

WATER METHODS & WATER RESOURCES 88

LIST OF PARAMETERS, SYMBOLS, UNITS AND VARIABLE NAMES

2 3 2 . 3

8 8 T E

The following nomenclature and Units are used in this report and program.

PARAMETER	SYMBOL	UNITS	VARIABLE NAME
Mean fluid temperature	T	$^{\circ}\text{C}$	T
Viscosity	μ	cP	VISC
Density	ρ	kg/m^3	DEN
Density (gas-upstream)	ρ_1	kg/m^3	DEN1
Volumetric flowrate (liquid)	Q	m^3/hr	QACT
Volumetric flowrate (normal)	Q	Nm^3/hr	QNORM
Pressure (gas-upstream)	P_1	Bara	P1
Pressure (gas-downstream)	P_2	Bara	P2
Gas Constant	R	J/kgK	R
Mass flowrate	W	kg/hr	W
Mean fluid velocity	V	m/s	V
Reynolds Number	Re	-	RE
Friction factor	f	-	F
Start elevation	-	m	STELE
End elevation	-	m	ENDELE
Pipe internal diameter	D	mm	D
Pipe normal bore	-	mm	ANB
Pipe schedule	-	-	SCHED
Pipe surface roughness	E	mm	E
Pipe relative roughness	-	-	RR
Pipe resistance coefficient	K_p	-	KP
Fitting/Valve resistance coefficient	K_f	-	KP
Total stage resistance coefficient	K	-	K
Pipe length	L	m	LEN
Geometric correction factor	f_T	-	C(I)
Head loss	H	m	REQH

Techniques Nouvelles pour le Pompage Eolien

L. Bchir, M. Ben Amar and R. Coïolet
 Laboratoire de Mécanique Expérimentale des Fluides - UA 871 Paris VI-
 CNRS - Bât. 502 Campus Universitaire, 91405 ORSAY Cedex, France

937.3-18085

RESUME :

L'un des graves problèmes qui préoccupent de plus en plus les pays en voie de développement, et plus particulièrement le CONTINENT AFRICAÏN, est celui du pompage de l'eau. Par exemple, en MAURITANIE, 16% seulement des points d'eau sont susceptibles d'être qualifiés de "modernes", tous les autres étant de conception ou de technologie rudimentaire. Quelle que soit la machine hydraulique envisagée, le problème énergétique s'avère primordial, aussi avons-nous pensé exploiter l'énergie du vent pour assurer son entraînement (pompe ou élévateur). Une éolienne tripale DARRIEUS, à auto-démarrage et à couplage mécanique direct peut convenir.

INTRODUCTION

Pour contribuer à résoudre le problème crucial du pompage d'eau que rencontrent les pays en voie de développement, nous proposons l'association EOLIENNE (à axe vertical de type DARRIEUS) - MACHINE HYDRAULIQUE. Le comportement dynamique, la mise en vitesse de l'Eolienne ne font pas partie de la présente étude {1} et {2}. Nous nous intéressons seulement aux machines hydrauliques qui sont de deux types :

- A) POUR LE POMPAGE D'EAU dit "CLASSIQUE" : nous proposons un système original sous le nom de pompe solénoïde ; elle est constituée par un conduit souple enroulé sur un tambour animé d'un mouvement de rotation oscillatoire. L'étude théorique présentée met en évidence trois paramètres adimensionnels, à savoir :
 - * La charge, qui contient un nombre géométrique (caractérisant la pompe) et le nombre de Froude,
 - ** Le nombre de Womersley,
 - *** Le débit moyen.
- Ils nous servent d'axes de l'espace dans lequel on définit toute la famille des pompes solénoïdes animées du même type de

LIBRARY
 INTERNATIONAL REFERENCE CENTRE
 FOR COMMUNITY WATER SUPPLY AND
 SANITATION (IRC)

mouvement. Les résultats expérimentaux confirment cette proposition.

B) POUR L'ELEVATION D'EAU (Hauteur < 2m) : nous avons conçu un élévateur d'eau centrifuge, simple et de construction rustique. Il s'agit de tubes inclinés en rotation par rapport à un axe vertical (auquel ils sont rigidement liés) et décrivant un cône fictif. Les extrémités inférieures de ces tubes plongent de quelques centimètres dans l'eau, les extrémités supérieures sont à l'air libre. Quand la vitesse de rotation dépasse une certaine valeur critique, les tubes commencent à débiter selon la loi mise en évidence par le présent papier.

