REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DE L'HYDRAULIQUE

ENSH-BLIDA

DEPARTEMENT GENIE DE L'EAU

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention de diplôme d'ingénieur d'état en hydraulique

OPTION: Conception des systèmes d Irrigation et drainage

THEME:

COMMANDE ET ANALYSE DES PERFORMANCES D'UNE STATION DE POMPAGE

Présenté par : M^{me}. SAHRAOUI Imen **Promoteur:**

M^r. R. KERID

Devant le jury composé de :

Président

- Mr B. BENLAOUKLI

Examinateurs:

- M^{me} A.AZIEZ

- M^r R.REKROUK

- Melle H.BOUCHAMA.

OCTOBRE 2010

Remerciements

Tout d'abord je tiens à exprimer mes vifs remerciements à mon promoteur «R.KERID» de m'avoir orienté et pour ses conseils judicieux, ses riches enseignements et sa constante disponibilité dans le but de mener à bien ce projet de fin d'études.

◆ Mon respect aux membres de jury qui me feront l'honneur de juger ce travail, je les remercie vivement.

Mes remerciement vont également à :

- ◆ Mr O. KHODJET _ kesba, ainsi qu'à et tous les enseignants qui ont contribué à ma formation, sans oublier tout le personnel de la bibliothèque et de L'E.N.S.H en général.
- ♦ A tout le personnel de l'unité ONID AHMEUR EL AIN
- ◆ A toute ma famille sur tout : Ma chère mère, mon mari, ma tante Anissa, et mes amis de l'ENSH.

S.IMEN



Je dédie ce travail à ma très chère mère ZOUBIDA pour son soutient immense qu'elle n'a cessée de m'apporter ainsi que ses conseils qu'elle m'a prodigué sans les quels je ne serai pas arrivée à ce que je suis aujourd'hui, a mon très cher mari, a ma tante Anissa et sa fille Zineb, à mon frère Hamza, à ma sœurs Sabrina et son mari Hawas, ainsi qu'à toute les familles: Sahraoui, Koudid, Chaba mouna et hawati, ce travail est dédié également à tous mes amies de Hassi bahbah et de Blida, ainsi que tous les étudiants à l'ENSH

S.IMEN

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE	01
CHAPITRE N° I : THÉORIE DE FONCTIONNEMENT	
DES TURBOMACHINES	
I.1- Définition d'une turbomachine	03
I.2- Fonctionnement de la pompe	04
I.3- Définition de la pompe centrifuge	04
I.4.Constitution d'une pompe centrifuge	04
I.4.1- Domaine d'exploitation des pompes centrifuges	06
I.4.2- Caractéristique des pompes centrifuges	08
I.5- Déférentes types de pompes centrifuges	08
I.6- Dimensions et paramètres des pompes	09
I.6.1- Dimensions des pompes	09
I.6.2- Hauteur théorique d'élévation	09
I.6.3- Le Débit	12
I.6.4- Equation fondamentale des pompes	12
I.6.5- Puissance et rendement.	13
I.6.6- Les lois de similitudes	14
I.6.7. Vitesse spécifique	16
I.7- Courbes caractéristiques des pompes centrifuges	18
I.7.1- Le point de fonctionnement	19
I.8- Les pertes de charges à l'intérieur des pompes	20
I.9- Les pertes d'énergies dans une pompe	20
I.10- Matériaux constitutifs des pompes	22
I-10-1 - Les caractéristiques des métaux	22
A - Fontes moulées	22
B - Les aciers moulés	22
	22
C - Les alliages de cuivre	23
D - Les matières plastiques	23
I.11- Installation des pompes centrifuges	23
I.11.1- Hauteur limite d'aspiration	23
I.11.2- Amorçage	23
I.11.3-Emplacement des groupes moto pompes, scellement et alignement, et	
raccordement des canalisations	
I 12. Les équinaments en amont et en aval des nomnes	
I.12- Les équipements en amont et en aval des pompes	2.4
I.12.1- Equipment en amont : aspiration	24
I.12.2 Equipement en aval : refoulement	25
II.13 Les appareilles de mesures	27

I.14- Conclusion.	27
CHAPITRE N° II : Modélisation de la machine asynchrone	
II Introduction. II.1- Hypothèses simplificatrices. II.2- Modèle de la machine triphasé. II.2.1-Equations électriques de la machine asynchrone. II.2.2- Equation mécanique. II.3- Transformation de Park II.4- Modélisation de la MAS dans le repère de PARK. II.5- Choix du référentiel II.6 Mise sous forme d'équation d'état. II.7- Simulation et commentaire. II.8- Conclusion.	28 29 30 31 32 32 33 35 35
CHAPITRE III : COMMANDE VECTORIELLE D'UNE POMPE CENTRIFUGE	
III Introduction. III.1- Principe de la commande du flux oriente. III.2- Commande indirect par flux oriente. III.3- Implantation de la commande vectorielle sur la machine asynchrone III.3.1- Méthode directe. III.3.2- Méthode indirecte. III.3.3- Calcul des paramètres du régulateur III.4- Interprétations et commentaire. III.5-Conclusion.	38 40 41 41 41 43 44 45
CHAPITRE IV : VARIATION DE DEBIT PAR VARIATION DE VITESSE	
IV- Introduction. IV.2- Pompes centrifuges. IV.2.1-Variation de débit a vitesse fixe. IV.2.2- Fonctionnement a vitesse variable. IV.3- Conclusion.	48 48 48 54 61

CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DES BESOIS EN EAU DU PERIMETRE (MATIDJA OUEST)

V- Introduction	62 63 65 65
V A Aparau géologique et hydrogéologique	67
V.4- Aperçu géologique et hydrogéologique	
1 3 7 6 1	67
V.6. Climatologie	68
V.7. La qualité de l'eau d'irrigation	71
V.8. séismicité de la région	74
V.10. besoins en eau du périmètre	
V-11-Station de pompage de Mouzaia_caractéristiques principales	76
V-12-Conclusion	77

INTRODUCTION GENERALE

Devant les contraintes environnementales exigées d'une part et l'augmentation du coût de production de l'électricité d'autre part, la tendance actuelle est orientée vers l'exploitation des sources d'énergie renouvelables.

Dans ce travail, la problématique envisagée consiste à maîtriser le fonctionnement d'une station de pompage équipée d'un moteur asynchrone entraînant une pompe centrifuge. Suite à l'évolution technologique, en particulier au niveau de l'électronique de puissance, il est devenu possible de mettre en œuvre des algorithmes de commande des systèmes électromécaniques à vitesse variable caractérisés par de hautes performances [3]. Par ailleurs, les applications modernes de commande basées sur l'utilisation du moteur asynchrone sont les plus considérés dans le système électrique de point de vue technique de contrôle, elles représentent un problème complexe multi variables et constitue un champ d'application important de la théorie de commande vectorielle [4]. D'autre part, la résolution d'un problème de commande de la machine asynchrone doit permettre d'assurer une bonne dynamique, un rendement en énergie élevé, une grande robustesse et une implémentation simple.

Ici, la charge du moteur asynchrone est une pompe centrifuge qui impose un couple résistant dépendant de sa vitesse de rotation. Ceci permet par conséquent de contrôler le débit et la hauteur manométrique de la pompe.

L'adoption de la technique de commande directe du moteur asynchrone par orientation du flux rotorique fournit des performances dynamiques élevées en terme de la maîtrise de la dynamique du couple électromagnétique via la maîtrise de la dynamique du flux rotorique [5].

Il est bien connu que l'implémentation de cette technique demande la détection du vecteur flux qui n'est pas directement mesurable. La connaissance de ce vecteur permet de réaliser la transformation de Park demandée pour assurer le découplage entre les deux grandeurs flux et couple de manière similaire que celle d'une machine à courant continu à excitation séparée.

L'estimation du vecteur flux rotorique est basée sur l'utilisation du modèle mathématique de la machine asynchrone. Cette grandeur est utilisée ensuite dans une procédure de régulation de flux offrant la dynamique souhaitée. Nous avons opté pour la mise en œuvre d'une structure de commande en vitesse de la machine asynchrone en utilisant un onduleur de tension commandé via une technique de modulation vectorielle.

Le travail est organisé en quatre chapitres. Le premier chapitre est réservé à la présentation de la structure du système de pompage et à la modélisation mathématique des différents constituants.

Dans le deuxième chapitre, nous exposons un rappel de la modélisation de machine asynchrone triphasée, par la théorie des deux axes de Park qui permit de transformer la machine asynchrone triphasée réelle en une machine asynchrone biphasée équivalente. Cela permet d'établir un modèle mathématique complet de Park mis sous forme d'équations d'état.

Le troisième chapitre, présente la méthode du commande vectorielle (flux orienté) ainsi que l'étude des différentes boucles de régulation. Cette technique est consacrée à la recherche d'une relation explicite de la vitesse de consigne de la machine en fonction de débit existant, et résume l'ensemble des travaux de simulation réalisés sur un système de pompage de 1.5 kW de puissance. Pour le quatrième chapitre, la mise en oeuvre d'une pompe à vitesse variable permet d'asservir la pression dans le circuit à une valeur de consigne. Si la pression chute en dessous de la pression de consigne, un ordre d'accélération est envoyé au variateur de vitesse, et inversement. L'utilisation de la vitesse variable dans la circulation des fluides est le principal facteur de réduction de consommation d'énergie dans de nombreuses installations industrielles. Les économies d'énergie sont particulièrement importantes si des débits partiels sont fréquemment utilisés. L'investissement d'un variateur de vitesse est très rapidement récupéré et permet des économies importantes par la suite. En plus des économies d'énergie, les variateurs de vitesse apportent dans ces applications de nombreux avantages en termes d'Efficacité Energétique.

Chapitre I:

MODELISATION D'UNE POMPE CENTRIFUGE

I.1. DÉFINITION D'UNE TURBOMACHINE:

La turbomachine est une machine dont la constitution principale est une roue portant des aubes disposées symétriquement autour d'un axe.

L'écoulement d'un fluide sur ces aubages provoque l'échange d'énergie entre les veines liquides et l'arbre de transmission de la machine; Les aubes ménagent entre elles des canaux par lesquels le fluide s'écoule. Les aubes sont des obstacles profilés, prolongés dans l'écoulement. [2]

La turbomachine parfois diminue l'énergie de la veine liquide entre l'entrée et la sortie de la machine, par sa transformation partielle de l'énergie hydraulique en énergie mécanique, on a affaire à une turbine ; s'il y a augmentation de l'énergie de la veine liquide c'est-à-dire transformation partielle de l'énergie mécanique extérieure, on a affaire à une pompes centrifuge. [1]

On distingue trois types de turbomachines suivant la manière dont le fluide traverse la roue :

- machines à passage tangentiel dans lesquelles les particules fluides se déplacent dans des plans parallèles à l'axe de la roue,
- machines à passage radial dans lesquelles les particules fluides se déplacent dans des plans normaux à l'axe de la roue,
- > machines à passage axial dans lesquelles les particules fluides se déplacent dans des cylindres coaxiaux à l'axe de la roue.

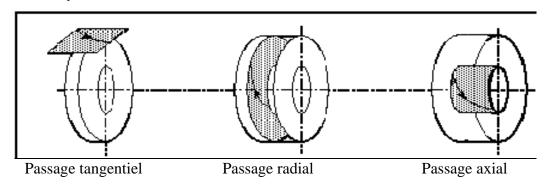


Fig.I.1 Les types des turbomachines [23]

I.2. FONCTIONNEMENT DE LA POMPE:

La pompe est destinée à transformer l'énergie mécanique donnée par le moteur d'entraînement en énergie hydraulique.

L'aspiration du liquide contenu dans le réservoir est faite à très faible dépression, la pompe alors produite un débit.

I.3. DÉFINITION DE LA POMPE CENTRIFUGE :

C'est une machine à passage radial. L'eau aspirée dans une tubulure (pièce d'aspiration) entrant dans la roue axialement, est déviée en direction radiale et rencontre les aubages ou ailettes. à la sortie périphérique de la roue, un espace annulaire plat (le diffuseur) permet de transformer une partie de l'énergie cinétique en énergie potentielle (pression), en réduisant la vitesse absolue de sortie de la roue. Par la suite, le courant se rassemble dans une volute en forme d'escargot : la volute se comporte comme un collecteur des filets fluides pour les ramener à une bride de sortie constituant le raccordement à la tuyauterie de refoulement. [3]

I.4. CONSTITUTION D'UNE POMPE CENTRIFUGE:

Une pompe centrifuge se compose de :(Fig.I.2)

- D'un distributeur, sorte de tubulure profilée qui, comme son nom l'indique, sert à conduire l'eau avec une vitesse et une direction convenables dans l'axe de la pompe ou « ouie », « oeillard » de la roue.
- ➤ D'une roue, ou turbine, ou rotor, ou mobile, constitué par un moyeu porté par une arbre et muni d'aubes tournant à l'intérieur de deux coquilles formant le corps de pompe. Les aubes peuvent être fixées sur un ou deux cotes à des disques ; on distingue ainsi des roues ouvertes, semi ouvertes ou fermées (Fig.I.3).
- La théorie du fonctionnement des pompes centrifuges montre qu'entre l'entrée et la sortie de la roue, l'energie mécanique totale de la veine fluide est augmentée. Cette augmentation provient :
 - D'une part d'un accroissement de l'énergie pression (ou énergie potentielle).
 - D'autre part d'un accroissement de l'énergie cinétique.

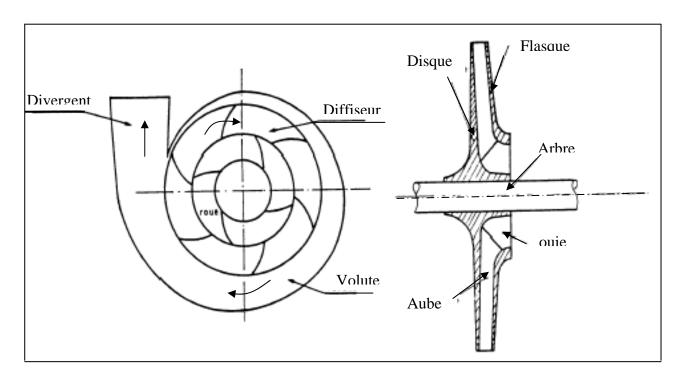


Fig.I.2 Constitution d'une pompe centrifuge [22]

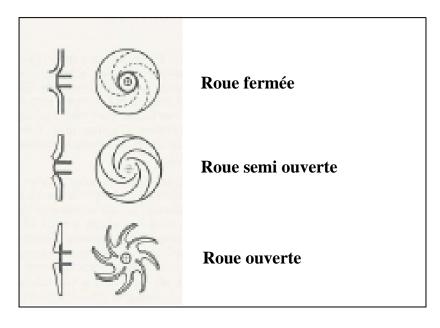


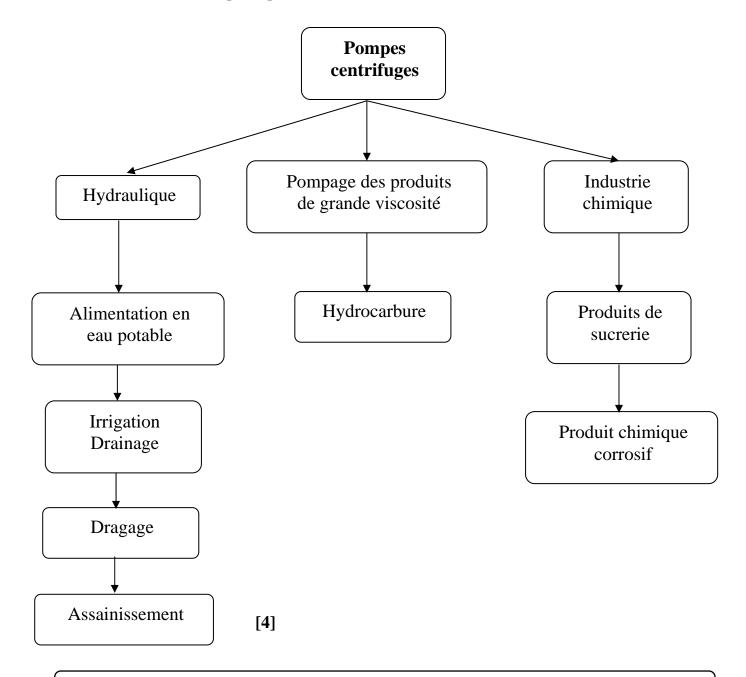
Fig.I.3 Différentes types de roues [22]

I.4.1. Domaine d'exploitation des pompes centrifuges :

Ce sont les pompes les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût, leurs avantages sont :

- Interchangeabilité des pièces ;
- > Facilité de démontage et entretien ;
- > Peu encombrantes ;
- Le choix est énorme ;
- Plage de fonctionnement très variée (débit, hauteur).

