

Higher National School of Hydraulic

The Library

Digital Repository of ENSH



المدرسة الوطنية العليا للري

المكتبة

المستودع الرقمي للمدرسة العليا للري



The title (العنوان):

Etude comparative 'Equation d'Euler' Dimensionnelle et
expérimentale.

The paper document Shelf mark (الشفرة) : 6-0004-14

APA Citation (APA توثيق):

Benlabiod, Benaissa (2014). Etude comparative 'Equation d'Euler' Dimensionnelle et
expérimentale[Thèse de master, ENSH].

The digital repository of the Higher National School for Hydraulics "Digital Repository of ENSH" is a platform for valuing the scientific production of the school's teachers and researchers.

Digital Repository of ENSH aims to limit scientific production, whether published or unpublished (theses, pedagogical publications, periodical articles, books...) and broadcasting it online.

Digital Repository of ENSH is built on the open DSpace software platform and is managed by the Library of the National Higher School for Hydraulics. <http://dspace.ensh.dz/jspui/>

المستودع الرقمي للمدرسة الوطنية العليا للري هو منصة خاصة بتقييم الإنتاج العلمي لأساتذة و
باحثي المدرسة.

يهدف المستودع الرقمي للمدرسة إلى حصر الإنتاج العلمي سواء كان منشورا أو غير منشور
(أطروحات، مطبوعات، مبداعات، مقالات الدوريات، كتب....) و بثه على الخط.

المستودع الرقمي للمدرسة مبني على المنصة المفتوحة DSpace و يتم إدارته من طرف مديرية
المكتبة للمدرسة العليا للري.

كل الحقوق محفوظة للمدرسة الوطنية العليا للري.

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE SUPERIEURE D'HYDRAULIQUE -ARBAOUI Abdellah-

DEPARTEMENT HYDRAULIQUE URBAINE

MEMOIRE DE MASTER

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Hydraulique

Option: Systèmes d'Alimentation en Eau Potable

THEME DU PROJET :

**Etude comparative 'Equation d'Euler' Dimensionnelle
Et Expérimentale. Cas d'une pompe centrifuge radiale de POVAL**

PRESENTE PAR :

M^r BENLABIOD Benaïssa

Devant les membres du jury

Nom et Prénoms	Grade	Qualité
M ^{me} B.TOUAIBIA	Professeur	Présidente
M ^r M.K MIHOUBI	M.C.A	Examineur
M ^{me} D.DJOUJAR	M.A.A	Examinatrice
M ^{me} N.SAIL	M.A.A	Examinatrice
M ^r O.KHODJET-KESBA	Professeur	Promoteur

Jun - 2014

Dédicace

Je dédie ce modeste travail en signe de reconnaissance

et de respect :

A mes très chers parents que Dieu les protège

A mes sœurs: RBIAI.KH ; SAIDI.H

A tous mes frères surtout IBRAHIM et mes sœurs

A toute la famille YAKOUB

A toute ma grande famille

A tous Mes amis sans exception

BENAISSA

Remerciement

Avant tout, je remercie "Allah" qui a illuminé mon chemin et qui m'a aidé et m'a donné le courage pour achever mes études.

Je remercie fortement mon promoteur : M^r KHODJET – KESBA Omar pour l'aide qu'il m'a offert durant la période de réalisation de ce travail et encore pour sa confiance et ses encouragements.

*Je remercie fortement mes sœurs: M^{me} RBIAI.KH, SAIDI.H de m'avoir orienté et pour ces conseils judicieux,
Je tiens à remercier aussi :*

Les membres de jury pour avoir accepté d'évaluer mon travail

Le corps d'enseignants et les étudiants de l'ENSH

Tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire.

BENAISSA

ملخص

إن تحويل المياه الصالحة للشرب يتطلب أنابيب نقل المياه من مناطق الجذب إلى مناطق الاستعمال. لذلك تصادف قنوات تحت الضغط في أنابيب النقل ذو السيلان بالجاذبية و بالدفع و في حالة التوزيع ابتداء من الخزان اختبارنا شروط إعداد الأنابيب المختلطة لنقل المياه من الناحية التقنية و الاقتصادية, فهذان الجانبين مرتبطان ببعضهما.

