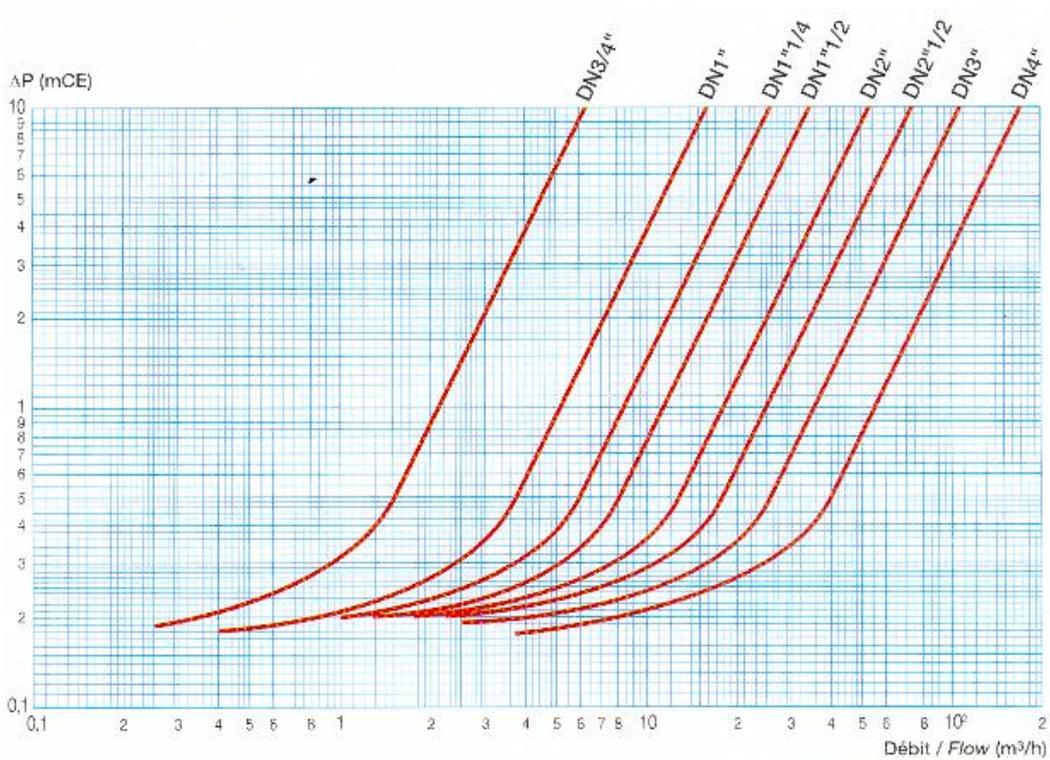
Raccordement

Tarudé GAZ ou NPT.



Caractéristiques techniques
Technical characteristics

DN / ND	L	H	Maille Screen	Poids Weight (kg)
3/8"	34,5	69,5	1,2	0,10
1/2"	34,5	69,5	1,2	0,10
3/4"	42	82	1,2	0,14
1"	47,5	91,5	1,2	0,20
1"1/4	59,5	108	1,2	0,27
1"1/2	71	119	1,2	0,44
2"	86,5	136,5	1,2	0,82
2"1/2	102	164,5	2	1,14
3"	125	184,5	2	1,59
4"	155	214,5	2	2,30



Annexe 4

Eolienne implantée au niveau de la station expérimentale de l'INA
utilisée comme force motrice.



Photo 4: Prototype de l'éolienne à axe vertical et des pompes adaptées.



RESUME

L'étude a trait à la conception et à la réalisation d'un dispositif de pompage entraîné par éolienne. Après l'achèvement de plusieurs prototypes, nous sommes arrivés à aboutir à une pompe exploitable à des fins agronomiques : c'est la pompe à baudruche utilisant la force du vent seulement, comme source d'énergie.

Ce dispositif de pompage s'adapte bien à cette source d'énergie très fluctuante et exploite le moindre souffle du vent. Cette pompe peut être utilisée pour des profondeurs considérables.

La réalisation de cette pompe ne demande ni une qualification spécifique d'un technicien ni un matériel important d'usinage. La matière première utilisée est disponible sur le marché à un coût très abordable.

Le stockage de l'énergie sous forme d'air comprimé peut être utilisé à d'autres fins que le pompage d'eau.

Mots clés : pompe, éolienne de pompage, eau, transmission hydraulique, transmission pneumatique,

SUMMARY

The study of the design end realization of a device of pumping trained by wind mill. After the end of several prototypes, we manage of find a pump which can be exploited of agronomic ends.

It is the pump with gold beater's skin, using only the power of the wind as a source of energy.

This device of pumping well adapts of this source of very fluctuating energy and exploits the least breath of the wind this pump can be used for considerable depths.

The realization of this pump doesn't reed a specific qualification of a technician nor an important equipment of machining.

The raw material used is available in the market with a very accessible price.

The energy storages in the form of compressed air can be used for other ends that the water pumping.

ملخص

الدراسة أضفت إلى صميم و إنجاز نظام ضخ يحرك انطلاقاً من الطاقة المروحية. بعد إنجاز و اختبار عدة نماذج وصلنا إلى إنجاز ضخة ستغلة لغايات فلاحية: ضخة الدورق ستعمل قوة الرياح فقط كمصدر للطاقة. نظام الضخ هذا يتكيف بصورة جيدة مع صدر الطاقة هذه التي هي تذبذبة و ستغل أقل رياح قوة. يمكن أن ستعمل هذه المضخة لأعماق معتبرة، و إنجازها لا يتطلب وهلات خاصة و لا إلى صناعية مهمة. المياة الأولية توفيرة في الأسواق أسعار د عقلية. خزن الطاقة على كل هواء ضغوط يمكن استعماله لغايات أخرى عدى ضخ المياه.