A) POMPE SOLENOÏDE :

A-1 : Description de la machine :

Dans sa configuration la plus simple, la pompe solénoïde est constituée d'un tube souple (longueur l , section σ) enroulé en hélice sur un tambour cylindrique circulaire (solénoïde à n spires) ; ce tambour est animé d'un mouvement non permanent autour de son axe (en général oscillatoire et périodique). Le vecteur instantané de rotation génère un flux dont les variations provoquent dans les canaux du rotor des effets hydrauliques analogues à ceux, qu'en électromagnétisme, les variations du flux d'induction provoquent dans les circuits électriques. Bien qu'annoncée depuis longtemps, cette analogie n'est pas classique. Le premier modèle de ce type de machine a été construit en 1798 par M. VIALLON {3}, un autre l'a été par VALEMOIS {4} en 1948.

La figure 1 met en évidence l'emplacement de la pompe solénoïde dans le circuit hydraulique. Les extrémités A et B du tube souple sont ramenées sur l'axe du solénoïde, et reliées respectivement aux réservoirs amont par le tube fixe CA (longueur l_1 , section σ_1) et aval par le tube fixe BD (longueur l_2 , section σ_2)

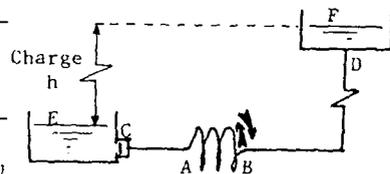


Fig. 1 - Description de l'installation hydraulique

A-2 : Considérations théoriques :

Pour mettre en évidence un principe théorique selon lequel la pompe solénoïde fonctionne, nous considérons un tube hélicoïdal rempli de liquide et animé d'un mouvement oscillatoire autour de son axe de révolution et inséré dans l'installation hydraulique décrite ci-dessus. Par application de la loi fondamentale de la dynamique, nous établissons la relation qui gouverne le mouvement du fluide. Cette relation n'est qu'un cas particulier de l'hydrodynamique des turbomachines en mouvement quelconque {5}, {6}, et {7}. Ainsi, l'expression de la différence de pression entre l'amont et l'aval du solénoïde est donnée par :

$$\Delta P = - 2n \frac{Sp}{L} \frac{d\omega}{dt} \quad (1)$$

et le débit peut être déduit de l'équation différentielle suivante :

$$\frac{dqv}{dt} = - \frac{2nS\sigma}{L} \frac{d\omega}{dt} - \frac{g\sigma h}{L} + f(qv) \quad (2)$$

où g = accélération de la pesanteur
 S = surface d'une spire
 ρ = masse volumique du liquide
 L = longueur totale du tube

Le dernier terme de cette équation caractérise l'ensemble des pertes de charges du système hydraulique entier.

A-3 : Fonctionnement en fluide parfait :

Nous étudierons la disposition de la figure 1 où le réservoir F (refoulement) est à une cote supérieure à celle du réservoir E (aspiration). Nous placerons sur le circuit hydraulique (par ex. en C) un clapet ne permettant le passage du fluide que dans le sens allant de E vers F. En fluide parfait ($f(qv)$ étant nul), l'équation (2) se réduit à :

$$\frac{dqv}{dt} = - \frac{2nS\sigma}{L} \frac{d\omega}{dt} - \frac{g\sigma h}{L} \quad (3)$$

Pour intégrer cette équation différentielle, il faut connaître la loi de variation angulaire du solénoïde. Supposons qu'elle soit sinusoïdale de la forme :

$$\alpha = a_m \sin \frac{2\pi}{T} t \quad (4)$$

$$\text{avec } \omega = \frac{d^2\alpha}{dt^2} \quad (5)$$

L'équation (3) devient :

$$\frac{dqv_+}{dt_+} = 2\pi \left(\sin 2\pi t_+ - h_+ \right) \quad (6)$$

$$\text{où : } qv_+ = \frac{qv}{qv_m} ; qv_m = \frac{4\pi nS\sigma a_m \sigma}{LT}$$

$$H_m = \frac{8\pi^2 nS a_m \sigma}{gT^2} ; h_+ = \frac{h}{H_m}$$

$$t_+ = \frac{t}{T} ; H_+ = \frac{H}{H_m}$$

ainsi $H = H_m \sin 2\pi t_+$ est la hauteur représentative de l'énergie fournie au fluide par le solénoïde.