في أنابيب الدفع ، المياه ترفع بواسطة محطات الضخ، لذا درسنا محطات الضخ و قمنا باختيار المضخة المناسبة.

من خلال هذه الدراسة عملنا على الحصول على منحنيات خاصة بالمضخة المائية و حساب خصائصها.

هذه الدراسة احتوت على مرحلتين ، مرحلة تطبيقية على مستوى التركيب الموجود في المخبر، والثانية مرحلة نظرية ، في النهاية قمنا بمقارنة النتائج المتحصل عليها تطبيقيا و نظريا.

Résumé

Cette étude consiste à construire les courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge radiale, et la détermination de la plage du banc fonctionnement avec un rendement optimal.

Pour ce faire, il est indispensable de savoir que le transfert des eaux potables nécessite un système d'alimentation du point de captage jusqu'au consommateur.

Dans ce contexte, nous sommes conforté à des conduites gravitaires et en refoulement, et de même pour le cas d'une distribution à partir du réservoir.

Afin d'assurer la fiabilité des conduites, nous effectuerons des tests techniques et mécaniques. Dans les conduites de refoulement, nous choisirons soigneusement les pompes.

La première partie est expérimentale sur le banc d'essai que nous avons réalisé au laboratoire de « pompes et stations de pompage » pour construire les courbes caractéristiques.

La deuxième partie consiste à faire une étude comparative des résultats trouvés expérimentalement et théoriquement.

Abstract

This study consists in building the characteristics of the bends of a centrifugal radial pump, and the resolve of the point of functioning. The transfer of potable water requires a system of feeding from the point of picking up to at the consumer. In this context, one is faced with gravity and pushing pumps likewise for the case of a distribution starting with the reservoir. For ensuring the reliability of the behaviours, technical and mechanical tests are carried out. The first part is experimental done at the level of the laboratory whereas the second part is theoretical. At the end, we have made a comparative study of the results obtained.

Sommaire

Introduction générale

Chapitre I : Théorie des pompes centrifuges

I-1-Introduction :	1
I-2-Généralité sur les pompes centrifuges :	1
I-3-Constitution d'une pompe centrifuge :	2
a) La roue :	2
b) Le distributeur :	4
c) Le diffuseur :	4
d) Volute :	4
e) Le divergent :	4
I-4- Classification des pompes centrifuges :	5
I-5-Installation d'une pompe centrifuge :	8
I-5-1- En charge :	8
I-5-2- En aspiration :	8
I-6- Hauteur manométrique totale :	8
I-6-1- Installation en aspiration :	9
I-6-2- Installation en charge :	10
I-7-Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge:	14
I-7-1- La courbe hauteur/débit :	15
I-7-2- La courbe de puissance :	15
I-7-3- Rendement de la pompe :	16
I-8- Les équipements en amont et en aval des pompes :	16
I-8-1- Les équipements en amont : aspiration :	17
I-8-2- Les équipements en aval : refoulement :	19
I-9-Démarrage et amorçage :	22
1-)Démarrage :	22
2-)Amorçage :	22
I-10- Les appareils de mesure :	22
1-Débitmètres :	22
2-Manomètres :	23
I-11-Tuyauterie d'aspiration et d'alimentation en charge :	23
I-12-Conclusion :	25

Chapitre II : Principe de fonctionnement des pompes

II-1-Introduction :	26
II-2-les dimensions :	26
II-3- Triangle des vitesses :	27
II-4-L'Equation fondamentale d'EULER :	29
II-5-Hauteur théorique :	31
II-6-Débit théorique :	31
II-7-Puissance des pompes centrifuges :	32
II-8- Rendement des pompes centrifuges :	32
II-9-La vitesse spécifique :	33
II-10-Caractéristique de la hauteur nette à vitesse constante : $H_n=f(Q)$:	33
II-11-Calage des pompes centrifuges :	34
II-12- Hauteur limite d'aspiration :	35
II-13-Conclusion :	35