On cite ci-dessous les principales d'entres elles :



I.4.2. Caractéristiques des pompes centrifuges :

Les caractéristiques des pompes centrifuges sont:

- ➤ le couple d'entraînement de la pompe est pratiquement nul au démarrage. (particulièrement intéressant dans le cadre de l'utilisation des modules photovoltaïques car la pompe tourne même par très faible ensoleillement).
- > Système extrêmement simple pouvant être couplé directement sur une machine tournante. Moteur électrique, essence, diesel, etc...
- ➤ Il n'y a pas ou presque pas d'aspiration. Elle doit être amorcée pour fonctionner de manière à éviter tout risque de destruction si fonctionnement à sec. Certaines sont auto-amorçantes
- Equipe aussi bien les pompes immergées que les pompes de surface
- ➤ Plusieurs étages (cage + roue à ailettes) peuvent être superposés pour obtenir de grandes pressions.

L5. DIFFÉRENTES TYPES DE POMPES CENTRIFUGES :

Il existe un très grand nombre de types de pompes centrifuges. On peut les classer de plusieurs manières, en tenant compte, notamment :

- a) Du nombre de roues;
- > Pompe monocellulaire.
- > Pompe multicellulaire.
- b) De la forme des aubes de la roue;
- > Roue à aubes.
- Roue à canaux.
- c) De la forme du corps de la pompe ;
- Pompe à volute ou colimaçon.
- > Pompe à diffuseur circulaire
- d) De la vitesse spécifique ;
- e) De la direction de l'axe (horizontal ou verticale);
- Pompe à axe horizontal.
- Pompe à axe vertical.
- f) De la position de la pompe par rapport au niveau à l'aspiration.

I.6. Dimensions et paramètres des pompes:

Pour le choix d'une pompe centrifuge, un certain nombres de paramètres doivent être mesurés, les plus importants sont : les dimensions, la hauteur pratique d'élévation, le débit, la charge absolu a l'aspiration au dessus de la pression de vapeur saturante (capacité d'aspiration), la puissance, le rendement, vitesse de rotation et la vitesse spécifique.

I.6.1. Dimensions des pompes :

Les dimensions les plus importantes des pompes centrifuges sont :

- \triangleright D₀: Diamètre de l'ouiellard, ouie ;
- ➤ D₁: Diamètre intérieur de la roue ;
- ➤ D₂ : Diamètre extérieur de la roue ;
- ➤ B₂ : Largeur des canaux à la sortie de la roue

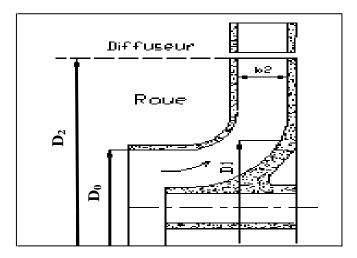


Fig.I.4. Dimensions de la pompe.

I.6.2. Hauteur théorique d'élévation :

Lorsque la pompe est mise en marche, c'est-à-dire, le rotor tourne, le mouvement du liquide à l'intérieur de la roue, précisément, entre deux aubes, est du à deux mouvements distincts, qui sont :

- Mouvement d'entraînement (rotation de la roue)
- Mouvement relatif (déplacement du liquide par rapport a la roue).

A cet effet, le vecteur vitesse absolue V du liquide à l'intérieur de la roue est égal à la somme des vecteurs vitesse d'entraînement U et vitesse relative W.(Fig.I.5)

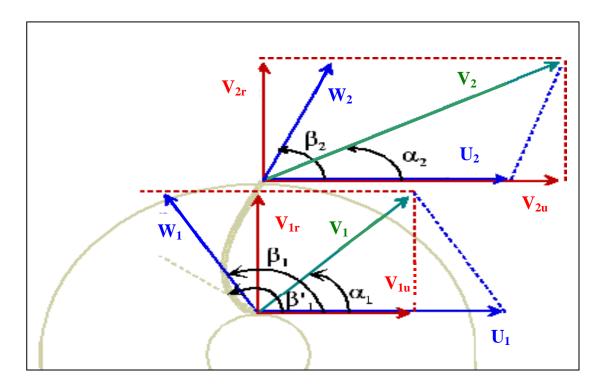


Fig.I.5. Triangles de vitesses [22]

Définissons, au préalable, les notations utilisées dont nous ferons usage pour l'établissement de l'équation de la hauteur théorique d'élévation.

r: Rayon de la roue (m);

 ω : Vitesse angulaire de la roue (rad/s);

N : Nombre de tours/minute ;

U: Vitesse d'entraînement, dirigée suivant la tangente à la roue au point considéré (m/s) ;

W: Vitesse relative, par rapport à la roue (m/s);

► V : Vitesse absolue ;

 $\overset{\blacktriangleright}{V}_u$: Vitesse circonférentielle (projection de la vitesse absolue sur le rayon) ;

 V_r : Vitesse radiale (projection de la vitesse absolue sur le rayon);

g: Accélération de la pesanteur ;

 α : Angle de $\overset{\bullet}{V}$ et $\overset{\bullet}{U}$ (angle d'attaque);

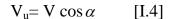
 β : Angle de W et U (angle d'entrée);

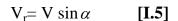
On a évidemment les relations suivants entres les différentes composantes de la vitesse :(Fig.I.5)

$$\overset{\blacktriangleright}{V} = \overset{\blacktriangleright}{U} + \overset{\blacktriangleright}{W}$$
 [I.1]

$$\overset{\blacktriangleright}{V} = \overset{\blacktriangleright}{V}_u + \overset{\blacktriangleright}{V}_r \qquad [I.2]$$

$$V^2 = V_u^2 + V_r^2$$
 [I.3]





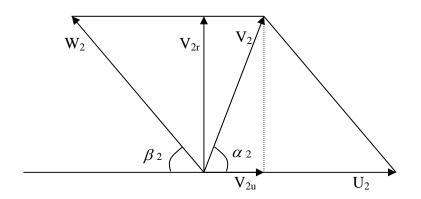


Fig I.6. Notations utilisées. [1]

On considère une aube d'une roue, la vitesse tangentielle au droit du point (1) et de sortie (2) de cet aubage est donnée par :

$$\mathbf{U}_{1} = \boldsymbol{\mathcal{O}} \quad \mathbf{r}_{1} \tag{I.6}$$

$$\mathbf{U}_2 = \boldsymbol{\mathcal{O}} \quad \mathbf{r}_2 \tag{I.7}$$

Avec r₁, r₂ rayons de la roue à l'entrée et à la sortie.

$$\mathcal{O} = \frac{2\pi n}{60} \text{ (rad/s)}$$
 [I.8]

n : nombre de tours par minute.

Les vitesses, les angles et rayon à l'entrée de la roue sont affectées de l'indice 1. Les vitesses, les angles et rayon à l'entrée de la roue sont affectées de l'indice 2.

L'équation d'Euler pour la hauteur théorique d'élévation est :

$$\mathbf{H_{th}} = \frac{U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 Cos \alpha_1}{g}$$
 [I.9]

Pour une pompe centrifuge radial $\alpha_1 = 90^{\circ}$ donc on a :

$$\mathbf{H_{th}} = \frac{U_2 V_2 \cos \alpha_2}{g}$$
 [I.10]

I.6.3. Le débit :

Le débit est le volume d'eau pompé par unité de temps, Il est déterminé par la relation suivante.

$$\mathbf{Q} = \pi \mathbf{D}_2 \, \mathbf{b}_2 \, \mathbf{U}_2 \, \mathbf{tg} \, \beta_2 \, (\mathbf{1} - \frac{Hth}{U_2^2} \, \mathbf{g} \,)$$
 [I.11]

Pour **Q=0** Hth=
$$\frac{U_{2}^{2}}{g}$$
 [I.12]

Pour
$$\mathbf{H}=\mathbf{0}$$
 $\mathbf{Q}=\pi\mathbf{D}_2\mathbf{b}_2\mathbf{U}_2\mathbf{tg}\beta$, [I.13]

I.6.4. Equation fondamentale des pompes :

Cette équation nous permet d'avoir une relation entre la hauteur manométrique (charge totale) de la pompe et les composantes de la vitesse absolue et des dimensions géométrique de la roue. Pour obtenir l'équation fondamentale admettons que :

- Le nombre d'aubes de la roue est infiniment grand et l'épaisseur d'aubes est infiniment petite. Pour cette supposition, l'écoulement dans les canaux formés par les aubes de la roue est à filets et relatif dans leur mouvement correspondent exactement à la forme d'aubes. Les vitesses sont les mêmes en tous les points d'une même circonférence.
- ➤ Toute l'énergie qui est dépensée à faire tourner le rotor est transmise complètement au liquide, c'est-à-dire il n'y a pas de perte d'énergie, et le rendement global de la pompe est égal à l'unité.

Nous allons démontrer que l'énergie transmise à l'eau grâce à la rotation de la roue qui a pour effet d'augmenter à la fois, la pression et la vitesse de l'eau; pour cela appliquons au mouvement absolu de l'eau entre les aubages le théorème de quantités de mouvement par rapport à l'axe de la pompe.

A l'instant t la masse d'eau contenue entre 2 aubages occupant la section abcd.

A l'instant $(t+\Delta t)$ la masse d'eau occupent la section a'b'c'd'.

Donc on a un déplacement de masse, dans ce cas nous pouvons exprimer la variation de quantité de mouvement entre 02 périodes (entrée, sortie).

$$\frac{dM}{dt} (\mathbf{V}_2 \, \mathbf{r}_2 \cos \alpha \, _2 - \mathbf{V}_1 \, \mathbf{r}_1 \cos \alpha \, _1) = \mathbf{c}$$
 [I.14]

Par contre le moment des forces extérieurs par rapport à l'axe de la pompe n'est autre que le couple (exercé par le fluide sur la roue)

Pour une masse élémentaire dM circulant en dt, on a :

$$\frac{M}{t} (\mathbf{V}_2 \, \mathbf{r}_2 \cos \alpha \, \mathbf{r}_2 - \mathbf{V}_1 \, \mathbf{r}_1 \cos \alpha \, \mathbf{r}_1) = \mathbf{c}$$
 [I.15]

Pour une pompe centrifuge radiale on α_1 =90° on a :

$$\frac{M}{t} \mathbf{V}_2 \mathbf{r}_2 \cos \alpha_2 = \mathbf{c}$$
 [I.16]

C'est l'équation fondamentale de la pompe centrifuge radiale.

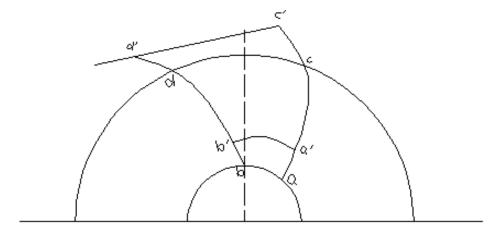


Fig.I.7. Ecoulement du liquide à l'intérieur de la roue. [5]

I.6.5. Puissance et rendement :

Le fonctionnement de la pompe consiste en ce qu'elle transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique. Comme toute les machines entraînées, la pompe consomme une puissance importante à celle qu'elle fournit. On utilise généralement les paramètres suivants :

ightharpoonup Puissance utile de la pompe P_u : elle correspond au travail réalisé par la pompe par unité de temps.

$$\mathbf{P}_{\mathbf{u}} = \boldsymbol{\varpi} \, \mathbf{HQ} \, (\mathbf{W}) \tag{I.17}$$

H: La hauteur d'élévation de la pompe (m).

Q : Débit de la pompe (m^3/s) .

- Puissance absorbé par la pompe P_a: c'est la puissance consommée par le moteur d'entraînement de la pompe.
- > Puissance fournie par le moteur ;
- Rendement de la pompe η : c'est le rapport entre la puissance utile et la puissance absorbé, donnée par :

$$\mathbf{P}_{abs} = \frac{\varpi . H. Q}{\eta_p}(W)$$
 [I.18]

I.6.6. Les lois de similitudes :

Pour une pompe donnée fonctionnant à différentes vitesses et en des points de fonctionnement homologues (c-à-d les triangles de vitesses soient semblables d'un régime de fonctionnement à l'autre aussi bien à l'entrée qu'à la sortie de la roue),

Actuellement on conçoit l'étude théorique et la construction des pompes après avoir fait des études au modèle approfondi pour réaliser celui-ci (prototype).

Le prototype est placé dans le même milieu que celui dans lequel le modèle est appelé à évacuer mais toutefois, il faut que ces dimensions obéissent à certaines règles. Ces dernières sont établies selon la théorie propre à chaque cas particulier examiné.

On a les relations suivantes :

► Le rapport des débits, pour D'₂=D₂, $n \neq n$ ';

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n}$$
 [I.19]

 \triangleright Le rapport des charges, pour D'₂ \neq D₂, n=n';

$$\frac{H'}{H} = \left[\frac{D'_2}{D_2}\right]^2 \tag{I.20}$$

Le rapport des puissances absorbés, pour D'₂=D₂, n≠n';

$$\frac{P'}{P} = \left\lceil \frac{n'}{n} \right\rceil^3 \tag{I.21}$$

➤ Le rapport des puissances absorbés, D'2≠D2, n=n';

$$\frac{P'}{P} = \left\lceil \frac{D'_2}{D_2} \right\rceil^5$$
 [I.22]

Tel que:

- D'₂: représente le diamètre extérieur de la roue de la pompe prototype ;
- D₂ : représente le diamètre extérieur de la roue de la pompe modèle ;
- n' : représente la vitesse de rotation de la pompe prototype ;
- n : représente la vitesse de rotation de la pompe modèle ;

Le rendement manométrique est indépendant de la vitesse toutes fois comme le rendement global diffère très peu du rendement manométrique. En général le rendement global diminue légèrement avec la vitesse de rotation,

Si n'=n/2, on a sensiblement n'=n-0,005

Si n'=n/3, on a sensiblement n'=n-0.01 [1]

I.6.7. Vitesse spécifique :

La vitesse spécifique d'une pompe est la vitesse à laquelle tournerait la pompe semblable qui, en régime de fonctionnement homologue, débiterait 1 m³/s à 1 m. La puissance recueillie serait donc 10 Kw. elle est exprimée généralement en tours par minutes.

$$\mathbf{n_s} = \mathbf{n} \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$
 [I.23]

Les faibles valeurs de vitesse spécifiques (n_s<30) correspondent à des pompe centrifuges tandis que pour les grandes valeurs (n_s>150), celles-ci correspondent à des pompes axiales. Entre 30 et 150, se trouvent tous les types de pompes intermédiaires

Comme le montre le tableau suivant :

Tableau N°I.1. Type de pompe en fonction de n_s

Vitesse spécifique[tr\min]	Type de pompe
$n_s \leq 70\text{-}80$	Pompes à écoulement radial à aspiration simple
$n_s = 80 \div 120$	Pompes à écoulement radial à double aspiration
$n_s=120\div 150\div 170$	Pompe à écoulement semi axial
$n_s\!\ge\!150\div170$	Pompes à écoulement axial

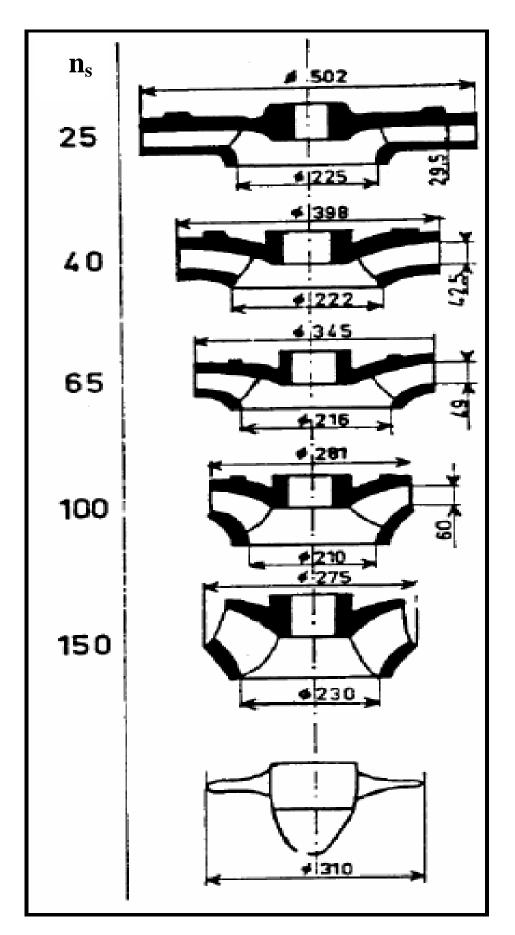


Fig.I.8. Allure de la pompe en fonction de sa vitesse spécifique [25]

I.7. Courbes caractéristiques des pompes centrifuges :

La variation de la hauteur manométrique en fonction du débit à vitesse constante est appelée courbe caractéristique de la pompe. Une caractéristique complète comprend également les courbes de rendement et de puissance. La hauteur H et le débit d'une pompe variant avec la vitesse de rotation de telle façon que les courbes de fonctionnement conservent leurs caractéristiques principales. Lorsque la vitesse de rotation est changée, le débit varie comme la vitesse, La hauteur manométrique comme la carré de la vitesse et la puissance au frein comme le cube de la vitesse. (Fig.I.9)

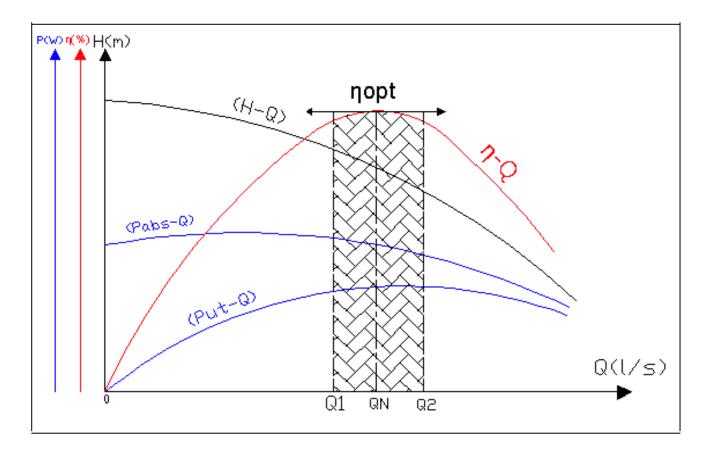


Fig.I.9. Les courbes caractéristiques

- La courbe (H-Q) exprime les variations des différentes hauteurs de relèvement en fonction des débits.
- \triangleright La courbe (η -Q) exprime les variations des différents rendements en fonction des débits.
- ➤ La courbe (P_{ut}-Q) exprime les variations des différentes puissances utiles en fonction des débits.
- ➤ La courbe (Q_{abs}-Q) exprime les variations des différentes puissances absorbées par la pompe en fonction des débits.