Examinons maintenant ce qui se passe pendant une période T ($t_+ = 0$ à $t_+ = 1$). Supposons que le clapet soit fermé pendant une certaine partie de la période et s'ouvre à l'instant t_{0+} . On a :

$$qv_+ = \frac{dqv_+}{dt_+} = 0 \text{ pour } t_+ \leq t_{0+}$$

Pour $t_+ > t_{0+}$, le fluide commence à s'écouler et qv_+ prend une valeur positive, son évolution en fonction du temps peut être déterminée par l'intégration de l'équation (6).

Portons sur un diagramme les variations sinusoïdales de H_+ et la charge h_+ . Si $h_+ > 1$, le deuxième membre de (6) est toujours < 0 et le clapet ne s'ouvrira jamais.

Si $h_+ < 1$, la droite la représentant coupe la sinusoïde H_+ en deux points a et b. L'ouverture du clapet commence à l'instant t_{0+} correspondant au point a. On a :

$$t_{0+} = \frac{1}{2\pi} \text{Arc sin } h_+ \quad (7)$$

Cette ouverture est due au fait que la hauteur H_+ fournie par la pompe est supérieure à la charge et un écoulement peut alors s'installer dans le circuit. Le débit croît donc de zéro à l'instant t_{0+} , passe par un maximum puis, décroît et s'annule au temps t_{1+} correspondant au point c (Fig. 2) ; à ce moment, le clapet se referme et ne se rouvrira qu'au temps $t_+ = 1 + t_{0+}$. On peut donc représenter les variations périodiques du débit qv_+ en fonction du temps adimensionnel. L'aire sous tendue par la courbe ainsi obtenue nous permet de calculer : soit le débit moyen :

$$\bar{qv}_+ = \int_{t_{0+}}^{t_{1+}} qv_+ dt_+ \quad (8)$$

soit la cylindrée :

$$\zeta = Tqv_m \int_{t_{0+}}^{t_{1+}} qv_+ dt_+ \quad (9)$$

de la pompe solénoïde.

Quelques résultats obtenus sont représentés ci-dessous :

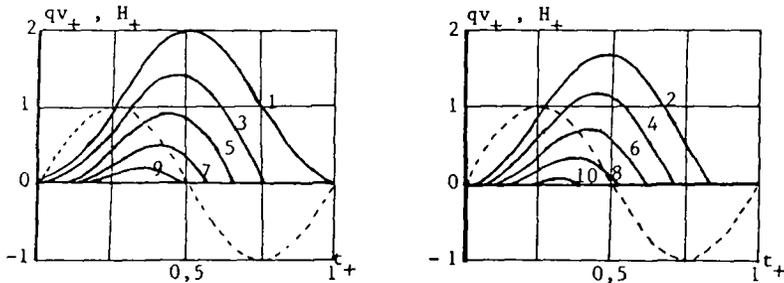


Fig. 3 - Courbes caractéristiques du débit instantané à travers une pompe solénoïde pour différentes charges

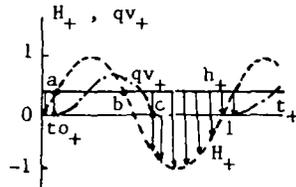


Fig. 2 - Variation du débit et de la pression

Tableau n° 1

N°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
h_+	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
\bar{qv}_+	1	0,760	0,570	0,456	0,300	0,204	0,126	0,071	0,030	0,007

A-4 : Fonctionnement en fluide visqueux :

La résolution de l'équation (2) suppose qu'on puisse expliciter les pertes de charges (donc $f(qv)$), qui sont des pertes en régime instationnaire (laminaire ou turbulent). On a peu d'informations sur l'expression de telles pertes de charges, de sorte qu'en première approximation, nous poserons, comme en régime stationnaire :

$$f(qv) = -\Lambda \frac{L}{d} \rho \frac{qv^2}{2\sigma^2} \quad (10)$$

d = diamètre hydraulique du tube ($\sigma = \pi \frac{d^2}{4}$)

si, en plus, on suppose que les pertes sont du type Poiseuille, à savoir :

$$\Lambda = \frac{64}{Re} \quad (11)$$

l'équation (2) devient alors :

$$\frac{\partial qv_+}{\partial t_+} = 2\pi \left(\sin 2\pi t_+ - \frac{1}{8\pi^2 \mathcal{F}_0 \mathcal{J}_0} \right) - \frac{32}{W_0} qv_+ \quad (12)$$

où $\mathcal{J}_0 = \frac{nS \alpha m}{L^2}$: est un paramètre géométrique

$\mathcal{F}_0 = \frac{L^2}{T^2} \times \frac{1}{gh}$: est une sorte de nombre de Froude

$W_0 = \frac{d^2}{vT}$: est le nombre de Wormesley.