Chapitre III : Expérimentation sur les bancs d'essais

III-1-Introduction :	36
III-2-But de l'expérimentation :	36
III-3-Banc d'essai :	36
III-4-Description de pompe utilisée :	37
III-5- Manipulation :	39
III-6-Formule à employer pour la détermination des performances de la pompe :	39
III-6-1- La hauteur manométrique totale :	39
III-6-2- Puissance absorbée :	40
III-6-3- Puissance utile :	40
III-6-4-Rendement :	41
III-7-Pompe type Mitidja 32:	41
III-8- Détermination du débit nominal et de la plage de bon fonctionnement :	43
III-9-Interprétation des résultats :	43
III-10-conclusion :	44

Chapitre IV : Etude dimensionnelle et comparative

IV-1- Introduction :	49
IV-2-Triangle des vitesses :	49
IV-3-Triangle des vitesses à la sortie de la roue :	49
IV-4- Etude dimensionnelle :	52
VI-5- Théorème d'Euler:	54
IV-6-Etude comparative :	58
IV-7-Conclusion :	59

Conclusion générale

Liste des tableaux

Chapitre III : Expérimentation sur les bancs d'essais

Tableau III-1 : résultats et calculs du 1 ^{er} essai.....	45
Tableau III-2 : résultats et calculs du 2 ^{eme} essais.....	45
Tableau III-3 : Débits nominaux, rendements maximums et plages de bon Fonctionnement.....	47

Chapitre IV : Etude dimensionnelle et comparative

Tableau IV-1 : dimensions et paramètres de la pompe.....	52
Tableau IV-2 : résultats de calcul	53
Tableau IV-3 : dimensions et paramètres de la pompe	53
Tableau IV-4 : données du catalogue	54
Tableau IV-5 : résultats de calcul.....	54

Liste des figures

Chapitre I : Théorie des pompes centrifuges

Figure I-1 : Constitution d'une pompe centrifuge.....	2
Figure I-2 : Types de roues.....	3
Figure I-3 : Type de turbopompes en fonction de l'écoulement à la sortie de la roue.....	4
Figure I-4 : Schémas explicatifs de type de pompes.....	7
Figure I-5 : Installation d'une pompe en aspiration.....	12
Figure I-6 : Installation d'une pompe en charge.....	13
Figure I-7 : Courbes caractéristiques et plage de bon fonctionnement.....	16
Figure I-8 : Equipement amont et aval d'une pompe en charge.....	22
Figure I-9 : Tuyauterie d'aspiration.....	22
Figure I-10 : Tuyauterie d'alimentation.....	24
Figure I-11 : Raccordement de plusieurs pompes à une tuyauterie d'aspiration commune.....	25

Chapitre II : Principe de fonctionnement des pompes

Figure II-1 : Les dimensions d'une roue fermée de la pompe centrifuge radiale.....	26
Figure II-2 : Pompe à volute et à diffuseur.....	27
Figure II-3 : Vecteurs vitesses.....	28
Figure II-4 : Triangle des vitesses.....	28
Figure II-5 : Ecoulement de l'eau à l'intérieur de la roue.....	29
Figure II-6 : Courbes caractéristiques.....	32
Figure II-7 : Caractéristique de la hauteur nette à vitesse constante.....	34

Chapitre III : Expérimentation sur les bancs d'essais

Figure III-1 : Banc d'essai d'expérimentation de la pompe.....	36
Figure III-2 : Pompe centrifuge type Mitidja 32.....	38
Figure III-3 : Courbes caractéristiques de la pompe Mitidja 32. (1 ^{er} essai).....	42
Figure III-4 : Courbes caractéristiques de la pompe Mitidja 32. (2 ^{eme} essai).....	42