La pompe fonctionne dans des bonnes conditions dans la plage hachurée qu'est délimité par les débits Q1 et Q2.

I.7.1. Le point de fonctionnement :

Est définit comme le point d'intersection entre la courbe de la hauteur en fonction de débit (H-Q) de la pompe et de la conduite de refoulement. (Fig.I.7)

Il ne faut pas que le point de fonctionnement de la pompe coïncide avec le rendement maximum de celle-ci, mais il doit se situer un peu au-delà de ce dernier et ceci pour diminution probable du débit durant la vie de l'installation de la pompe.

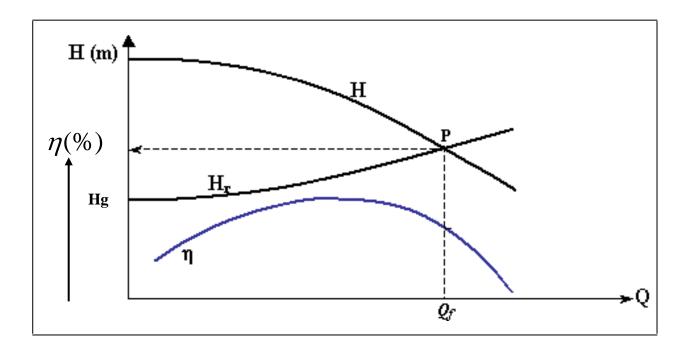


Fig.I.10. Le point de fonctionnement d'une pompe.

I.8. Les pertes de charges a l'intérieur des pompes :

La variation théorique de H étant non linéaire en fonction de débit (Fig.I.9), mais pratiquement la roue est composée d'un nombre fini d'aubages ayant aussi une épaisseur donnée donc il y a intervention des pertes de charges à l'intérieur de la pompe.

Donc la hauteur réelle d'élévation est :

$$\mathbf{H} = \mathbf{H_{th}} - \sum hp$$
 [I.24]

Ces pertes de charges sont provoquées par le brossage turbulent dans le milieu courant comme partout dans les conduites hydrauliques. Il est convenu de considérer que les pertes de charge hydrauliques se composent de deux parties :

> Pertes dues au frottement : exprimé par la formule suivante :

$$\mathbf{h}_1 = \mathbf{K}_1 \mathbf{Q}^2 \tag{I.25}$$

Avec:

K₁: constante qui dépend de rendement hydraulique et les dimensions de la pompe.

➤ Pertes dues aux chocs : elles proviennent de la non concordance entre les directions des filets liquides et les aubes de la roue à l'entrée et les aubes du diffuseur à la sortie.

Donc la hauteur réelle en tenant compte des pertes de charge dues aux frottements et aux chocs est donnée comme suite :

$$H=H_{th}-(h_1+h_r+h_d+h_c)$$
 .[I.26]

I.9. Les pertes d'énergies dans une pompe :

Les pompes sont sujettes à différents types de pertes :

- Les pertes mécaniques telles que le frottement dans les paliers.
- Les pertes hydrauliques telles que le frottement de l'écoulement aux parois et la friction interne du fluide du à sa viscosité.
- Les pertes volumétriques telles que les écoulements de fuite.

Le rendement hydraulique de la pompe prend en compte les pertes hydrauliques et volumétriques.

C'est le rapport entre la puissance P fournie à l'arbre et celle transmis au fluide Ph. Et Ph=P-pertes (hydrauliques et volumétriques). L'expression de ce rendement est :

$$\frac{P_h}{P} = \frac{\rho g H_{tot} Q}{\varpi \overline{T}}$$
 [I.27]

Avec:

 \triangleright H_{tot}: hauteur de refoulement totale de la pompe.

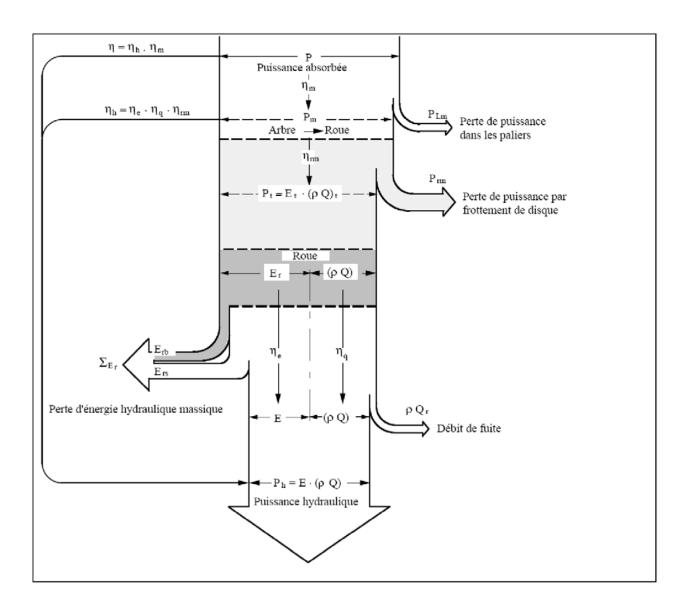


Fig I.11. Répertoriage des différentes pertes dans une pompe [25]

I.10. Matériaux constitutifs des pompes :

Les matériaux les plus utilisés couramment dans la construction des pompes sont les fontes, les aciers, les aciers inoxydables et les alliages de cuivre. Pour des cas particuliers, surtout dans les industries chimiques et pétrolières, des alliages de nickel, d'aluminium, de plomb, de titane...etc. ainsi que des matières non métalliques sont souvent employés. Ces pompes, d'une constriction plus spéciale, ne seront pas traitées ici.

I.10.1. Les caractéristiques des métaux :

A. Fontes moulées :

La fonte grise, matériau relativement économique, est utilisée partout où les exigences mécaniques et la nature de l'eau le permettent.

Les fontes grises non alliées à graphite lamellaire sont celles qui n'ont pas fait l'objet d'addition intentionnelle d'éléments d'alliages. Leur teneur en carbone se situe entre 2,8 et 3,6 %. Leur structure et leur résistance mécanique dépendent non seulement de leur composition chimique, mais aussi de l'épaisseur du moulage (refroidissement du métal dans le moule). Les caractéristiques d'une pièce moulée varient donc selon les épaisseurs, fait donc le constructeur doit tenir compte.

En variant la teneur en carbone, par addition d'autres éléments d'alliages et avec des traitements thermiques appropriés, un large éventail de fontes améliorées, de caractéristiques physiques et mécanique différentes, peut être obtenu.

(Fontes perlitiques -fontes à graphite sphéroïdal, fontes austénitiques).

B. Les aciers moulés :

Les aciers moulés ordinaires ont une résistance à la corrosion comparable aux fontes grises, mais sont généralement choisis pour leurs caractéristiques mécaniques supérieures.

En ajoutant d'autres éléments d'alliages, les propriétés physiques et mécaniques se trouvent fortement améliorées.

Les aciers inoxydables à fort pourcentage en chrome et les aciers austénitiques au chromenickel sont surtout utilisés pour résister à la corrosion.

C. Les alliages de cuivre :

Les alliages cuivreux couramment utilises sont :

- ➤ Bronze : alliage de cuivre et d'étain; utilisés pour les roues et les pièces d'usure, éventuellement pour les corps de pompes susceptibles de résister à la corrosion.
- Laitons: alliage de cuivre et de zinc; avec excellentes caractéristiques mécaniques, une très bonne résistance à la corrosion et une bonne aptitude pour la fabrication de pièces étanches.
- Cupro-aluminium : alliage de cuivre et d'aluminium ont une résistance mécanique et une excellente tenue à la corrosion et à la cavitation.

D. Les matières plastiques :

Elles résistent à toute sorte de corrosion, bonne tenue mécanique dans le temps et moins coûteuse. [1]

I-11. Installation des pompes centrifuges :

I-11-1 Hauteur limite d'aspiration :

Les considérations que nous avons développées au chapitre II (cavitation des pompes centrifuges) ont montré qu'il existait, pour une pompe donnée fonctionnant à une vitesse déterminée, une hauteur-limite d'aspiration en deça de laquelle il convient toujours de se tenir. Nous avons montré notamment, que le NPSH disponible devait toujours être supérieur au NPSH requis.

I-11-2 Amorçage:

Lorsqu'une pompe centrifuge n'est pas en charge à l'aspiration, un amorçage de la pompe doit être prévu avant la mise en marche du groupe.

Pour les petites pompes dont l'aspiration est munie d'un clapet de pied, il suffit parfois de prévoir manuellement le remplissage de l'aspiration par de l'eau déversée dans un entonnoir disposé sur la volute ou par de l'eau provenant d'un réservoir ou d'une conduite d'eau sous pression qui peut être d'ailleurs la conduite de refoulement de la pompe elle-même.

Pour les installations plus importantes ou plus élaborées, l'amorçage sera assuré avant la mise en marche puis entretenu pendant le fonctionnement de la pompe.

I-11-3 Emplacement des groupes moto-pompes, scellement et alignement, raccordement des canalisations :

Les pompes doivent être placées le plus prés possible du puisard d'aspiration pour réduire la longueur de canalisation d'aspiration.

Les groupes moto-pompes seront scellés sur des massifs de maçonnerie construits selon les règles de l'art et dont le niveau supérieur sera légèrement plus élevé que le sol du local.

Il est recommandé de ne pas placer le groupe moto-pompe immédiatement au dessus du point d'eau, pour éviter les risques de pollution par les égouttages (huile, eau de lavage, etc.).

Si la pompe et le moteur sont livrés séparément,il faut apporter le plus grand soin au scellement de ces deux machines sur le massif afin d'obtenir un alignement parfait des axes dans le cas très fréquent ou la pompe est accouplée directement au moteur.

Si on craint des vibrations, on utilise les dispositifs classiques en pareil cas (massif de scellement indépendant isolé du reste des fondations, montage du groupe sur chevilles caoutchouc, etc.).

Les canalisations d'aspiration et de refoulement ne devront absolument pas exercer d'efforts sur les brides de la pompe.

I-12. Les équipements en amont et en aval des pompes :

Les équipements hydrauliques d'une station de pompage en dehors des pompes ellesmêmes sont : (voir figure.IV.1)

I-12-1 Equipments en amont : aspiration

A- Aspiration en bâche:

L'eau à élever est stockée dans une bâche ou réservoir en communication avec l'atmosphère, et l'aspiration des pompes se fait alors directement dans la bâche.

* Grilles:

Ces dispositifs ne sont utilisés que pour les pompages d'eau brute afin d'éviter l'entrée des corps solides dans les pompes.

* Tulipe:

La nécessité de la tulipe dépend essentiellement de la vitesse d'entrée de l'eau dans la conduite d'aspiration.

Pour des valeurs ne dépassant pas 0.8m/s, il est possible de ne pas prévoir de tulipe.

* Crépine :

Tout comme la grille, la crépine évite l'entrée de corps solides dans la pompe.

Elle doit être entièrement immergé pour éviter les rentrées d'air (une marge suffisante doit être prévue pour le vortex) et éloignée d'environ 0.5m du fond du puisard.

* Clapet d'aspiration, clapet a crépine :

Un clapet anti-retour placé sur la canalisation d'aspiration évite à l'arrêt de la pompe le retour d'eau si de son coté le clapet anti-retour normalement placé au refoulement ferme mal.

De plus, ce clapet permet de maintenir la colonne d'eau dans la conduite d'aspiration et le corps de la pompe, évitant de recommencer chaque fois l'amorçage. Ce clapet peut être combiné avec la crépine d'aspiration pour former un clapet à crépine.

B- Aspiration sur conduite:

L'eau à élever arrive a la station par une conduite que l'on relie directement au collecteur d'aspiration de l'usine d'où partent les aspirations des pompes ;il n'existe aucune bâche à la station.

* Conduite ou collecteur d'aspiration :

Sur la conduite, on évite toute formation de poches d'air. Les parties horizontales comporteront une légère pente montant en direction de la pompe ; Ceci permettra l'évacuation permanente des bulles d'air qui pourrant être libérées dans l'eau.

L'équipement du collecteur comprendra tous les dispositifs nécessaires à son ventousage et à sa vidange.

Pour le raccordement sur les appareillages, on utilise les joints à brides.

** Organes communs aux deux cas d'aspiration :

* Coudes:

Les coudes seront le moins nombreux possible, à grand rayon de courbure ; on évite de monter un coude juste en amont de la bride d'aspiration.

* Vanne d'aspiration :

Une vanne montée à l'aspiration de la pompe permet d'isoler la pompe pour les travaux d'entretien ou démontage.

Les vannes utilisées peuvent être soit des vannes à opercule avec press-étoupe hydraulique, soit des vannes papillon.

* Convergent d'aspiration :

Afin de limiter les pertes de charges à l'aspiration des pompes, la conduite d'aspiration a fréquemment un diamètre élevé donnant une vitesse de circulation inférieure à la vitesse à l'entrée de la bride de la pompe. La conduite est alors raccordée à la pompe par un convergent, ce qui permet d'avoir une accélération progressive de l'écoulement, favorisant la bonne répartition des vitesses juste à l'amont de la pompe.

IV-12-2 Equipements en aval : refoulement

* Joint de raccordement :

La conduite de refoulement sera raccordée à la pompe de manière à ne transmettre aucun effort sur la pompe. Pour ça on peut utiliser un joint genre GIBAULT ou similaire.

* Divergent:

A la sortie de la pompe, la vitesse de l'eau peut être de 3 à 7m/s. dans les conduites de refoulement, il est nécessaire de ralentis cette vitesse pour la maintenais dans une plage de 1.2 à 1.5 m/s. le divergent à interposer à la sortie de la pompe pourra être un cône droit.

* Clapet de refoulement :

La sortie de la pompe, il pourra être placé un clapet dont le rôle sera d'empêcher l'inversion du débit d'eau l'or de l'arrêt de la pompe.

Les clapets les plus utilisés sont les clapets à battant. Ils sont installés sur des conduites horizontales.

* Vanne de refoulement :

La vanne de refoulement placée après la pompe et le clapet anti-retour, peut avoir plusieurs rôles. Cette vanne permettra tout d'abord d'isoler la pompe lors des entretiens et des démontages.

La vanne peut intervenir également lors de la mise en marche et de l'arrêt de la pompe dans le cas des pompes centrifuges. Pour celle-ci, en effet, la courbe de puissance absorbée montre que la puissance est minimale lorsque la vanne de refoulement est fermée. Il sera donc intéressant, dans le cas de grosses puissances sont en jeu, de démarrer la pompe vanne fermée pour limiter la durée du démarrage.

La manœuvre progressive de la vanne de refoulement permettra par ailleurs, lors du démarrage et de l'arrêt du groupe, de limiter les coups de bélier dus aux variations brusques de la vitesse de l'eau dans la conduite de refoulement.

Ainsi aura-t-on intérêt :

- Lors de la mise en marche du groupe, à démarrer "en barbotage", puis à ouvrir lentement la vanne de refoulement.
- Lors de l'arrêt du groupe, à fermer lentement la vanne de refoulement puis à couper
 l'alimentation du moteur.