L'équation ci-dessus est de la forme :

$$\frac{dy}{dx} = f(y, x)$$

qui est une équation différentielle du premier degré dont la résolution numérique s'effectue aisément par la méthode de Runge Kutta d'ordre quatre.

Nous présentons ci-dessous les résultats dans un espace formé par

$$W_0, \frac{1}{8\pi^2 \mathcal{F}_0 \mathcal{J}_0} \text{ et } \bar{qv}_+ = \frac{qv}{qv_m} \text{ obtenu par intégration de l'}$$

équation (2) et calculé selon la formule (8).

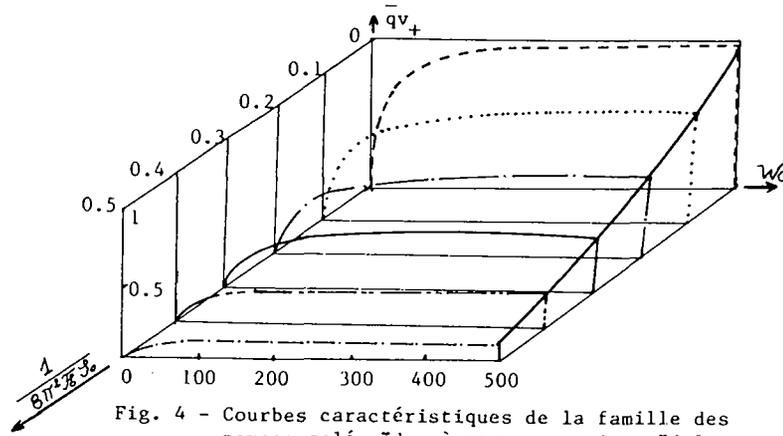


Fig. 4 - Courbes caractéristiques de la famille des pompes solénoïdes à mouvement sinusoïdal

A-5 : Etude théorique et expérimentale de la maquette d'essai : mouvement non sinusoïdal

A-5-a) Résultats théoriques :

Si le choix d'une loi de variation angulaire sinusoïdale présente l'avantage d'analyser simplement le fonctionnement de la pompe solénoïde, sa mise en oeuvre reste malheureusement un problème technologique complexe. En effet, on dispose généralement de mouvement de rotation ou de translation que l'on cherche à transformer en mouvement de rotation pulsatoire alternative. Dans la plupart des cas, la loi angulaire obtenue est périodique mais non sinusoïdale.

Le système retenu pour entraîner notre pompe est un mécanisme à quatre barres (a, b, c et d) commandé par un arbre en rotation uniforme (moteur). La figure 5 en représente le schéma. La variation angulaire de la pompe (tambour) est donnée par :

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{ac \sin(\alpha - \beta) + ad \sin\beta}{ac \sin(\alpha - \beta) - cd \sin\alpha} \times \frac{d\beta}{dt} \quad (13)$$

Pour une vitesse de rotation donnée du moteur ($\frac{d\beta}{dt} = \text{cste}$), la dérivée de ω par rapport au temps permet de calculer la pression générée par le solénoïde. La figure 6 nous donne ainsi les résultats numériques de cette analyse : on voit que le mouvement est bien périodique mais non sinusoïdal ; la différence apparaissant nettement sur la forme de

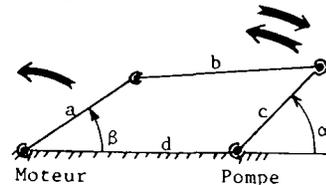


Fig. 5 - Schéma du système d'entraînement quatre barres

l'accélération

$$\frac{d\omega_+}{dt_+} = \frac{d^2\alpha_+}{dt_+^2} = \left(\frac{T}{2\pi}\right)^2 \frac{d^2\alpha}{dt^2}$$

Ces calculs ont été menés avec la configuration suivante :

$$a = 77.5\text{mm} \quad b = 302\text{mm} \\ c = 98.5\text{mm} \quad d = 311\text{mm}$$

Sur la figure 7, nous avons reporté, sous forme adimensionnelle, la pression

$$(H_+ = -\frac{d^2\omega_+}{dt_+^2}) \text{ ainsi calculée}$$

et le débit instantané déterminé par intégration numérique de l'équation (12).