Chapitre IV : Etude dimensionnelle et comparative

Figure IV-1 : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue.....	50
Figure IV-2 : pied à coulisse.....	52
Figure IV-3 : photographie de la roue.....	52
Figure IV-4 : courbe des vitesses spécifiques.....	54
Figure IV-5 : Représentation de la roue réelle.....	55
Figure IV-6 : Représentation les triangles des vitesses à la sortie de la roue.....	57
Figure IV-7 : Les courbes caractéristiques données par le constructeur de Mitidja32.....	58

INTRODUCTION GENERALE

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements :

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

Devant la grande diversité de situations possibles, nous trouvons un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes :

- Les **pompes volumétriques** comprenant les pompes alternatives (à piston, à diaphragme, ...) et les pompes rotatives (à vis, à engrenage, à palettes, hélicoïdales, péristaltiques ...).
- **Les turbo-pompes** sont toutes rotatives ; elles regroupent les pompes centrifuges, à hélice, hélico-centrifuges.

Notre travail est la détermination de caractéristiques de la pompe centrifuge. Dans cet intérêt nous avons fait des essais sur une pompe centrifuge sur la boucle d'essai que nous avons monté avec des moyens simples et du matériels disponible au niveau du laboratoire pompes pour construire les courbes caractéristiques de la pompe.

Cette étude sera consacrée à l'interprétation des résultats obtenus du constructeur, expérimental et théorique pour la détermination des caractéristiques de la pompe et faire une étude comparative entre les résultats : dans plages de bon fonctionnement et avec un rendement meilleur.

I-1-Introduction :

On appelle pompe tout appareil qui aspire un fluide d'une région à basse pression pour le refouler vers une région à plus grande pression. Ainsi d'après cette définition on peut dire que le rôle de la pompe consiste à augmenter la pression du fluide liquide.

L'augmentation de la pression du fluide véhiculé par la pompe a lieu à la suite de la transformation de l'énergie mécanique fournie par un moteur entraînant cette pompe en une augmentation de l'énergie hydraulique qui est acquise par le liquide entre l'entrée et la sortie de la pompe.¹

I-2-Généralité sur les pompes centrifuges :

Elles sont munies d'une turbine ou rotor, immergées dans le liquide. Le liquide pénètre dans la pompe par un orifice situé à proximité de l'axe du rotor. Ce dernier chasse le liquide sous haute pression vers les extrémités des aubes fixes. Le rotor donne une vitesse relativement importante au liquide. Cette énergie cinétique est convertie en force de pression dans la partie fixe de la pompe ou diffuseur. Dans les pompes à haute pression, de nombreux rotors peuvent être montés en séries et les diffuseurs successifs peuvent être munis d'ailettes, afin de réduire progressivement la vitesse du liquide. Dans les pompes à faible pression, le diffuseur est souvent un conduit en spirale, la volute, qui réduit efficacement la vitesse. Le rotor doit être amorcé avant de pouvoir fonctionner : il doit être rempli de liquide lorsque la pompe est lancée. On peut réaliser cela en plaçant un clapet de retenue dans le tuyau d'aspiration. Ce clapet retient le liquide dans la pompe lorsque le rotor est à l'arrêt. S'il n'y a pas de clapet, la pompe doit être amorcée par un apport extérieur de liquide, par décharge à partir d'un réservoir. Une pompe centrifuge est souvent munie d'une valve placée dans le tuyau d'évacuation pour contrôler le débit et la pression.

Pour les faibles débits sous haute pression, la turbine agit par force centrifuge. Pour les gros débits sous faible pression, le sens de l'écoulement à l'intérieur de la pompe est pratiquement parallèle à l'axe de l'arbre. On utilise alors une pompe hélio centrifuge ou axiale. Le rotor agit alors comme un propulseur.

Les pompes centrifuges présentent de nombreux avantages sur les pompes volumétriques : prix de revient inférieur, couplage direct avec un moteur, absence de vibrations. Les turbopompes sont souvent utilisées pour injecter de l'eau dans une chaudière à vapeur. Elles servent également à la propulsion des navires, en particulier en eau peu profondes, les moyens classiques de propulsion pouvant alors être endommagés. Voir Propulsion à réaction.²

¹ CARLIER, M. Machines hydrauliques. France : ENGRFE, 1968.P :25.