La vanne de refoulement peut avoir éventuellement un rôle de réglage de débit. La perte d'énergie résultante rend cette méthode de réglage de débit tout à fait primaire.

Les vannes pourront être soit des vannes à opercules, soit des vannes papillon. Leur commande pourra se faire :

- Soit manuellement :
- Soit par motorisation (électrique, pneumatique, hydraulique) ;

* Conduite ou collecteur de refoulement :

La conduite ou le collecteur de refoulement doit composter les dispositifs classe pour le ventousage, la vidange.

Si le long de cette conduite ou collecteur de trouvent les dérivations ou piquages pour le raccordement du refoulement des pompes, ces piquages seront de préférence en oblique.

La conomètre de refoulement doit être protéger contre le phénomène du coup de bélier, pour ça la conduite doit être équipé d'un réservoir.

1 -13 Les appareils de mesure :

A. Débimètres :

Nous précisons seulement que les mesures de débit à l'aval des pompes peuvent être obtenues à l'aide d'appareils déprimogénes. Ces appareils ont l'inconvénient de créer des pertes de charge.

Pour les conduites de petit diamètre, on utilise les compteurs type woltmann ou similaires.

Les débitmètres électromagnétiques et à ultrasons sont plus douteux, mais ils nous donnent des mesures suffisamment précises sans avoir les inconvénients des appareils déprimogénes.

B. Manomètres:

Ces appareils permettent de contrôles le fonctionnement de la pompe.

Il doit être prévu:

- Un manomètre ou vacuométre à l'aspiration, il sera placé sur la bride d'aspiration de la pompe ou sur la conduite d'aspiration.
- Un manomètre au refoulement placé de façon identique.

I-14. Conclusion:

L'installation de la pompe à des conditions fort importantes et ne doivent pas être négligées (les conditions d'aspiration (NPSH), d'amorçage et L'encombrement du groupe).

La pompe doit être équipe en amont et en aval avec des équipements hydrauliques et des appareils de mesures.

Chapitre II: MODELISATION DE LA MACHINE ASYNCHRONE

II. Introduction

La machine asynchrone est caractérisée par sa robustesse et sa simplicité de construction, seulement elle présente un système d'équations très complexe à étudier, exigent un calcul matriciel. Il est donc nécessaire de développer un modèle plus simple.

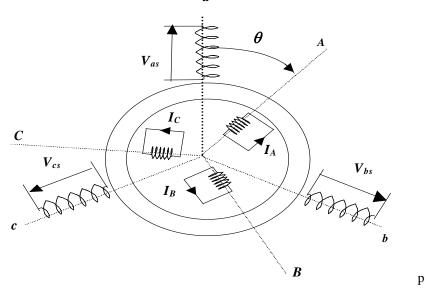
Le modèle mathématique de la machine asynchrone est un système à six équations différentielles. La résolution d'un tel système est difficile même avec l'utilisation de l'outil informatique. L'utilisation de la transformation de PARK permet de détourner cette difficulté.

II. 1. Hypothèses simplificatrices

Afin d'établir un modèle simple de la machine asynchrone, nous adapterons les hypothèses suivantes [6], [7] :

- On néglige la saturation et hystérésis du circuit magnétique, ainsi que les pertes par hystérésis et courant de *Foucault* dans celui-ci. Cela permet de définir les inductances propres ou mutuelles des bobinages.
- On suppose que l'enroulement de chaque phase, tant au stator qu'au rotor, crée un flux de répartition sinusoïdale. Cela simplifie l'expression des mutuelles-inductances entre phases du stator et du rotor.
- On ne considère que la première harmonique d'espace de la F.M.M crée par chaque phase du stator et du rotor.
- On néglige l'effet pelliculaire ainsi que celui de la température.

II. 2. Modèle de la machine asynchrone triphasée



Figure(II-1) Représentation de la machine asynchrone

II. 2.1. Equations électriques de la machine asynchrone

Avec les hypothèses citées ci dessus, les équations des tensions des phases statoriques et rotoriques qui décrivent le fonctionnement de la machine s'écrivent comme suit :

$$\begin{cases} [V_S] = [R_S][I_S] + \frac{d}{dt}[\Phi_S] \\ [0] = [R_r][I_r] + \frac{d}{dt}[\Phi_r] \end{cases}$$
(II- 1)

Les flux sont donnés par :

$$\begin{cases}
[\boldsymbol{\Phi}_{s}] = [L_{ss}][I_{s}] + [M_{sr}][I_{r}] \\
[\boldsymbol{\Phi}_{r}] = [L_{rr}][I_{r}] + [M_{rs}][I_{s}]
\end{cases}$$
(II-2)

Avec:

$$\begin{bmatrix} V_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_{as} \\ V_{bs} \\ V_{cs} \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} I_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_a \\ I_b \\ I_c \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} I_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_A \\ I_B \\ I_C \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} L_{ss} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_s & M_s & M_s \\ M_s & l_s & M_s \\ M_s & M_s & l_s \end{bmatrix}; \begin{bmatrix} L_{rr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_r & M_r & M_r \\ M_r & l_r & M_r \\ M_r & M_r & l_r \end{bmatrix}$$

La matrice des inductances mutuelles (matrice de couplage rotor-stator) s'écrit :

$$[M_{sr}] = M_{sr} \begin{bmatrix} \cos\theta & \cos\left(\theta + 2\frac{\pi}{3}\right) & \cos\left(\theta - 2\frac{\pi}{3}\right) \\ \cos\left(\theta - 2\frac{\pi}{3}\right) & \cos\theta & \cos\left(\theta + 2\frac{\pi}{3}\right) \\ \cos\left(\theta + 2\frac{\pi}{3}\right) & \cos\left(\theta - 2\frac{\pi}{3}\right) & \cos\theta \end{bmatrix}$$
(II-3)

$$[M_{sr}] = [M_{rs}]^t$$

En remplaçant (I-2) dans (I-1) on obtient le système suivant :

$$\begin{cases}
[V_s] = [R_s][I_s] + \frac{d}{dt} \{ [L_{ss}][I_s] \} + \frac{d}{dt} \{ [M_{sr}][I_r] \} \\
[0] = [R_r][I_r] + \frac{d}{dt} \{ [L_{rr}][I_r] \} + \frac{d}{dt} \{ [M_{rs}][I_s] \}
\end{cases}$$
(II-4)

II. 2. 2. Equation mécanique

Le couple électromagnétique est donné par l'expression générale suivante :

$$C_{em} = p[I_s]^t \cdot \frac{d}{dt}[M_{sr}][I_r]$$
(II-5)

Donc, l'équation mécanique de la machine s'écrit

$$\frac{J}{p}\frac{d\,\omega_m}{dt} = C_{em} - C_r - C_f \tag{II-6}$$

II. 3. Transformation de PARK

La transformation de PARK consiste à transformer les enroulements statoriques et rotoriques en enroulement orthogonal équivalents. Ce passage est rendu possible par la matrice de PARK $A(\theta)$ pour la transformation des grandeurs physiques.

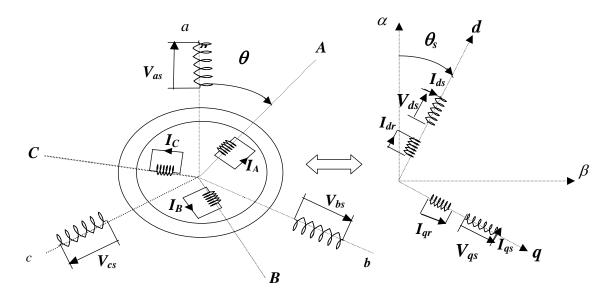


Figure. (II-2) : Passage du triphasé au biphasé

La matrice de PARK est donnée par :

$$[A(\theta)] = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) \\ -\sin(\theta) & -\sin(\theta - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta + \frac{2\pi}{3}) \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}} \end{bmatrix}$$
(II-7)

$$[A(\theta)]^{-1} = [A(\theta)]^{T}$$
 (I-8)

II. 4. Modélisation de la machine asynchrone dans le repère de PARK

Les relations entre les flux et les courants sont données par :

$$\begin{cases} \Phi_{ds} = L_s I_{ds} + M I_{dr} \\ \Phi_{qs} = L_s I_{qs} + M I_{qr} \end{cases} \qquad \begin{cases} \Phi_{dr} = L_s I_{dr} + M I_{ds} \\ \Phi_{qr} = L_r I_{qr} + M I_{qs} \end{cases}$$
 (II-9)

tel que:

 $L_r = l_r - M_r$: Inductance cyclique rotorique.

 $L_s = l_s - M_s$: Inductance cyclique statorique.

 $M_{sr} = M_{rs} = \frac{3}{2}M$: Mutuelle cyclique entre rotor-stator.

Les équations électriques sont :

$$\begin{cases} V_{ds} = R_s I_{ds} + \frac{d\phi_{ds}}{dt} - \omega_e \phi_{qs} \\ V_{qs} = R_s I_{qs} + \frac{d\phi_{qs}}{dt} + \omega_e \phi_{ds} \\ 0 = R_r I_{dr} + \frac{d\phi_{dr}}{dt} - (\omega_e - \omega_m) \phi_{qr} \\ 0 = R_r I_{qr} + \frac{d\phi_{qr}}{dt} + (\omega_e - \omega_m) \phi_{dr} \end{cases}$$
(II-10)

avec

$$\omega_e = \frac{d\theta_e}{dt}$$
;

$$\omega_m = \frac{d\theta_m}{dt}$$

II. 5. Choix du référentiel

a - Référentiel lie au stator

$$\frac{d}{dt}\theta_e = 0 \Rightarrow \frac{d}{dt}\theta_r = -\frac{d\theta}{dt} = -\omega$$

Ce référentiel est le mieux adapté pour travailler avec les grandeurs instantanées.

b - Référentiel lié au rotor

Dans ce référentiel, la vitesse électrique du repère (d, q) est égale à ω_m . Il se traduit par la condition :

$$\frac{d\theta_r}{dt} = 0 \Rightarrow \frac{d\theta_e}{dt} = \omega_m$$

c - Référentiel lié au champ tournant

La vitesse de repère (d, q) est égale à ω_s .

$$\frac{d\theta_e}{dt} = \frac{d\theta_s}{dt} \Rightarrow \omega_e = \omega_s$$

Ce référentiel est utilisé dans l'alimentation des moteurs asynchrones à fréquence variable [8].

Le modèle de la machine asynchrone triphasée s'écrit dans le repère de PARK lié au champ tournant comme suit :

$$\begin{cases}
V_{ds} = R_s I_{ds} + \frac{d\phi_{ds}}{dt} - \omega_s \phi_{qs} \\
V_{qs} = R_s I_{qs} + \frac{d\phi_{qs}}{dt} + \omega_s \phi_{ds} \\
0 = R_r I_{dr} + \frac{d\phi_{dr}}{dt} - (\omega_s - \omega_m)\phi_{qr} \\
0 = R_r I_{qr} + \frac{d\phi_{qr}}{dt} + (\omega_s - \omega_m)\phi_{dr}
\end{cases}$$
(II.11)

Avec:
$$C_{em} = p \frac{M}{L_r} (\phi_{dr} I_{qs} - \phi_{qr} I_{ds})$$

$$\frac{J}{p} \frac{d \omega_m}{dt} = C_{em} - C_r - C_f$$

II . 6. Mise sous forme d'équation d'état

Nous allons choisir dans tous ce qui suivra, le vecteur $[I_{ds}, I_{qs}, \phi_{dr}, \phi_{qr}, \omega_m]^T$, comme vecteur d'état et les grandeurs V_{ds} , V_{qs} comme variables de commande. Et pour cela nous allons exprimer $\{I_{dr}, I_{qr}, \phi_{ds}, \phi_{qs}\}$ en fonction du vecteur que nous avons choisi :

$$\begin{cases}
I_{dr} = \frac{1}{L_r} \phi_{dr} - \frac{M}{L_r} I_{ds} \\
I_{qr} = \frac{1}{L_r} \phi_{qr} - \frac{M}{L_r} I_{qs} \\
\phi_{ds} = L_s \sigma I_{ds} - \frac{M}{L_r} \phi_{dr} \\
\phi_{qs} = L_s \sigma I_{qs} - \frac{M}{L_r} \phi_{qr}
\end{cases}$$
(II.12)

Avec: $\sigma = 1 - \frac{M^2}{L_s L_r}$ (coefficient de dispersion)

En remplaçant ϕ_{qs} , ϕ_{ds} , en fonction de ϕ_{qr} , ϕ_{dr} , dans le système (I.11) on aboutit aux équations suivantes :

$$\begin{cases} V_{ds} = R_s I_{ds} + L_s \sigma \frac{dI_{ds}}{dt} - \frac{M}{L_r} \frac{d\phi_{dr}}{dt} - \omega_s \left[L_s \sigma I_{qs} - \frac{M}{L_r} \phi_{qr} \right] \\ V_{qs} = R_s I_{qs} + L_s \sigma \frac{dI_{qs}}{dt} - \frac{M}{L_r} \frac{d\phi_{qr}}{dt} + \omega_s \left[L_s \sigma I_{ds} - \frac{M}{L_r} \phi_{dr} \right] \end{cases}$$
(II.13)

D'après (I.12) on aura:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \phi_{dr} = -R_r I_{dr} + (\omega_s - \omega_m) \phi_{qr} \\ \frac{d}{dt} \phi_{qr} = -R_r I_{qr} - (\omega_s - \omega_m) \phi_{dr} \end{cases}$$
(II.14)

Le modèle mathématique de la machine asynchrone sous les hypothèses simplificatrices et avec une alimentation en tension, en fonction des variables d'état est donné par le système suivant :

$$\frac{d}{dt}I_{ds} = \frac{1}{\sigma L_{s}} \left[-\left(R_{s} + \left(\frac{M}{L_{r}}\right)^{2} R_{r}\right) I_{ds} + \omega_{s} \sigma L_{s}I_{qs} - \frac{M}{L_{r}T_{r}} \phi_{dr} + \frac{M}{L_{r}} \omega_{m} \phi_{qr} + V_{ds} \right]
\frac{d}{dt}I_{qs} = \frac{1}{\sigma L_{s}} \left[-\omega_{s} \sigma L_{s}I_{ds} - \left(R_{s} + \left(\frac{M}{L_{r}}\right)^{2} R_{r}\right) I_{qs} - \frac{M}{L_{r}} \omega_{m} \phi_{dr} + \frac{M}{L_{r}T_{r}} \phi_{qr} + V_{qs} \right]
\frac{d}{dt} \phi_{dr} = \frac{M}{T_{r}} I_{ds} - \frac{1}{T_{r}} \phi_{dr} + (\omega_{s} - \omega_{m}) \phi_{qr}
\frac{d}{dt} \phi_{qr} = \frac{M}{T_{r}} I_{qs} - (\omega_{s} - \omega_{m}) \phi_{dr} - \frac{1}{T_{r}} \phi_{qr}
\frac{d}{dt} \omega_{m} = \frac{p^{2}}{J} \frac{M}{L_{r}} (\phi_{dr} I_{qs} - \phi_{qr} I_{ds}) - \frac{p}{J} C_{r} - \frac{K}{J} \omega_{m}$$
(II.15)

II. 7. Simulation et commentaire

♦ A vide

Lors du démarrage de la machine asynchrone alimentée on tension, on constate un fort appel du courant statorique I_s égale à 25A, comme on peut le constater sur les courbes associées de la figure (I-3). Ils peuvent être à l'origine de la destruction de la machine en cas de répétition excessive d'où la nécessite d'une limitation de ces courants. Le régime permanent est atteint au bout de 0.20 secondes, les courants I_{ds} et I_{qs} se stabilisent respectivement à 4Aet 1A.

♦ En charge

Avec l'application d'une charge constante de valeur de 10 N.m entre t=1s et t=2s, on remarque une légère diminution de la vitesse de rotation et une augmentation des courants statoriques. Ceci se répercute sur le couple électromagnétique qui augmente afin de compenser le couple de charge et les pertes de frottement.

De même pour les flux rotorique, on constate une diminution de Φ_{dr} à l'instant de l'application de la charge et une augmentation, de Φ_{qr} à cette même instant, chose qui explique le couplage naturel existant entre le flux est le couple.

CONCLUSION

Le modèle mathématique de la machine asynchrone triphasée dont la complexité a été réduite en utilisant un certain nombre d'hypothèses simplificatrices.

Cela nous a permis d'établir un modèle de PARK qui réduit le système d'état électrique de la machine de six à quatre équations.