A-5-b) Résultats Expérimentaux :

Des travaux récents [8] effectués sur un prototype miniature de la pompe solénoïde nous ont permis de confirmer les propositions de la figure 4. Pour une configuration géométrique donnée, et à charge fixée ($h = 0$ dans notre cas), on a étudié la loi de variation de q_v , en fonction du nombre de Womersley. Ce dernier étant fonction de la fréquence et de la viscosité du liquide transporté, on a fait varier la fréquence de l'oscillation entre 0 et 4 Hz au moyen d'un moteur variateur et la viscosité μ du liquide en prenant des mélanges eau-glycérol en proportions diverses (1 à 22 cps).

Les résultats ainsi obtenus (pour trois enroulements différents sur le même tambour) sont présentés sur la figure 8.

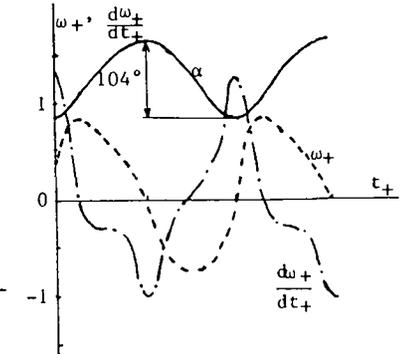


Fig. 6 - Résultats numériques du système quatre barres

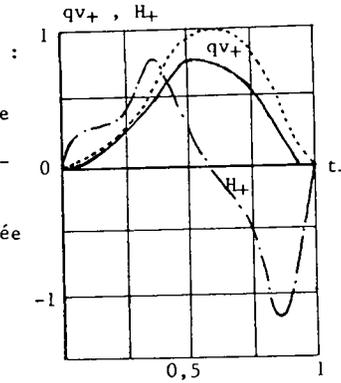


Fig. 7 - Pression et débit instantanés obtenus par le système quatre barres

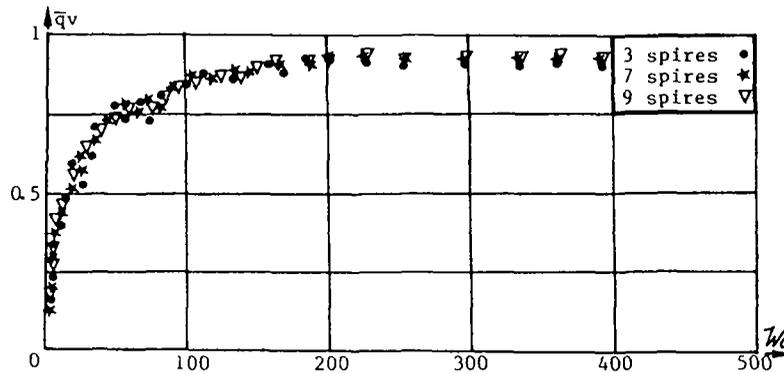


Fig. 8 - Résultats expérimentaux obtenus par la maquette miniature de la pompe solénoïde

B - HYDROELEVATEUR

B-1 : Description

Il s'agit d'un élévateur d'eau centrifuge de conception originale, constitué par un système de tubes cylindriques AB mobiles autour d'un axe vertical, équipés de deux embouts coulés orientables. Immergé dans l'eau et orienté convenablement, l'embout inférieur A fonctionne comme une écope, l'embout supérieur B étant à la distance R_B de l'axe de rotation. Fig. 9

B-2 : Etude théorique

B-2-a) En fluide parfait, dans un référentiel lié au système en rotation uniforme, l'énergie mécanique totale relative à l'unité de volume du fluide (en mouvement permanent) est :

$$E = P + \rho g z + \rho W^2/2 - \rho \omega^2 r^2/2 \quad (14)$$

W est la vitesse relative du fluide.