² LENCASTRE, Armando. Hydraulique générale. Paris : Eyrolles, 1999.P : 28.

Dans toutes les pompes décrites, le liquide est évacué par une série d'impulsions et non de manière continue. Il faut donc prendre des précautions pour éviter les phénomènes de résonance dans les tuyaux d'évacuation, ce qui pourrait endommager l'installation. Dans les pompes à piston, des chambres à air sont souvent placées sur les écoulements, afin de réduire l'amplitude de ces pulsations et pour uniformiser le débit.¹

I-3-Constitution d'une pompe centrifuge :

Les organes essentiels d'une pompe centrifuge sont les suivants :

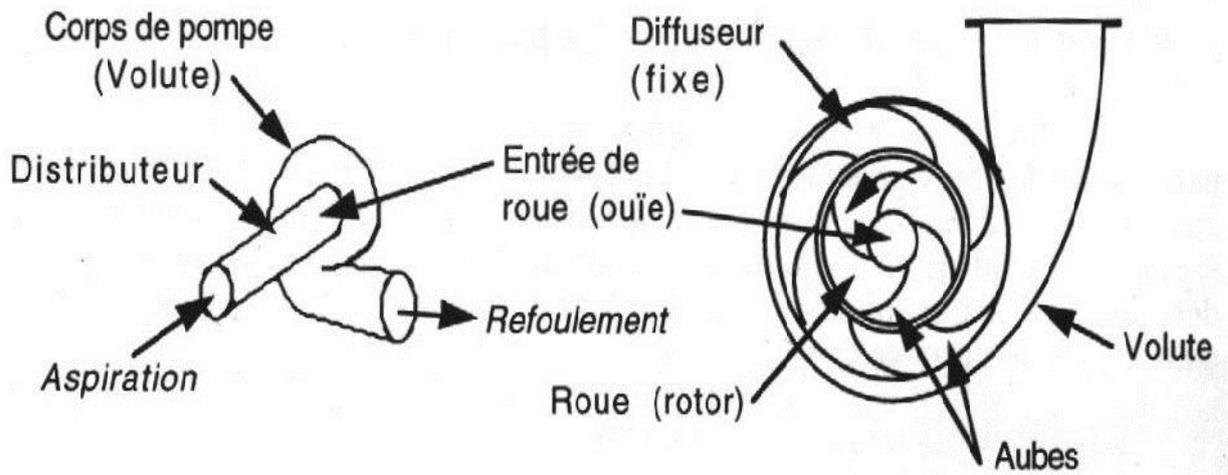


Figure I-1 : Constitution d'une pompe centrifuge.

a) La roue :

C'est l'organe principal dans les pompes centrifuges. On l'appelle encore turbine, impulseur, rotor, cellule, mobil ou rouet. Elle communique au liquide à pomper une partie de l'énergie transmise à l'arbre dont elle est solidaire par le moteur d'entraînement. La transmission de l'énergie de la roue au liquide se fait par l'intermédiaire des aubes. Ces dernières sont de simples palettes incurvées, libres ou fixes sur des plaques métalliques. Outre le transfert d'énergie, le rôle des aubes est aussi de guider l'eau dans la direction voulue.

Les roues des pompes centrifuges destinées à véhiculer de l'eau sont généralement en bronze. C'est un matériau facile à couler à travailler et à polir. La fonte, l'acier, l'acier inoxydable et des alliages des mêmes métaux sont aussi utilisées à cause de leur résistance à la corrosion, à l'érosion et à la décomposition électrolytique.

La roue est constituée par un moyeu porté par un arbre et muni d'aubes (ailettes) tournant à l'intérieur de deux coquilles formant le corps de la pompe. Les aubes peuvent être fixes sur un ou deux côtés à des disques.²

¹ LENCASTRE, Armando. Hydraulique générale. Paris : Eyrolles, 1999.P : 28.

² REY, Robert. POULAIN, Jean. Pompes rotodynamiques. Paris : Techniques de l'Ingénieur, 1996.P :58.