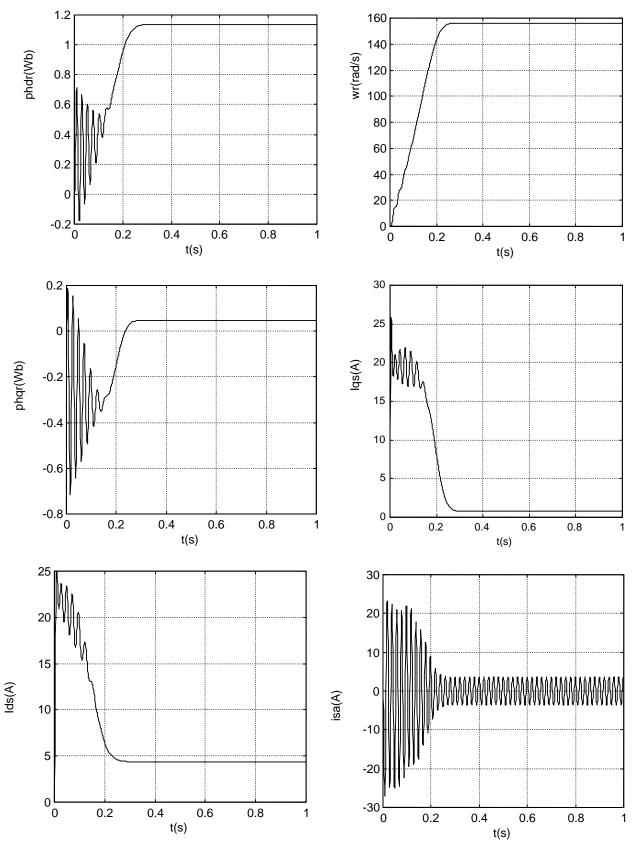


Fig (II-3) Simulation de la machine asynchrone alimentée en tension avec un démarrage à vide

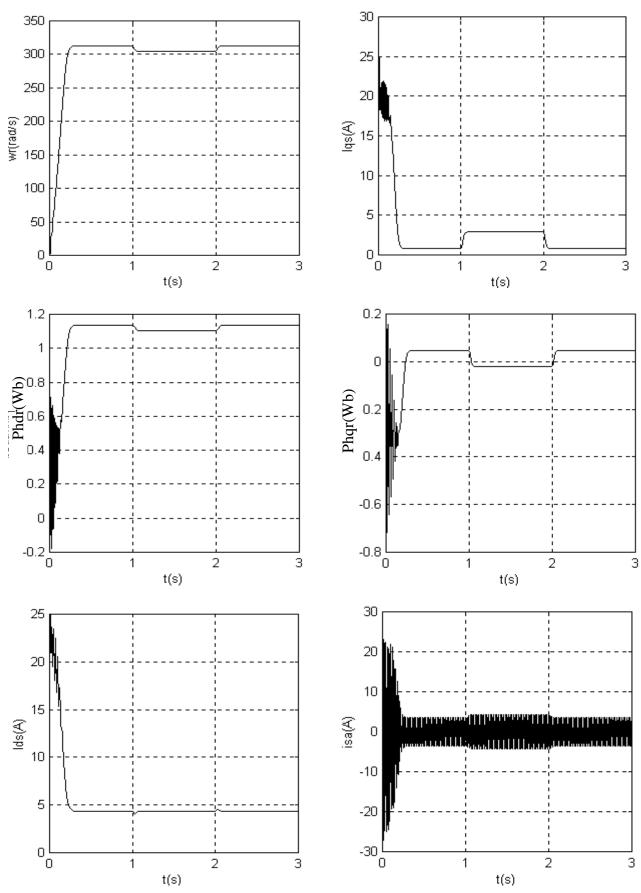


Figure (II-4) Simulation de la machine asynchrone alimentée en tension avec application d'une charge (Cr=10N.m)

Chapitre III:

COMMANDE VECTORIELLE DE LA MACHINE ASYNCHRONE

III. Introduction

La difficulté pour commander la machine asynchrone réside dans le fait qu'il existe un couplage complexe entre les variables d'entrée, les variables de sortie et les variables internes de la machine comme le flux, le couple, la vitesse ou la position [9].

Une méthode de commande classique ou commande scalaire, appelée commande V/f=cte consiste à contrôler le couple par la fréquence du glissement et le flux par le rapport tension fréquence statorique. Cette commande pose des problèmes à basse vitesse, car le maintien du couple est impossible aux basses fréquences et en particulier à l'arrêt [10].

En effet, la commande vectorielle (commande par orientation du flux), permet d'envisager un découplage entre le couple et le flux de la machine. Dans ce chapitre on s'intéresse à la présentation du principe de cette commande.

III. 1. Principe de la commande du flux orienté

La commande par flux orienté est une expression qui apparaît de nos jours dans la littérature traitant les techniques de contrôle des moteurs électriques, et dont l'étymologie nous ramène à une notion élémentaire, mais très importante de l'électromagnétisme. A savoir la force exercée sur un conducteur parcouru par un courant placé dans un champ magnétique est égale au produit vectoriel du vecteur courant par le vecteur champ. Il en résulte évidemment que l'amplitude de cette force sera maximale pour les intensités du courant et du champ données quand le vecteur courant sera perpendiculaire au vecteur champ [11].

Appliquée aux moteurs électriques, cette propriété est utilisée pour obtenir le mode de fonctionnement recherché en positionnant d'une manière optimale les vecteurs courants et les vecteurs flux résultants [12].

Pour réaliser un contrôle similaire à celui des machines à courant continu à excitation, séparée, il est nécessaire d'orienter le flux en quadrature avec le couple, d'où le nom de la méthode du flux orienté. On dissocié ainsi le courant statorique en deux composants I_{ds} et I_{qs} en quadrature de telle sorte que le courant I_{ds} soit orienté suivant l'axe du flux rotorique.

A flux rotorique constant, le couple dépend alors uniquement de courant I_{qs} .

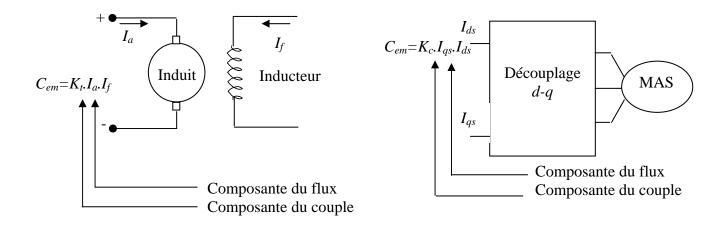
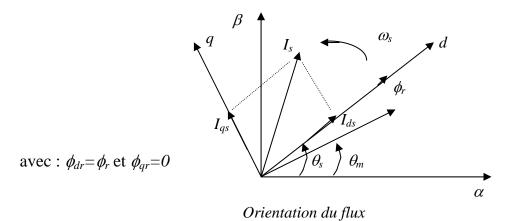


Figure (III-1) Principe de la commande vectorielle

Description

Le choix du référentiel se fait de telle manière que le flux rotorique soit aligné avec l'axe (d) permet d'avoir une expression du couple dans lequel deux courants orthogonaux (I_{ds}, I_{qs}) intervenant, le premier générateur de flux et l'autre générateur de couple.



L'expression du couple électromagnétique est donnée par :

$$C_{em} = \left(\frac{P.M}{L_r}\right) \cdot \phi_{dr} \cdot I_{qs} \tag{III-1}$$

III.2. Commande indirecte par flux orienté

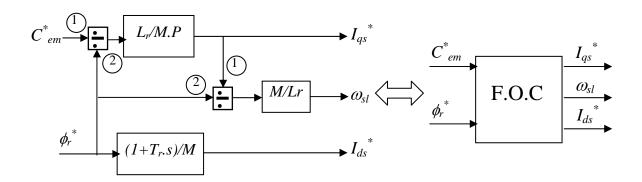
Le principe de cette méthode consiste à ne pas utiliser l'amplitude du flux rotorique mais seulement sa position.

Le descriptif "méthode indirecte" signifie qu'on peut éliminer un estimateur du flux mais elle exige la présence d'un capteur de vitesse (ou de position) du rotor.

Considérons le flux rotorique Φ_r et le couple C_{em} comme référence de commande.

$$\begin{cases} I_{ds} = \frac{1}{M} \left(T_r \cdot \frac{d\phi_r}{dt} + \phi_r \right) \\ I_{qs} = \frac{L_r}{p \cdot M} \cdot \frac{C_e}{\phi_r} \\ \omega_{sl} = \frac{M}{L_r} \cdot \frac{I_{qs}}{\phi_r} \end{cases}$$
 (III-2)

Le schéma bloc de la structure de commande est le suivant :



Figure(III-2) Schéma bloc de la structure de commande en courant par orientation du flux rotorique (Fild Oriented Control)

III. 3. Implantation de la commande vectorielle sur la machine asynchrone Introduction

L'étude de la commande en vitesse de la machine asynchrone triphasée se fait par deux méthodes.

III. 3. 1. Méthode directe

Pour cette méthode le module et la phase du flux sont mesurés électriquement en utilisant un modèle dynamique ou un capteur physique du flux [13].

III. 3. 2. Méthode indirecte

Dans la commande indirecte, la pulsation statorique est calculée directement à l'aide des grandeurs mesurées ou estimées.

La commande vectorielle indirecte permet le contrôle de la vitesse par contre réaction et le couple du module du flux par réaction.

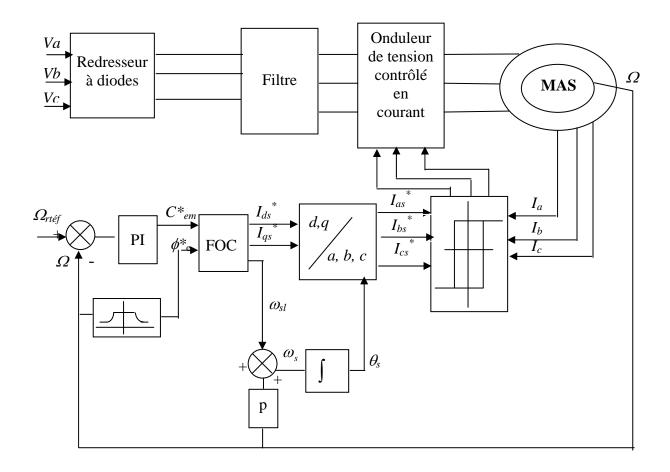


Figure (III-3) : schéma bloc de la commande découplée

Le schéma bloc de la commande découplée permet de réaliser un découplage automatique entre le couple et le flux. Ce résultat remarquable à entraîne une utilisation systématique de ce schéma de commande dans des processus industriels. A cet effet, pour obtenir une variation de vitesse il suffit d'adjoindre à la boucle ouverte un régulateur de la vitesse, il est donc possible de faire sa régulation par contre réaction. Par contre, le flux ne peut pas être mesuré directement et son contrôle le plus simple est de type réaction.

$$\phi^* = \begin{cases} \phi_n & si \ |\Omega| < \Omega_n \\ \frac{\phi_n \cdot \Omega_n}{\Omega} & si \ |\Omega| > \Omega_n \end{cases}$$
 (III-3)

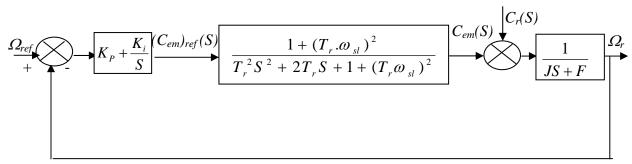
III. 3. 3. Calcul des paramètres du régulateur

Nous proposons une méthode analytique de calcul des paramètres du régulateur PI qui permet d'avoir une bonne précision, une rapidité et une stabilité du système. La fonction de Transfert du régulateur est donnée par [14] :

$$F(S) = \frac{K(1+TS)}{TS}$$
Ou: $F(S) = K_p + \frac{K_i}{S}$ avec
$$\begin{cases} K_p = K \\ K_i = \frac{K}{T} \end{cases}$$

La détermination des paramètres (K, T) du régulateur fait intervenir des méthodes classiques de calcul des régulateurs. Cette stratégie permet l'application de l'ensemble des outils de l'automatique linéaire au problème de régulation.

Le schéma bloc de régulation de vitesse à l'aide d'un PI est le suivant :



$$P(S) = JT^{2}_{r} \left(S^{4} + \left(\frac{f}{J} + \frac{2}{T_{r}} \right) S^{3} + \left(\frac{2f}{JT_{r}} + \frac{1}{T^{2}_{r}} + \omega_{sl}^{2} \right) S^{2} + \frac{(f + K_{p})(1 + (T_{r}\omega_{sl})^{2})}{JT^{2}_{r}} S + \frac{K_{i}(1 + (T_{r}\omega_{sl})^{2})}{JT^{2}_{r}} \right) S^{2} + \frac{K_{i}(1 + (T_{r}\omega_{sl})^{2})}{JT^{2}_{r}} S^{2} + \frac{K_{i}(1 + (T_{r}\omega_{sl})^{2})}{JT^{2}_{r}}$$

D'où l'équation caractéristique de système suivant :

Pour que le système a une réponse optimale, il faut que :

$$\frac{(f + K_P)((T_r \omega_{sl})^2 + 1)}{JT_r^2} = \left(\frac{f}{J} + \frac{2}{T_r}\right) \omega_0^2$$

$$\frac{K_i(1 + (T_r \omega_{sl})^2)}{IT^2} = \omega_0^4$$

En imposant:

$$\omega_0 = \sqrt{\omega_{sl}^2 + \frac{1}{T_r^2}}$$

Nous avons donc:

$$K_P = \frac{2J}{T_r}$$
 et $K_i = \frac{J}{T_r^2}$

III. 4. Interprétations et commentaires

Les résultats de simulation montrent que les performances de conduite de la machine asynchrone alimentée par un onduleur à trois niveaux, dont les paramètres sont indiqués dans l'annexe A_1 , avec régulation de la vitesse.

La figure (III-4) montre que :

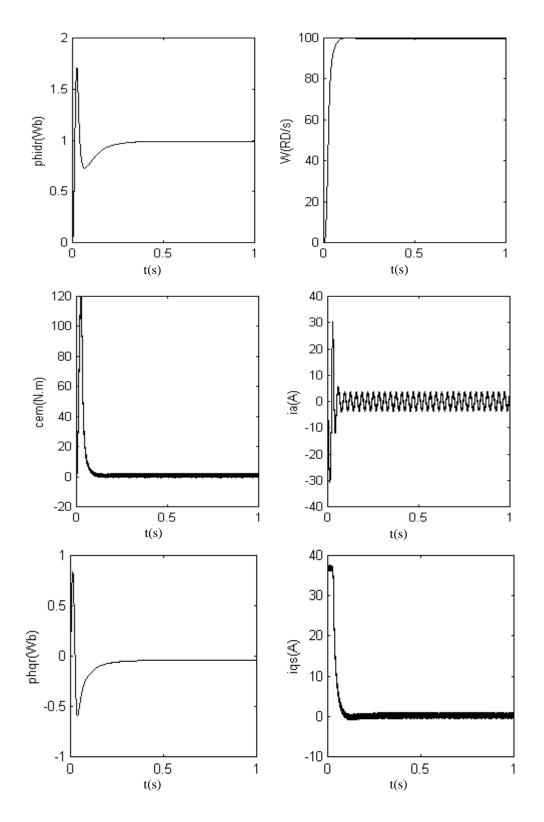
- La vitesse réelle suit la référence âpres un temps de repense de 0.15 secondes.
- Le couple se stabilise à une valeur de 0.5N.m qui compense les pertes par frottements et atteint la valeur maximale de 50N.m.

On remarque que le couple est bien proportionnel au courant I_{qs} , et le flux se stabilise à 1Wb.

Conclusion

La commande par flux orienté nous a permis de simplifier le système. En effet, à partir d'un modèle non linéaire, On a obtenu un modèle découplé qui nous permet de commander la vitesse de la machine asynchrone.

Il faut signaler que le régulateur PI permet de garder la vitesse de la machine asynchrone égale à sa référence.



Figure(III-4) Les performances de l'asservissement de vitesse de la machine asynchrone triphasée alimentée par un onduleur à trois niveaux à vide

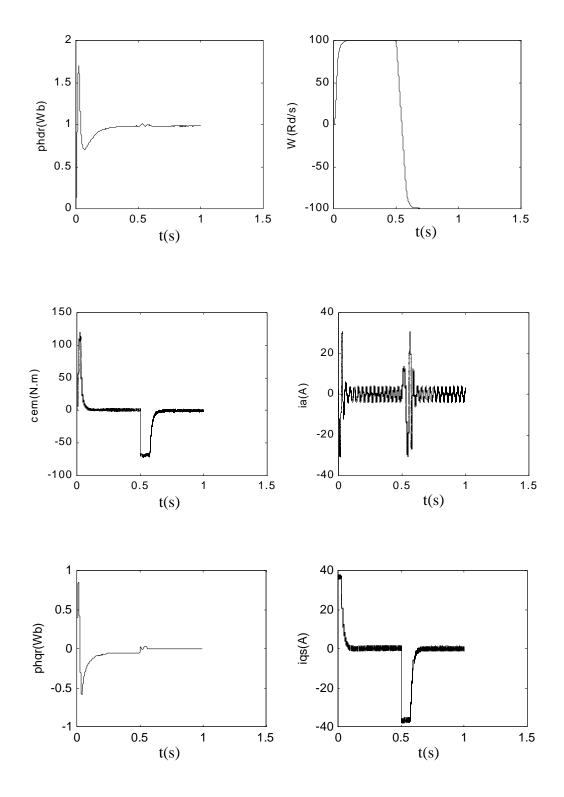


Figure (III-5) Les performances de l'asservissement de la vitesse d'entrainement de la pompe centrifuge en utilisant la commende vectorielle indirecte avec inversion de vitesse à t=0.5s

Chapitre IV:

VARIATION DE DEBIT PAR VARIATION DE VITESSE

Introduction:

L'énergie électrique consommée par les pompes représente une part importante de l'énergie électrique consommée dans le monde. On estime que dans les processus industriels et les utilités du bâtiment, 72 % de l'électricité est consommée par les moteurs, 63 % de cette énergie étant utilisée pour la circulation de fluides.