Pour une vitesse de rotation ω , suffisante du système, l'eau peut jaillir de l'embout B. La condition correspondante est :

$$\omega > \sqrt{2gh/R_B} \quad (15)$$

on pose : $\omega_c = \sqrt{2gh/R_B}$: valeur critique

B-2-b) En fluide réel, il faut tenir compte des pertes de charge dans les tubes qu'on peut écrire sous la forme :

$$\Delta P_c = K \rho W_B^2/2 \quad (16)$$

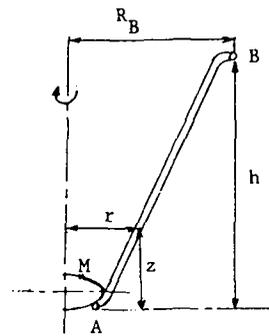


Fig. 9 - Hydroélévateur

La vitesse relative du fluide à la sortie des tubes devient alors :

$$W_B^2 = (\omega^2 R_B^2 - 2gh)/(1 + K) \quad (17)$$

B-2-c) En général, l'eau du réservoir amont est mise en rotation par l'action des tubes qui y plongent. La vitesse absolue en M n'est plus donc nulle mais égale à C_M (dans le sens de rotation défini par ω).

La vitesse relative du fluide qui va entrer dans les tubes est alors :

$$W_M = C_M - \omega R_A \quad (18)$$

Ce mouvement général de rotation peut être par exemple :

- rotation du type vortex libre : $C_M = A/R_A$
- rotation du type vortex forcé : $C_M = B \cdot R_A$

B-2-d) A la sortie du tube, le jet libre fait un angle α avec le rayon R_B (α est compté positivement dans le sens de rotation de ω). Le triangle des vitesses construit par W_B et ωR_B , nous permet de tracer la vitesse absolue C_B (Fig. 10)

$$\vec{C}_B = \vec{W}_B + \omega R_B \vec{J} \quad (19)$$

La puissance nécessaire à l'élévateur de l'eau est :

$$P_h = \rho q v (gh + C_B^2/2) \quad (20)$$

Pour minimiser cette puissance, et pour une valeur donnée de h, il faut réduire C_B au maximum, ce qui revient à orienter le jet libre dans le sens opposé à la rotation. (Fig. 11)

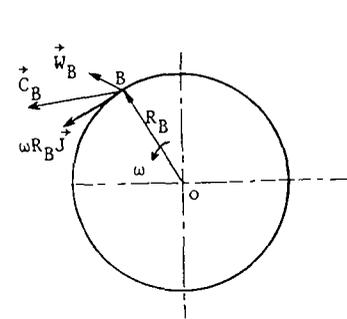


Fig. 10 - Triangle des vitesses

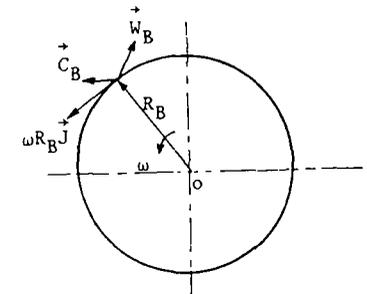


Fig. 11 - Orientation du coude à la sortie B du tube

B-3 : Résultats Expérimentaux

Pour étudier les caractéristiques hydrauliques de l'élévateur, nous l'avons d'abord accouplé à un moteur électrique à vitesse variable par l'intermédiaire d'un couplemètre.

L'installation comprenait en outre un débitmètre et un tachymètre magnétique relié à un fréquencemètre. (Fig. 12)

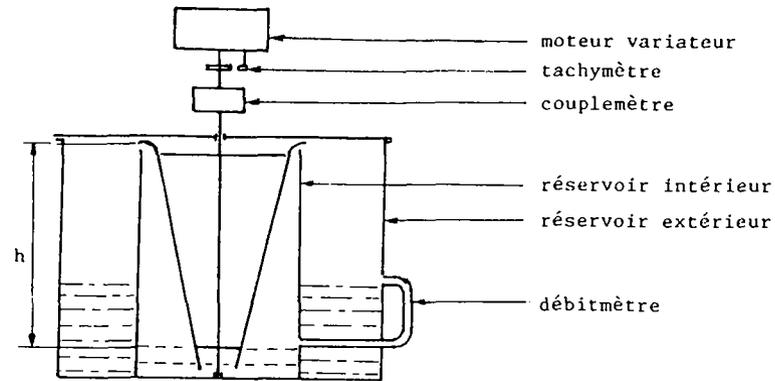


Fig. 12 - Schéma de l'installation

La figure 13 donne la loi du débit q_v en fonction de la vitesse de rotation $N = \frac{\omega}{2\pi}$ pour plusieurs diamètres d , des tubes.