On distingue :

- Les roues ouvertes ;
- Les roues semi-ouvertes ;
- Les roues fermées ;

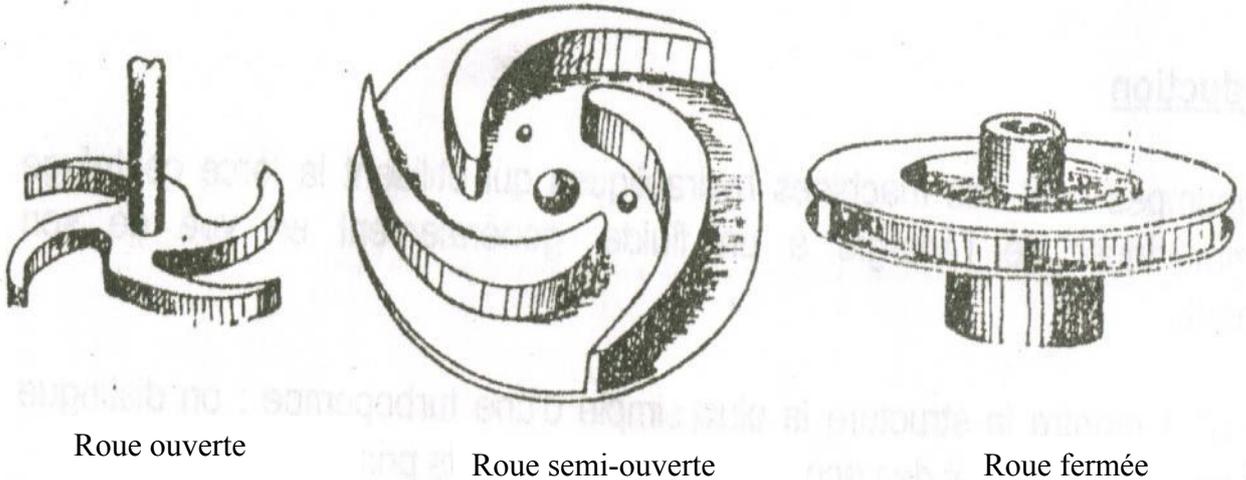


Figure I-2 : Types des roues.

Les roues ouvertes : sont constituées de simples palettes incurvées semblables aux pales d'une hélice. Elles équipent les pompes pour liquides chargés, car elles laissent passer facilement les corps étrangers.

Les roues semi-ouvertes : les pales sont accolées d'un côté sur une plaque pleine appelée flasque. Ce type de roue se rencontre fréquemment sur les pompes monocellulaires pour liquide chargé.¹

Les roues fermées : ont leurs pales en séries entre deux flasques. Elles sont employées dans toutes les sortes de pompes, à l'exception de celles pour liquide chargé.

¹ REY, Robert. POULAIN, Jean. Pompes rotodynamiques. Paris : Techniques de l'Ingénieur, 1996.P :59.