Les besoins de pompage sont présents dans de nombreux secteurs industriels. Par exemple : dans le secteur de l'Eau, pour le prélèvement, l'irrigation, la distribution, le traitement, Pour ajuster un débit ou une pression, les méthodes traditionnelles consistent à faire varier la section utile de la canalisation où circule le fluide.

Vannes, robinets, ... sont les dispositifs les plus couramment utilisés.

Des économies d'énergie substantielles peuvent être réalisées dans ces applications par l'entraînement des pompes à vitesse variable, par rapport à des solutions où la régulation des débits ou pressions est réalisée par des moyens mécaniques. Dans le domaine du pompage, les gains les plus significatifs sont obtenus avec des pompes centrifuges.

L'objectif de ce document est de décrire le fonctionnement des dispositifs, pompes centrifuges. Dans différents modes de marche, et de quantifier les gains possibles en consommation d'énergie apportés par la vitesse variable.

D'autres avantages en terme d'Efficacité Energétique apportés par cette technique sont également passés en revue. (15)

IV.2 Pompes centrifuges

IV.2.1 Variation de débit à vitesse fixe

Dans la plupart des applications, le débit de fluide à transporter est variable dans le temps, selon les besoins des utilisateurs. En utilisant la pompe à vitesse fixe, différentes méthodes sont employées.

• Utilisation de vannes en aval de la pompe

Le principe consiste à réduire la section utile de la canalisation en aval de la pompe. Il en résulte une augmentation des pertes en charge dans le circuit, ce qui se traduit par une augmentation de la pression en sortie de pompe, et une dissipation d'énergie dans le fluide. Sur la **figure IV.1**, le point A est le point de fonctionnement correspondant au débit nominal Qn. Le point B est le point de fonctionnement correspondant au débit réduit Q_r . Le point optimal de fonctionnement du circuit pour ce débit Q_r serait le point C. La surface colorée représente donc la puissance perdue avec ce mode de fonctionnement.

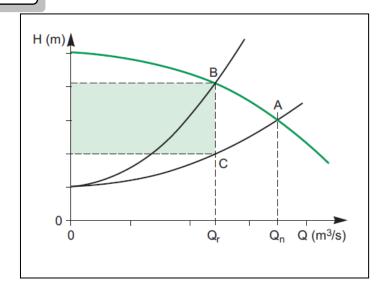


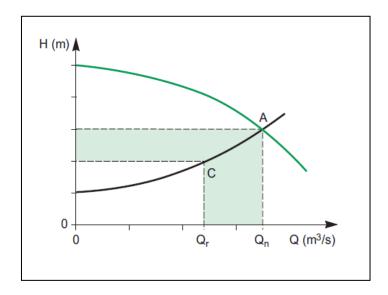
Fig IV. 1: Variation de débit par utilisation d'une vanne

• Utilisation d'un circuit de dérivation (by-pass)

Le principe consiste à renvoyer une partie du fluide pompé vers la source, par une vanne de dérivation. Ce dispositif permet un contrôle précis du débit mais présente l'inconvénient d'une faible efficacité énergétique.

Sur la **figure IV.2**, le point A est le point de fonctionnement correspondant au débit nominal Qn. Le point optimal de fonctionnement de ce circuit pour un débit réduit Qr serait le point C. La vanne de dérivation située en aval de la

pompe ne modifie pratiquement pas le point de fonctionnement de celle-ci. La surface colorée représente donc la puissance perdue avec ce mode de fonctionnement. Ce mode de fonctionnement permet d'obtenir une faible valeur de débit utile sans risquer une augmentation excessive de la pression à la sortie de la pompe.



FigIV. IV.2: Variation de débit par utilisation d'une vanne de dérivation.

• Fonctionnement intermittent

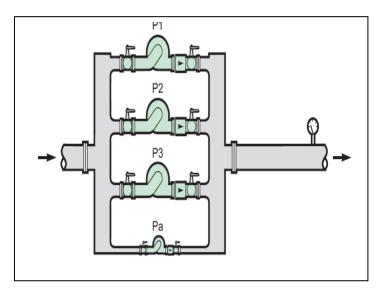
Ce mode de fonctionnement est couramment utilisé pour le remplissage d'un réservoir d'accumulation, comme un château d'eau. La pompe est choisie pour fonctionner à son rendement optimal pour la hauteur d'eau dans le

circuit considéré, et le débit maximal nécessaire. La pompe est mise en fonctionnement pendant les périodes où l'électricité est la moins chère. L'inconvénient de cette méthode est de faire fonctionner la pompe à son débit maximal et

donc d'avoir des pertes en charge maximales dans le circuit.

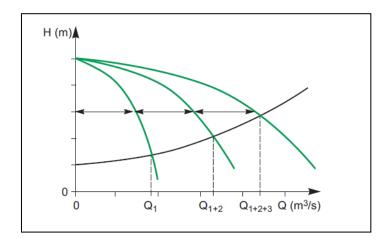
• Couplage de pompes

Lorsque le débit dans un circuit doit varier dans de grandes proportions, il est intéressant de mettre en œuvre plusieurs pompes en parallèle. Cette configuration, illustrée sur la **figure IV.3** permet de faire fonctionner les pompes au plus près de leur meilleur rendement.



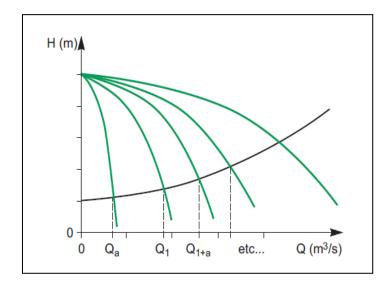
FigIV. 3 : Association de pompes en parallèle.

Si par exemple trois pompes identiques sont installées en parallèle, la courbe de HMT résultante est obtenue point par point en additionnant les débits correspondant à une hauteur manométrique donnée. Sur un circuit donné, il existe donc trois points de fonctionnement possibles, en fonction du nombre de pompes en service, comme représenté sur la **figure IV.4**.



FigIV. 4: Association de pompes identiques en parallèle.

Des points de fonctionnement intermédiaires peuvent être obtenus par la mise en œuvre d'une pompe d'appoint de plus faible puissance, comme illustré sur la **figureIV. 5**.



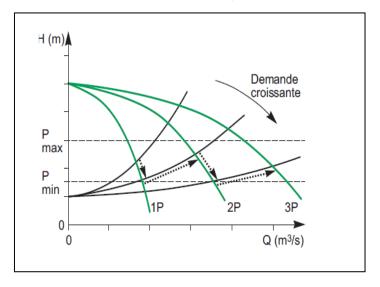
FigIV.5: *Utilisation d'une pompe d'appoint.*

Suivant le même principe, il est courant de mettre en œuvre une pompe de faible puissance, dite "pompe jockey", qui permet de maintenir le circuit sous une pression minimale lorsque les pompes principales sont à l'arrêt.

• Fonction surpresseur

Les ensembles de pompes couplées en parallèle sont en général associées à une régulation manométrique, afin de maintenir la pression dans le circuit entre deux valeurs, minimale et maximale. Une demande croissante se traduit par une diminution des pertes en charge, résultant de l'ouverture des robinets en aval, et une diminution de la pression.

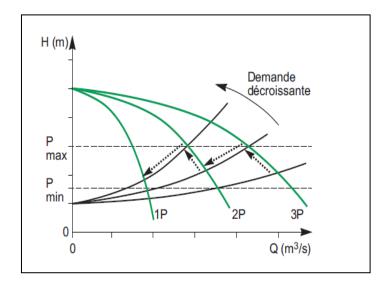
Lorsque la pression minimale est atteinte, la mise en service d'une pompe supplémentaire est nécessaire. Ce fonctionnement est illustré sur la **figure IV.6**.



FigIV. 6: Fonctionnement d'un surpresseur à débit croissant.

Inversement, une demande décroissante se traduit par une augmentation des pertes en charge, résultant de la fermeture des robinets en aval, et une augmentation de la pression. Lorsque la pression maximale est atteinte, la

mise hors service d'une pompe est nécessaire. Ce fonctionnement est illustré sur la figureIV. 7



FigIV. 7: Fonctionnement d'un surpresseur à débit décroissant

IV.2.2. Fonctionnement à vitesse variable:

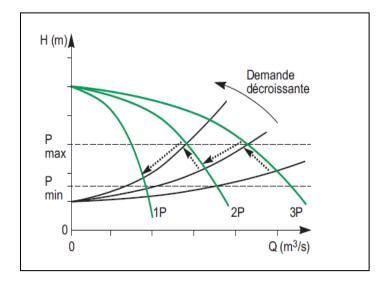
Les caractéristiques fondamentales d'une pompe centrifuge sont directement liées à sa vitesse de rotation.

En considérant la pompe isolément (sans tenir compte de hauteur de colonne d'eau), pour une vitesse de rotation N autre que la vitesse nominale Nn:

Le débit Q est proportionnel à (N/Nn),

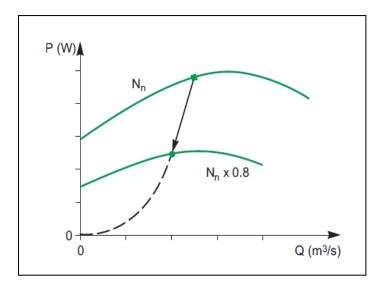
La HMT H est proportionnelle à (N/Nn)2,

La puissance P est proportionnelle à (N/Nn)3



FigIV. 8 : Caractéristiques d'une pompe centrifuge pour deux valeurs de vitesse.

A partir de la caractéristique à vitesse nominale, la caractéristique HMT(Q) pour une vitesse différente peut être tracée point par point, les points homologues étant situés sur une parabole, comme illustré sur un exemple en **figure IV.9**.



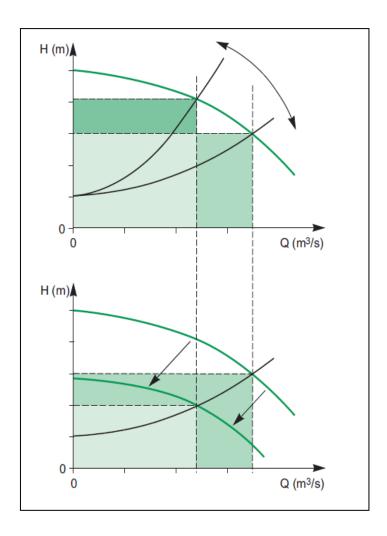
FigIV. 9 : Caractéristiques P(Q) d'une pompe centrifuge pour deux valeurs de vitesse.

De même, la caractéristique P(Q) peut être tracée point par point, les points homologues étant situés sur une courbe cubique, comme illustré sur un exemple en **figure IV.9**.

• Variation du débit dans un circuit donné

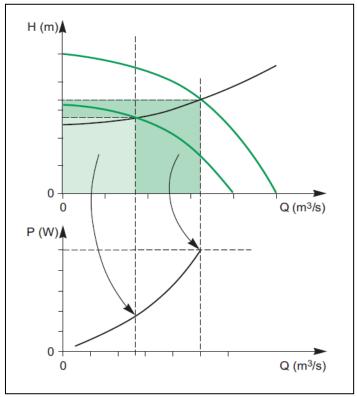
Nous avons vu plus haut qu'il était possible de faire varier le débit d'une pompe fonctionnant à vitesse fixe, en utilisant une vanne placée en aval. Ce mode de fonctionnement est illustré sur la **figure IV.9**.

La **figure IV.10** permet d'illustrer le gain de puissance réalisé lorsque la variation de débit est obtenue en faisant varier la vitesse de rotation de la pompe. La puissance utile fournie par la pompe étant proportionnelle aux surfaces rectangulaires colorées, on observe une nette réduction de la puissance lors du fonctionnement à vitesse variable.



FigIV. 10 : Variation de débit à vitesse constante et à vitesse variable.

La variation de vitesse de rotation permet d'utiliser la pompe constamment à son meilleur rendement. Les surfaces rectangulaires colorées sont donc dans ce cas directement proportionnelles à la puissance absorbée par la pompe. La variation de la puissance absorbée dans cet exemple est illustrée sur la **figure IV.11**.



FigIV. 11: Variation de puissance à vitesse variable.

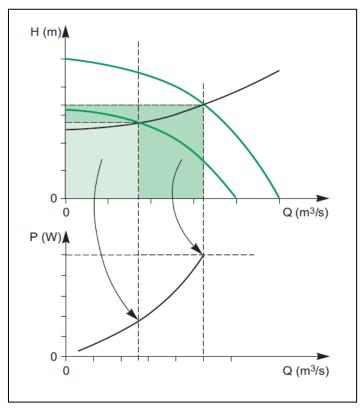
En notant Hn la HMT au point de fonctionnement nominal de la pompe, on considère par exemple différents types de circuit tels que:

Z = 0: circuit n'ayant que des pertes de charge

Z = 0,85. Hn: circuit d'adduction d'eau typique (la hauteur géométrique est prépondérante)

Z = 0.5. Hn: valeur intermédiaire

Suivant le type de circuit, on observe sur la partie supérieure de la **figureIV. 12** que pour une même réduction de débit de Qn à Qr, la diminution de vitesse de la pompe ne sera pas la même. Il en résulte différentes courbes de puissance en fonction du débit, représentées sur la partie inférieure de la figure. Plus la diminution de vitesse est importante, plus la réduction de puissance est significative.



FigIV. 12: Variation de puissance pour différents types de circuits.

Variation de la puissance pour différents types de circuits

La variation de puissance absorbée par la pompe en fonction du débit va dépendre de la caractéristique du circuit dans lequel elle est insérée. Le paramètre à prendre en compte est le rapport entre la hauteur manométrique au point de fonctionnement nominal de la pompe et la hauteur manométrique à débit nul Z (voir **figure IV. 7**).

$$\mathbf{Z} = \mathbf{0}$$

Z = 0.5 Hn

$$Z = 0.85 \text{ Hn}$$
 [15]

Pour un débit égal à 80 % du débit nominal, la puissance absorbée à la vitesse nominale est égale à 94 % de la puissance nominale.

Pour ce même débit, la puissance absorbée à vitesse réduite est égale à 66 % de la puissance nominale.

Puissance électrique à la vitesse nominale :

$$P_f = P_n \cdot \frac{1}{\eta_{mot}} \cdot P(Q) = 100. \frac{1}{0.95} \cdot 0.94 = 98.9 \text{ kW}$$

Puissance à vitesse réduite :

$$P_r = P_n \cdot \frac{1}{\eta_{mat}} \cdot \frac{1}{\eta_{var}} \cdot P(Q) = 100 \cdot \frac{1}{0.93} \cdot \frac{1}{0.97} \cdot 0.66 = 73.1 \text{ kW}$$

La différence de puissance s'élève à 25,8 kW, ce qui représente une énergie économisée de 226 MWh par an en supposant un fonctionnement permanent, et donc un gain de 11 300 €par an en supposant un coût de 0,05 €kWh. [16]

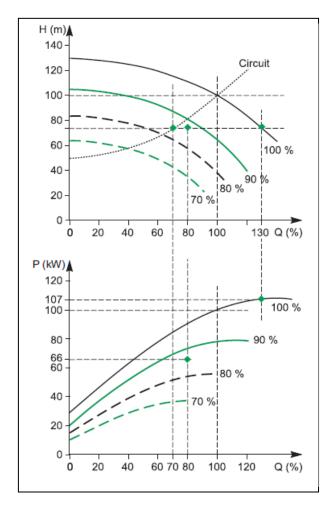
Comparaison de différentes solutions:

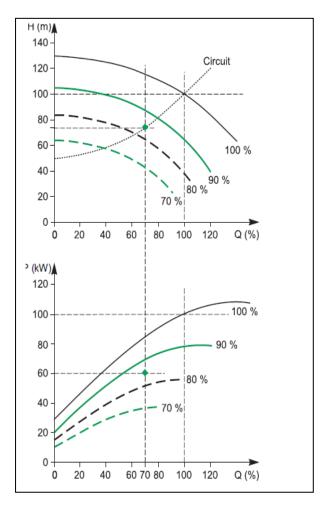
Dans l'exemple suivant, différentes possibilities de réduction de débit sont comparées:

- Utilisation de vannes,
- Une pompe fonctionnant à vitesse variable, les autres à vitesse fixe,
- Toutes les pompes fonctionnant à vitesse variable.