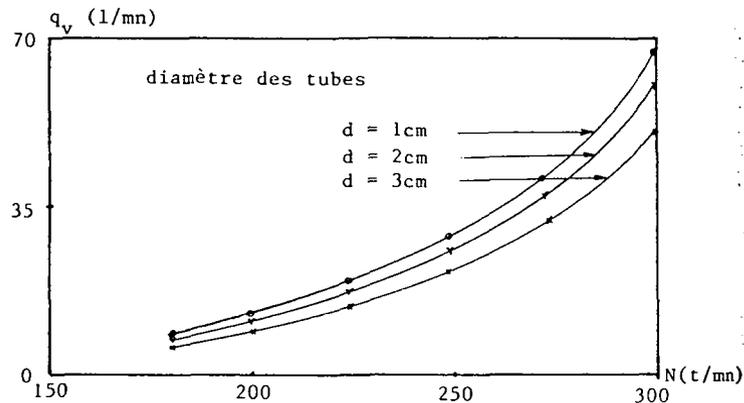


Fig. 13 - Variation de q_v en fonction de N

CONCLUSION

Le système d'élévation convient parfaitement à la vallée du delta du Nil par exemple, où on n'a besoin que d'une machine pouvant élever, par seconde, un litre d'eau à une hauteur de 0,5 à 1 mètre (environ $100 \text{ m}^3/\text{J}$ et une puissance hydraulique de 10 watts seulement).

La pompe peut s'adapter aussi bien à ce pays qu'aux régions où la nappe phréatique est plus profonde (pompage classique). En outre, elle présente l'avantage de ne contenir aucun organe mobile interne (hormis la valve anti retour) et peut, sans inconvénient, véhiculer des liquides plus ou moins chargés d'impuretés ou de sable.

On peut noter que l'association judicieuse de quatre valves anti retour peut rendre actives les deux demi-périodes d'oscillation et, par conséquent, doubler le débit moyen de cette machine.

PRINCIPALES REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] L. BCHIR - M. BEN AMAR - R. MOREIRA - R. COMOLET (1987) Sur le démarrage spontané des éoliennes Darrieus. Revue Eolienne n° 6, France.
- [2] L. BCHIR - M. BEN AMAR - R. COMOLET (1987) Application de la méthode de Runge Kutta à l'auto-démarrage des éoliennes Darrieus. 1er Colloque Magrébin sur les Modèles Numériques de l'Ingénieur, 22-24 Novembre, Alger.
- [3] M. VIALON (1798) D'un ouvrage traitant d'un nouveau moyen pour élever les eaux par un double serpenteau et une pompe à hélice, et par le simple courant des rivières, en vertu d'impulsions et coups de bélier hydraulique (Journal de Physique, de Chimie et d'Histoire Naturelle, t.III p.688-698, Avril).
- [4] VALEMOIS (1948) Contribution à l'étude de la mesure des pressions variables, Actualités Scientifiques et Industrielles, n° 1047, Hermann, Paris.
- [5] L. BERGERON (1928) Machines Hydrauliques, p.515-562, Dunod.
- [6] R. COMOLET - L. BCHIR (1982) Sur l'hydrodynamique des turbomachines en mouvement quelconque. Théories et performances d'une pompe solénoïde. Journal de Mécanique théorique et appliquée, vol.1, n°5, p.773-798.
- [7] L. BCHIR (1981) Théorie et performances d'une pompe solénoïde (Thèse de doctorat 3ème cycle, Paris VI).

90 COMPUTER METHODS & WATER RESOURCES 88

- {8} Y. TALANTIKITE (1987) Pompe solénoïde (D.E.A. de M.M. V.S. - PARIS VI - PARIS XII).
- {9} L. BCHIR - M. BEN AMAR - R. COMOLET (1987)
Application of solenoid pump to waterpumping wind mills. 8th Conference on Fluid Machinery, Budapest (Hongrie) Septembre.
- {10} M. BEN AMAR - L. BCHIR - R. COMOLET (1987)
Turbomachinery of irrigation "HYDRANTLIA", 8th Conference on Fluid Machinery, Budapest (Hongrie) Septembre.
- {11} F. AUER (1984) Wind Powered Water Pumping, Comments on system designed illustrated by examples from Africa, p.724-729, EWEC, Hamburg (R.F.G.) Octobre.
- {12} M. BEN AMAR - L. BCHIR - R. COMOLET (1987)
Performances d'un Hydroélevateur éolien, application pour les pays en voie de développement. Salon Européen des Arts et Techniques du Vent, Saint-Malo (France) Juin.
- {13} M. BEN AMAR - L. BCHIR - R. COMOLET (1987)
Recherches sur un Hydroélevateur éolien. 8ème Congrès Français de Mécanique, Nantes (France) Septembre.