On considère une configuration de 3 moto-pompes identiques fonctionnant en parallels, chacune absorbant une puissance de 100 kW à 100% du débit. La hauteur de colonne d'eau Z est égale à la moitié de la HMT (Z = 0.5 Hn) La comparaison des différentes possibilités est effectuée pour un débit égal à 70% de la capacité totale, soit 210% du débit nominal d'une seule pompe.

Les caractéristiques des pompes sont représentées sur la **figure IV.12**, pour différentes valeurs de la vitesse de rotation. [16]





.Fig IV.13 : Caractéristiques des pompes et du circuit.

Fig. IV.14 : Caractéristiques des pompes et du circuit

Par l'utilisation de vannes, la puissance de chaque pompe fonctionnant à pleine vitesse est réduite à 85 kW. La puissance totale est donc égale à 255 kW.

Le fonctionnement avec une seule pompe à vitesse variable est illustré sur la **figure** IV.14 Le débit total étant réduit, la HMT est donc également réduite. Par conséquent, le débit d'une pompe fonctionnant à pleine vitesse est augmenté jusqu'à 130%, avec augmentation de puissance de 7% environ. Le débit total requis étant de 210% du débit nominal d'une pompe, une seule pompe à vitesse fi xe est nécessaire.

Le débit de la pompe à vitesse variable est alors égal à 210 - 130 = 80% du débit nominal. Pour ce débit et cette HMT, la pompe fonctionne approximativement à 87% de sa vitesse nominale, et la puissance absorbée est d'environ 66 kW.

Pour cette configuration, la puissance totale est donc égale à 107 + 66 = 173 kW. [16]

.Conclusion:

L'utilisation de la vitesse variable dans la circulation des fluides est. le principal facteur de réduction de consommation d'énergie dans de nombreuses installations industrielles et tertiaires.

Les économies d'énergie sont particulièrement importantes si des débits partiels sont fréquemment utilisés. L'investissement d'un variateur de vitesse est très rapidement récupéré

et permet des économies importantes par la suite.

En plus des économies d'énergie, les variateurs de vitesse apportent dans ces applications de nombreux avantages en termes d'Efficacité Energétique. Ainsi les contraintes mécaniques comme les coups de beliers, la cavitation, les à-coups de couple, sont largement réduites par des accélérations et décélérations progressives et contrôlées du moteur. La durée de vie des équipements s'en trouve donc prolongée. La conduite du process est par ailleurs largement améliorée et facilitée par un ajustement précis des besoins en débit et pression des fluides. Il n'était pas possible dans le cadre de ce document d'approfondir davantage le fonctionnement des pompes. Malgré tout, les principes généraux ont été exposés, accompagnés d'exemples permettant d'apprécier l'ampleur des économies d'énergie possibles grâce aux variateurs de vitesse.

CHAPITRE V:

DIMENSIONNEMENT DES BESOINS EN EAU DU PERIMETRE (MITIDJA OUEST)

Introduction:

L'Algérie, tout comme la plupart des pays en voie de développement, subventionne considérablement l'irrigation dans les périmètres publics. Les droits et les redevances payés par les agriculteurs ne permettent pas de couvrir la totalité des coûts de distribution et de maintenance des réseaux collectifs.

L'irrigation en Algérie a beaucoup perdu en proportion d'allocation par rapport à la consommation totale depuis les années 1960 au profit des autres secteurs[17], et ce à cause des orientations économiques du pays tourné plutôt vers l'industrie et l'énergie délaissant l'agriculture au troisième rang, mais aussi à cause de la croissance démographique urbaine qui accroît de plus en plus les besoins en eau potable gestion de l'eau agricole et potable se fonde essentiellement sur l'offre, or la demande est amplement plus importante en raison de la population grandissante des villes comme Alger, et d'une faible[18]

Tarification qui n'encourage pas les consommateurs à l'économie de l'eau.

L'Algérie est classée parmi les pays les plus défavorisés en termes de potentialités hydriques. En effet, actuellement le seuil théorique de rareté fixé par la banque mondiale à 1 000 m3/habitant/an est loin d'être atteint avec une disponibilité moyenne de 500m3/habitant/an . Le recours aux nappes souterraines devient de plus en plus indispensable. Les rechercheurs, estiment le nombre de forages illicites dans le pays à 20 000 (un chiffre qui ne cesse d'augmenter).

Dans le cadre du PNDA (Plan national pour le développement agricole) lancé en 2002, l'Etat algérien a mis en place une nouvelle politique d'irrigation afin d'assurer une meilleure utilisation de l'eau. Cette nouvelle politique vise à encourager les techniques d'irrigation modernes afin d'économiser l'eau et d'étendre les superficies irriguées. Des subventions importantes (parfois à hauteur de 100 %) ont été accordées aux agriculteurs dans ce cadre.

La grande majorité des surfaces irriguées concerne la PMH (petite et moyenne hydraulique) avec une superficie moyenne annuelle de 300 000 ha (Agid, 2003) ; ce qui représente

aujourd'hui environ 88 % du total des superficies irriguées du pays. Dans les grands périmètres irrigués qui représentent une superficie de 173 000 ha, seuls 40 000 ha ont été effectivement irrigués ces vingt dernières années [19].

L'offre en eau d'irrigation dans les Grands périmètres irrigués est, en général, non garantie.

La plaine de la Mitidja (1 400 km2) qui borde Alger, fait partie de la grande hydraulique. La partie est de la plaine a bénéficié d'un aménagement hydro-agricole (périmètre du Hamiz) depuis 1937, soit 18 000 ha concernés. La partie ouest sur laquelle s'est centrée cette étude, n'est classée dans la grande hydraulique

que depuis 1988 avec une superficie de 8 600 ha et une deuxième tranche de 15 600 ha en 2004.

V-1. Situation géographique :

La plaine de la Mitidja (carte des bassins versant) est une plaine littorale étroite et longue d'une centaine de kilomètres, située au centre de l'Algérie du Nord. Elle bénéficie d'un climat méditerranéen favorable à l'activité agricole. La plaine de la Mitidja doit sa richesse à plusieurs avantages :

- des sols riches avec une bonne aptitude à l'irrigation ;
- un climat favorable (650 à 700 mm de précipitations par an);
- une longue expérience de l'agriculture irriguée (arboriculture et maraîchage) ;
- une proximité du marché potentiel que représente la capitale et les autres villes avoisinantes.
- une infrastructure routière bien développée ;
- une grande capacité de stockage et de conditionnement des produits agricoles à côté d'une forte densité d'implantation de l'industrie agro -alimentaire ; 2 Agence nationale.
- les institutions de formation et de recherche agricole sont bien représentées dans la Mitidja ;
- enfin, la plaine est bien située par rapport aux possibilités de mobilisation d'importantes ressources en eau .

La plaine du ouest Mitidja est situe dans les wilayas de Blida et Tipaza a 50 Km de la capitale, au sud, avec une superficie totale de 23000 ha.

En fonction de la localisation de la ressource en eau, le périmètre à été divise en deux tranches :

Tranche 01 : la tranche 01 est desservie par le canal RD

Tranche 02: la tranche 02 est alimentée par le canal RG

La tranche 01 du périmètre d irrigation de la Mitidja ouest est situe dans les wilayas de Blida et Tipaza, a une distance de 55Km au sud ouest d'Alger.

La tranche 01 est bien limitée par

- Oued Chiffa à l est
- Oued Bou roumi à l ouest
- Piémont de l atlas Blideen au sud
- Oued Bou roumi et oued Djer au nord.

La surface irriguée de la 1^{ere} tranche est de 7 927 ha.

La tranche 1 est alimentée par le canal rive droite qui dessert 3 secteurs :

Le secteur sud alimenté par la station de pompage de Mouzaia.

Le secteur est alimenté gravitairement par une prise gravitaire.

Le secteur ouest est alimenté gravitairement par une autre prise gravitaire

V-2. Aperçu topographique:

Le relief du périmètre de ouest Mitidja est en générale une plaine incline vers la mer la cote absolue varie en moyenne dans les limites de 100 à 140 m,

Le périmètre de Mitidja se trouve insère entre deux autres périmètres le périmètre du haut Cheliff dans la wilaya de ain-defla et le périmètre d'est Mitidja, il s'étant sur une longueur de 5 Km est-ouest et une largeur de 60 Km nord- sud.

V-3. Aperçu pédologique :

Le périmètre d'irrigation est représente par une vallée alluviale bien drainé par les oueds comme suit :

rive droite:

- Oued CHIFFA
- Oued BOU ROUMI
- Oued DJER

Dans le périmètre d'ouest Mitidja nous avons cinq zones homogènes :

- Les zones des bourrelets alluviaux :

c est en bordure des oueds chiffa et bou roumi qu' ils sont les plus étendus. Ils portent des sols peu évolués d apport alluvial modaux de texture équilibrée limon_argilo_sableuse.Ce

sont des sols profonds ;poreux dont le taux de calcaire total est de 1 ordre de 20% ;En rive droite de BOU ROUMI ;des conductivités de 2 a 4 mmhos correspondent a des salinités peu élevées .

Les zones des plaines alluviales :

Ce sont des sols sains ;des plaines dépandage d'alluvions fines. Leurs pente vers le nord est généralement de 1 ordre de 1% ;le type de sol est le même que précédemment ;mais le matériau est plus limoneux ;plus structure ;de porosité moyenne. Leurs taux de calcaire sont les mêmes ou légèrement inferieurs.

- Les zones des vertisols généralement hydro morphes :

Ce sont des sols des zones planes dont les pentes sont de l'ordre 0.5% ; leurs terre fine ; peu ou pas de calcaire ; a une texture fine a ultra fine . Ce sont majoritairement des argiles gonflantes qui confèrent aux sols des propriétés caractéristiques : porosité très faible ; cohésion élevées ; structures défavorables tres développés.

Ces sols se ressuyent tres mal :en hiver et au printemps ils portent une nappe perchée.

- Les zones dépressionnaires hydro morphes :

Il s'agit de la zones de oued CHERADA .Pourcentages cumules de l argile plus limon fin. Ce sont des dépressions Ou s accumule l eau des écoulement superficiels et hypodermiques. Les deux mètres de sols de texture fine présentent une nappe perchée quasi permanente ; a l origine des Gleys ou /et pseudogleys.

La zone qui borde les sections aval de l oued CHERADA sur la majeure partie la nappe est proche de la surface de sol pendent toute l année .Ce sont des sols ver tiques hydro morphes sols de texture ultra fine a taux d argiles gonflante supérieure a ce de limons fine ;conductivité hydraulique tres peu élevées.

- Les zones de cônes :

Ils s agit principalement des cônes de MOUZAIA dont les pentes régulières de 2 a3 % portent un sol fersiallitique a réserve calcique. Ce sol généralement non caillouteux en surface ;non calcaire et de texture moyenne ;est caractérisé ,par un encroutement très caillouteux.

L étude générale des sols du périmètre permet de mètre en évidence les deux caractéristiques les plus importantes :

Les sols des bourrelets alluviaux et des plaines alluviales sont de très bonne qualité.

Les vertisols présent deux principaux facteurs limitantes :

Ils sont hydro morphes et de texture ultra fine .Mais ce sont des sols fertiles après assainissement, leur productivité agronomique sera satisfaisante si 1 on y cultive des plantes adaptées a leur texture.

V.4. Aperçu hydrologique et geologique :

V.4.1 Caractéristique du bassin versant :

Le principal cours d'eau dans le bassin de Mitidja c'est l'oued ChIFFA, le bassin est découpe, l'érosion est faible, le bassin de CHIFFA est fortement boise.

Le réseau hydrographique du bassin est bien développé, l'écoulement de l'oued n'est pas régularisé; les ressources essentielles alimentant cet oued sont les précipitations sous forme de pluies et neige

V.4.2 Transports solide:

L'érosion des matériaux en suspension transportes par l'oued est le résultat du processus (d'érosion hydrique) causé par le régime climatique, par ailleurs l'écoulement torrentiel et la faiblesse de couverture végétale accentue ce phénomène.

Le calcule de dégradation dans le bassin versant peut atteindre jusqu'à 9 millions de tonnes soit 3805 t/Km²/an et la moyenne interannuelle de la dégradation est de l'ordre de 4.6 millions de tonnes par an, soit 2431 t/Km²/an cette valeur peut être apporté sur tout le bassin versant.

V.5. Climatologie:

Le climat est un facteur primordial qui conditionne la vie végétale ainsi que la production agricole, Tous les facteurs climatiques a savoir : température, vent, précipitation, l'humidité relative et l'évaporation influent sur les cultures envisagées dans leurs cycle végétatif et sur leurs besoins en eau.

V.5.1 La température :

La plaine du MITIDJA à un climat de type Continentale, malgré la proximité de la mer. C'est un climat marqué par des étés chauds et secs, aux hivers assez froids, tempéré et pluvieux, un printemps assez long et un automne très bref.

Les résultats des mesures élaborés dans la station de MOUZAIA sont donnés sur le tableau n°V-1...[19]

Tableau n°V-1 : températures mensuelles et annuelles de Ech-MOUZAIA (°c)

mois t°(c)	S	О	N	D	J	F	M	A	M	JUI	JUL	A	MO Y AN N
max	32.4	26.2	20.1	16.5	15.7	17	19.6	22.2	25.7	32.2	37.2	38	25.2
min	17.9	13.8	9.1	7	5.1	6.4	7.1	9.6	12.7	17.3	20.5	20	12.2
moy	24.6	19.4	14	11.2	9.8	11.1	13	15.6	18.9	24.6	28.6	29	18.3

[19]

V.5.2 Les précipitations :

La pluviométrie est d'un régime variable et irrégulier suivant les mois et les années sachant que les pluies moyennes annuelles sont de l'ordre de 430mm dans la région d'Ech-Mouzaia.

Tableau n° V -2: précipitations moyennes mensuelles (mm)

mois	S	О	N	D	J	F	M	A	M	JUI	JUL	A	Ann.
P(mm)	25	68	85.	100	100	73	60	53	40	12	00	00	616

[17]

Après l'analyse des ces données on remarque la majeure partie des précipitations (80%) étant concentrés sur la période de "Novembre -Avril".

Les pluies en Juin ; Juillet et Août sont négligeables.

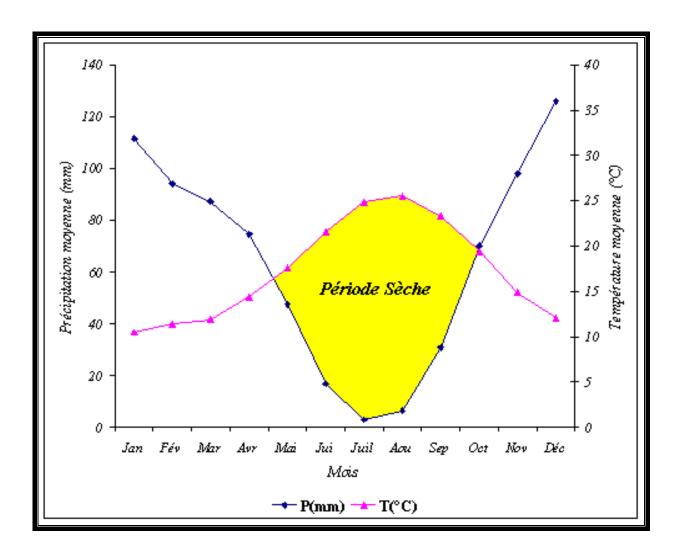


Figure N°V-1 climogramme de GAUSSEN

V.5.3 .Le vent :

C'est un facteur important aussi bien sur le plan agronomique que du point de vue de l'aménagiste puisque il est également déterminant dans le choix du type d'irrigation (aspersion ou gravitaire) ainsi que dans l'élaboration du système de protection des périmètres (réseau de brise-vent).

Les vitesses moyennes mensuelles sont représentées dans le tableau n°V-3.

Tableau n°V 3 : les moyennes mensuelles des vitesses de vent

mois	S	О	N	D	J	F	M	A	M	JUI	JUL	A
V(m/s)	2.5	2.3	2.5	3.7	3.0	3.1	2.9	3.1	2.8	3.0	3.2	3.1

[17]

Une analyse des valeurs moyennes observées montre une stabilité des vitesses tout au long de l'année.

V.5.4 L'insolation:

Le nombre d'heures d'ensoleillement dans la région est élevé ; Ce paramètre climatique est observé à la station météorologique de MOUZAIA et illustré par le tableau $n^{\circ}V$ -4.

Tableau°V-4: insolation moyenne journalière en heure (h).

mois	S	О	N	D	J	F	M	A	M	JUI	JUL	A	total
Heurs D'insolation	12,4	11.3	10.3	9.8	10.1	11	11.9	13.1	14	14.5	14.3	13.5	146.2

[17]

Ce phénomène est très important de Juin à Août; il dépasse 14 heures/jour.

V.6. La qualité de l'eau d'irrigation :

La composition chimique moyenne des eaux disponibles et les résultats des analyses sont regroupés dans le tableau n° V-5 :

Tableau n°V-5: La composition chimique et la qualité d'eaux d'irrigation.

		OUED BOU ROUMI	Oued ChIFFA
Salinité moyenne	e (g/l)	0.85	1.2 à 1.7
Conductivité électrique (millimohs)		1.30	1.70 à 2.50
	Ca++	3.9	4.9 - 5.7
	Mg+	2.8	5.5 - 9.3
Bilan ionique	Na+	6.0	6.5 - 11.3
(meq/l)	Cl-	6.2	6.6 - 10.2
	So4	4.5	7.7 - 11.7
	So3H	3.0	2.5 - 3.7
SAR		3.3	2.8-4.1
Classement de riverside		C2-S1	C2-S1/C3-S2

[20]

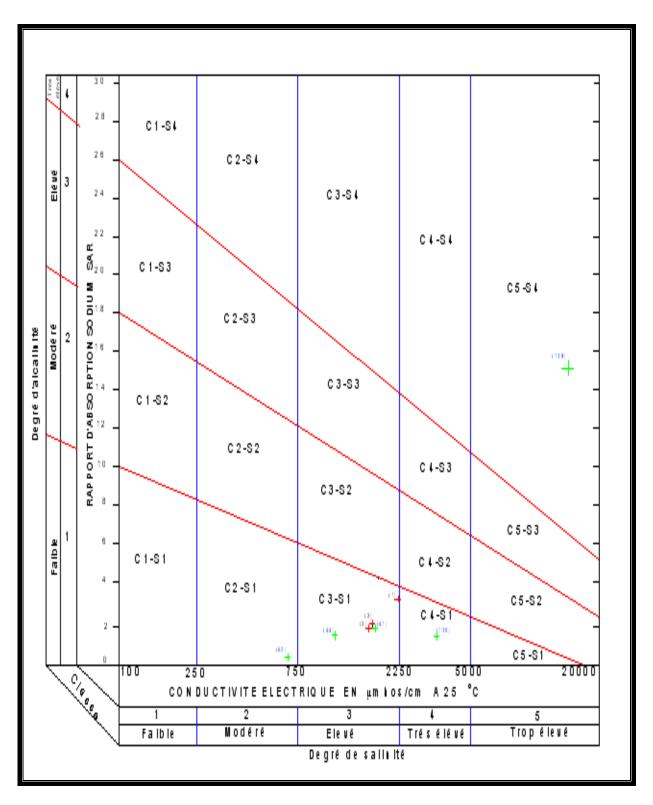


Figure.V.3. Diagramme de classification des eaux d'irrigation [21]

Les deux séries de valeurs indiquées pour l'oued CHIFFA sont représentatives de l'éventail des variations de la salinité, que l'on observe sur ce cours d'eau, au cours d'une année.

Dans l'ensemble, on dispose donc d'une eau de qualité moyenne utilisable pour l'irrigation d'une large gamme de cultures, sur presque tous les types de sols, sans risques de salinisation et d'alcalinisation appréciables d'après les normes .

V.7. séismicité de la région :

La région de BLIDA à été soumise plusieurs fois à une activité sismique intense à savoir celui de 09/09/1954 d'intensité de 6° et celui de 05/2003 de 7,2° d'intensité avec comme des résultats des pertes humaines et matérielles importante.

V.8. Ressource en eau:

Les eaux destinées à l'irrigation du périmètre du Ouest de MITIDJA proviennent exclusivement des eaux stockées dans le barrage de BOU ROUMI et de Oued-CHIFFA qui sont garantis 9 années sur 10 .

V.9. besoins en eau du périmètre :

Les besoins en eau des cultures, peuvent être définis comme dose apportée à la plante dans des moments propices, afin de mettre celles-ci dans les meilleures conditions d'humidité requises, pour obtenir son rendement maximal.

La pièce de base pour la quantification des besoins en eau du périmètre est le calendrier des cultures, établi par des agronomes. Il présente les différentes cultures occupant le sol à chaque instant de l'année, on prend soin d'indiquer le taux de surface couvert par chaque culture sur la base des enquêtes menées par les brigades concernées. L'évaluation des besoins en eau du périmètre est basée sur la détermination des besoins de chaque culture retenue dans le calendrier agronomique

Tableau n°V-6:Les besoins en eau du périmètre de Mitidja ouest(Tranche 01)

1,	C	Besoir	Besoins en m ³											
culture	surface (ha)	A	S	О	N	D	J	F	M	A	M	J	J	année
Vece- avoine Bersim	0.17 0.17	0 136	0 136	136 102	0	0	0	0	51 51	0 187	0	0	0	187 612
Pomme de terre	0.33	396	429	330	0	0	0	0	0		0	0	264	1419
Melon- pastique	0.17	391	0	0	0	0	0	0	0		136	357	408	1292
Mais	0.17	340	0	0	0	0	0	0	0		170	459	510	1479
Blé	0.33	0	0	264	0	0	0	0	0	297	231	0	0	792
Totaux	1.34 Rendis	1263 1250	565550	832 850	0	0	0	0	102 100	484 500	537550	816 800	1182 1200	5781 5800

V-10-STATION DE POMPAGE DE MOUZAIA_CARACTERISTIQUES PRINCIPALES :

Tableau V-8 : Caractéristiques principale de la station de pompage de Mouzaia

Désignation	UNITE	GRANDEUR
Débit d équipement	1/S	1800
Nombre de filtres	U	1
Débit d un filtre	1/S	1880
Nombre de pompes (KSB type	U	4
SNW)		
Débit unitaire des pompes	1/S	450
Diamètre de la robinetterie	Mm	400
Hauteur d élévation de la	m	45.72
pompe		
Puissance de la machine	KW	300
Diamètre du collecteur :		
_1 ^{er} tronçon	Mm	700
_ Cône de raccordement _2eme	Mm	700/1000
tronçon RESERVOIR:	Mm	1000
_ Diamètre refoulement		
_Volume utile de la cuve	Mm	930/1000
_volume de régulation	M3	486
_Diamètre intérieur de la cuve	m3	102
_Cote max normal	m	12.50
_Cote min normal		
	m	181.65
	m	179.68

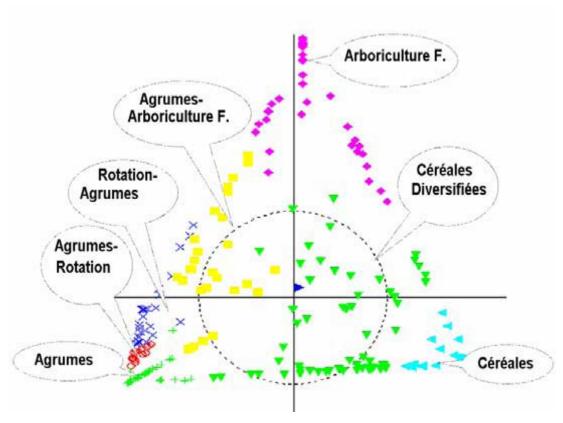


Figure-V-4 répartition de toutes les exploitations agricoles de la commune de Mouzaïa

V-11-Conclusion:

Le manque d'eau récurrent que connaît l'Algérie touche directement le secteur agricole qui vient derrière celui de l'alimentation en eau potable desservi en priorité. De ce fait, les agriculteurs doivent adopter des Stratégies individuelles pour contourner le déficit hydrique. C'est le cas des agriculteurs du périmètre irrigué de la Mitidja ouest.

Le recours aux eaux souterraines constitue pour l'instant la solution garantie et sûre pour les agriculteurs.

CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail, nous avons étudié une structure de commande utilisant à la fois le concept de la méthode du flux orienté pour la machine asynchrone. La stratégie de commande vectorielle par orientation du flux rotorique a servi ici comme une solution pour contrôler le débit et la hauteur manométrique totale de la station de pompage. Cette technique permet d'optimiser la puissance consommée. Ce qui a permis de faire fonctionner la station au point de fonctionnement optimal.

L'utilisation de la vitesse variable dans la circulation des fluides est le principal facteur de réduction de consommation d'énergie dans de nombreuses installations industrielles. Les économies d'énergie sont particulièrement importantes si des débits partiels sont fréquemment utilisés. L'investissement d'un variateur de vitesse est très rapidement récupéré et permet des économies importantes par la suite. En plus des économies d'énergie, les variateurs de vitesse apportent dans ces applications de nombreux avantages en termes d'Efficacité Energétique. Ainsi les contraintes mécaniques comme les coups de bélier, la cavitation, les à-coups de couple, sont largement réduites par des accélérations et décélérations progressives et contrôlées du moteur. La durée de vie des équipements s'en trouve donc prolongée. La conduite du processus est par ailleurs largement améliorée et facilitée par un ajustement précis des besoins en débit et pression des fluides.

Il n'était pas possible dans le cadre de ce document d'approfondir davantage le fonctionnement des dispositifs : moteurs, pompes, onduleur ext... malgré tout, les principes généraux ont été exposés, accompagnés d'exemples permettant d'apprécier l'ampleur des économies d'énergie possibles grâce aux variateurs de vitesse.

RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

- [1] AGHTM, Les stations de pompage d'eau. 5^{ème} édition, Edition LAVOISIER -TEC&DOC, Paris 2000.
- [2] Mohamed TAIBI, Machines hydrauliques et compresseurs. Office des publications universitaires, Alger 1993.
- [3] Jan KRYSINSKI, Turbomachines Théorie Générales. Office des publications universitaires, Alger 1994.
- [4] Omar KADIR, "Etude de l'écoulement par photographie cas de cavitation et endommagement mécanique d'une pompe centrifuges sous l'effet de l'érosion abrasive ", Mémoire de fin d'étude, ENSH 2001.
- [5] Omar KHODJET KESBA, cours de pompe et station de pompage. ENSH, 2003/2004.
- [6] Commande de vitesse et de position d'une machine asynchrone. MFE 2001ENP.
- [7] M.N Eskander et A.M Zaki "A maximum efficiency-photovoltaic-Induction motor pump system"; renewable energy, vol 10 N°1, PP53-60, 1997.
- [8] S.M Alghuwainem "Performance optimization of photovoltaic generator" PP 40-45, 1994.
- [9] Document "Etude stratégique sur le dévoleppement des énergies renouvlable" Novembre 2003.
- [10] M.H Shim ,D S Hyun et S Y Chose, "An improved stator flux estimation for speed sensorless stator flux orientation control of induction motors", vol 15, N°2, PP 312-318, 2000.
- [11] P.Vas "Vector control of AC machines", Oxford, Clarendon press, 1990.
- [12] K. Akastu et A. Kawamura "online rotor resistance estimation using the transient state under the speed sensorless control of induction motor» Vol 15,N°3,pp553-560,2000.
- [13] T. Lipo "A dq model for 6 phase induction machines" in produceedings of ICEM 80, pp680-867, 1980.
- [14] M.F Mimouni, R.Dhifaoui, et D Roger, "field oriented control of double star induction machine ",pp 40-45, 1994.

- [15] T. Martiré, "Système photovoltaïque modulaire pour pompage sur sites profonds "Thèse de doctorat université de Monpellier II, 2001.
- [16] Cahier technique Schneider éléctric N°214.
- [17] APD 1.1 Mémoire éxplicatif AGID, d'après l'onid Hamer L'aayn.
- [18] M^{me} A.Aziez, cour d'irrigation 2008-2009.
- [19] Imache .A ,Chabaka .m,Bouarfa.S ,"Demandes en eau des éxploitations agricole du perimétre irrigué du Mitidja Ouest(ALGERIE)"
- [20] Mémoire éxplicatif, station de pompage de Mouzaia.
- [21] M^{me} A.Aziez cour d'irrigation 2009-2010

RECHERCHE SITOGRAPHIQUE

[22] Aéraulique,

(http://neveu.pierre.free.fr/enseign/aeraulique/aeraulique.pdf)

- [23] Système de deux pompes centrifuges : fonctionnement en série et en parallèle (http://www.sciences.univ-nantes.fr/physique/perso/aloui/tp-mfte/tp11-mfte/Phi1tp11.ht)
- [24] Mourad BOURAOUI, Méthode de prise en considération des écoulement de fuites dans le calcul des performances hydrauliques d'une roue d'une pompe. Rapport de travail pratique du diplôme. EPFL ; Lausanne 2003.

(http://lmhwww.epfl.ch/Publications/Public.pdf/LMHDI_04B.pdf)

ANNEXE:

Paramètres des composants du système étudié :

Paramètres du moteur :

Tension nominale 220 / 380 V

Courant statorique nominal 3.2 A

Puissance nominale 1.5 kW

Couple nominal 12 Nm

Vitesse nominale 1435 tr/mn

Nombre de pôles 4

Résistance du stator 5.72 Ω

Résistance du rotor 4.2 Ω

Inductance du stator 0.462 H

Inductance du rotor 0.462 H

Mutuelle inductance 0.44 H

Moment d'inertie 0.0049 kg.m2

Performances de la pompe à une vitesse de 2900 tr/mn :

Débit maximal 30 m3/h

Relevage maximal 80 m

Puissance moteur 14 kW

LISTE DES TABLEAUX

Titre et numéro Page :

Tableau N° I.1 - Type de pompe en fonction de n	16
Tableau N° V-1 : Températures mensuelles et annuelles de Ech-MOUZAIA (°c)	69
Tableau N° V -2 : Précipitations moyennes mensuelles (mm)	69
<i>Tableau</i> N° V- 3 : Les moyennes mensuelles des vitesses de vent	71
$Tableau\ N^{\circ}\ V$ -4:Insolation moyenne journalière en heure (h)	71
Tableau N° V-5: La composition chimique et la qualité d'eaux d'irrigation	72
Tableau N° V-6:Les $$ besoins en eau du périmètre de Mitidja ouest (Tranche $01)$	75
Tableau N° V-8 : Caractéristiques principale de la station de pompage de Mouzaia	76

LISTE DES FIGURES

Titre et numéro	<u>Page</u>
I.1 - Les types des turbomachines	04
I.2 - Constitution d'une pompe centrifuge	05
I.3 - Différentes types de roues	06
I.4- Dimensions de la pompe	09
I.5- Triangles de vitesses	10
I.6- Notations utilisées	11
I.7- Ecoulement du liquide à l'intérieur de la roue	13
I.8- Allure de la pompe en fonction de sa vitesse spécifique	. 17
I.9- Les courbes caractéristiques	18
I.10- Le point de fonctionnement d'une pompe	. 19
I.11- Répertoriage des différentes pertes dans une pompe	. 21
II.1- Représentation de la machine asynchrone	29
II.2- Passage du triphasé au biphasé	. 25
II.3- Simulation de la machine asynchrone alimente en tension avec un démarrage	
a vide	36
II.4-Simulation de la machine asynchrone alimente en tension avec	
application d'une charge(pompe centrifuge)	37
III.1- Principe de la commande vectorielle	39
III.2- Schéma de bloc de la structure de commande en courant par orientation du fl	их
rotorique	40
III.3-Schéma de la commande découplée	42
III.4 Les performances de l'asservissement de vitesse de la machine asynchrone	
triphasée alimentée par un onduleur à trois niveaux à vide	. 46
III.5- Les performances de l'asservissement de vitesse de l'entrainement de la pompe	
centrifuge en utilisant la commande vectorielle indirecte avec inversion de vitesse à $t=0.5$	s47
IV.1- Variation de débit par utilisation d'une vanne	49
IV.2- Variation de débit par utilisation d'une vanne de dérivation	50

IV.3- Association de pompes en parallèle	.51
IV.4- Association de pompes identiques en parallèle	.51
.IV.5- Utilisation d'une pompe d'appoint	52.
IV.6- Fonctionnement d'un surpresseur à débit croissant	53.
IV.7- Fonctionnement d'un surpresseur à débit décroissant	.53
IV.8- Caractéristiques d'une pompe centrifuge pour deux valeurs de vitesse	54
IV.9- Caractéristiques $P(Q)$ d'une pompe centrifuge pour deux valeurs de vitesse	55
IV.10- Variation de débit à vitesse constante et à vitesse variable	56
IV.11- Variation de puissance à vitesse variable	57
IV.12 Variation de puissance pour différents types de circuits	58
IV.13- Caractéristiques des pompes et du circuit	60
IV.14- utilisation d'une pompe à vitesse variable	60
V-1 Climogramme de GAUSSEN	70
V.3. Diagramme de classification des eaux d'irrigation	73
V-4 répartition de toutes les exploitations agricoles de la commune de Mouzaïa	77