Most Economical Pipe Type of a Sprinkler System

S.T. Azzawi

Dept. of Water Projects, Technical Institute of Mysiab, Babylon City, Iraq

ABSTRACT

A linear programming model based on simplex method was used in this paper to optimize the economical design of a sprinkler system. PVC, Aluminium and GS pipe systems were studied to show the most economical pipe type. A range of pump pressures were applied in the computer program to indicate the change in design and cost of such systems. The relation between pump pressures and total annual costs has been found. The results show that pump pressure must be variable in the programming model to get the optimal design and the PVC system is more economical than other types.

INTRODUCTION

The choice of the most economical pipe type, pipe sizes and their corresponding lengths can be easily settled by using linear programming model, which offers a rapid and efficient solution. Many researchers have worked on optimal design of agricultural networks. Barley and Linsley² presented a graphical method which yields direct solutions to simple economical systems without takeoffs and branches. Steichan and Garton⁷ established nomographs for selecting the most economical size of PVC pipe. Keller³ studied the most economical pipe size combination which gives the minimum total fixed and operation cost. Liang and Wu⁴ indicated the most elements of designing the entire

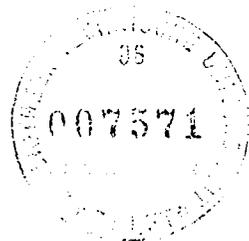
Computer Methods and Water Resources

1st International Conference,
Morocco 1988

Vol. 2 Computational Hydraulics

Editors:

D. Ouazar
C.A. Brebbia
H. Barthet



Computational Mechanics Publications
Southampton Boston

Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York
London Paris Tokyo

D. OUAZAR
Hydraulic Department
Ecole Mohammadia d'Ingénieurs
Mohammed V University
B.P. 765 Agdal Rabat
Morocco

C.A. BREBBIA
Computational Mechanics Institute
Ashurst Lodge
Ashurst
Southampton
SO4 2AA
UK

H. BARTHET
Department of Mathematics
Institut National de Sciences Appliquées
Avenue de Rangueil
31077 Toulouse Cedex
France

Sub-editors: C.M. Mellors and J. Knudsen

British Library Cataloguing in Publication Data

Computer methods and water resources: first international conference, Morocco, 1988. I. Natural resources: Water. Management. Applications of computer systems. I. Ouazar, D. (Driss) II. Brebbia, C.A. (Carlos Alberto) III. Barthet, H. (Henri). 333.91 '0028 '54

ISBN 1-85312-000-6 V.1
ISBN 1-85312-001-4 V.2
ISBN 1-85312-002-2 V.3
ISBN 1-85312-003-0 V.4
ISBN 1-85312-004-9 V.5
ISBN 1-85312-005-7 V.6

ISBN 1-85312-001-4 Computational Mechanics Publications Southampton
ISBN 0-931215-90-0 Computational Mechanics Publications Boston
ISBN 3-540-18854-1 Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York London Paris Tokyo
ISBN 0-387-18854-1 Springer-Verlag New York Heidelberg Berlin London Paris Tokyo
ISBN 3-540-18859-2 6-volume set
ISBN 0-387-18859-2

Library of Congress Catalog Card Number 87-73387

This work is subject to copyright. All rights are reserved, whether the whole or part of the material is concerned, specifically the rights of translation, reprinting, re-use of illustrations, recitation, broadcasting, reproduction on microfilms or in other ways, and storage in data banks. Duplication of this publication or parts thereof is only permitted under the provisions of the German Copyright Law of September 9, 1965, in its version of June 24, 1985, and a copyright fee must always be paid. Violations fall under the prosecution act of the German Copyright Law.

© Computational Mechanics Publications 1988
© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1988

Printed in Great Britain by Unwin Brothers Ltd., Old Woking, Surrey

The use of registered names trademarks etc. in this publication does not imply, even in the absence of a specific statement, that such names are exempt from the relevant protective laws and regulations and therefore free for general use.

LIBRARY
INTERNATIONAL REFERENCE CENTRE
FOR COMMUNITY WATER SUPPLY AND
SANITATION (IRC)