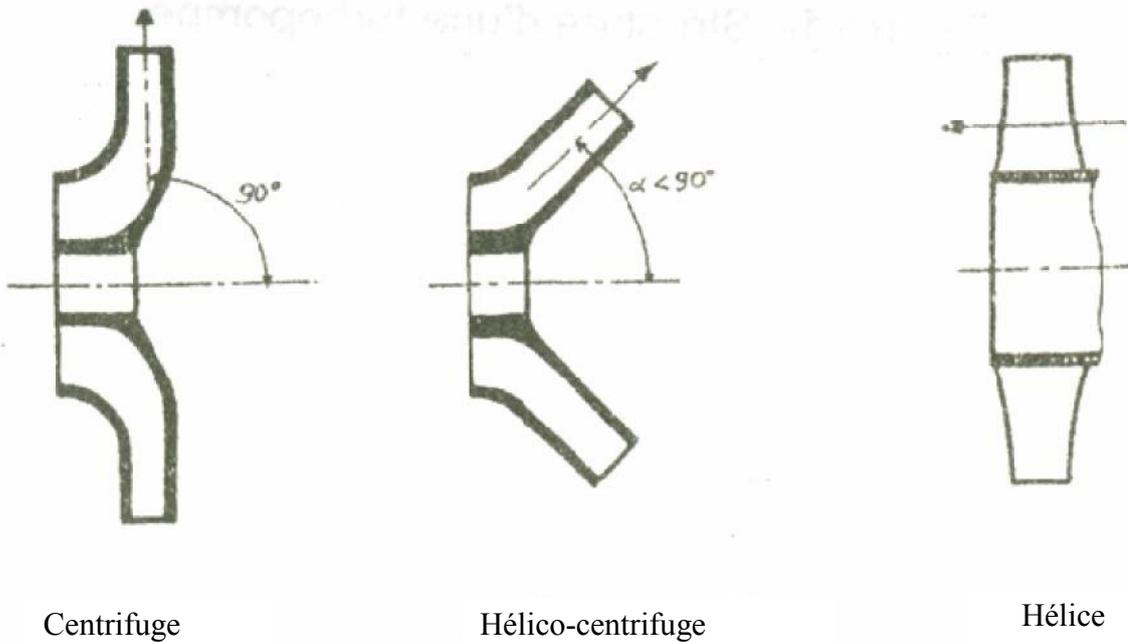


Figure I-3 : Type de turbopompes en fonction de l'écoulement à la sortie de la roue.

b) Le distributeur :

Sorte de tubulure profilée qui, comme est nom l'indique, sert à conduire l'eau avec une vitesse et une direction convenables dans l'axe de la pompe ou « ouïe », « oeuillard » de la roue.

Le distributeur est généralement constitué par un cône convergent qui permet de réaliser une meilleure disposition des files liquides en améliorant le parallélisme et l'égalité des vitesses. Il est précédé, à l'amant, par la canalisation de l'aspiration.

c) Le diffuseur :

C'est une roue fixe munie d'aubes directrices dont la courbure est inverse aux sens de rotation de la roue, Cet élément non disponible donne à la pompe une pression supérieure, par ralentissement progressif de la vitesse du liquide.

d) Volute :

Appelée aussi colimaçon, elle forme le corps de la pompe. C'est une bêche en forme de spirale qui joue le rôle de diffuseur.

e) Le divergent :

C'est le canal de sortie, il présente un élargissement progressif, et achève le travail du diffuseur.¹

¹ REY, Robert. POULAIN, Jean. Pompes rotodynamiques. Paris : Techniques de l'Ingénieur, 1996.P :62,63,64.

I-4- Classification des pompes centrifuges :¹

On peut classer les pompes selon les deux manières suivantes :

- De point de vue construction ;
- De point de vue fonctionnement ;

* Classification de point de vue construction :

- les pompes à axe horizontal, vertical, oblique.
- les pompes à simple effet, à double effet.

* Classification de point de vue fonctionnement :

- pompe centrifuge radiale ;
- pompe semi axiale ;
- pompe axiale ;

On peut aussi classer les pompes axiales selon :

- Le nombre de roues (de cellules) : monocellulaire, multicellulaire ;
- Selon la position de l'arbre : à axe horizontal, vertical, oblique ;
- Selon la hauteur d'élévation créée par la pompe ;
- Selon la fixation des aubages sur la roue : fixe ou mobile ;
- Selon l'installation de la pompe axiale : en charge, en aspiration ;

On peut aussi classer les pompes semi axiales et centrifuges radiales selon :

- Le nombre de roues (de cellules) : monocellulaire, multicellulaire ;
- De la forme des aubages de la roue : fermée ou semi ouverte ;
 - * Si les aubages sont inclinés → Semi axiale ;
 - * Si les aubages sont perpendiculaires → radiale ;

- La vitesse spécifique : $N_s = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$;

- Selon la position de l'arbre : à axe horizontal, vertical, oblique ;
- Selon l'installation de la pompe axiale : en charge, en aspiration ;

¹ LENCASTRE, Armando. Hydraulique générale. Paris : Eyrolles, 1999. P :128,129.

Les pompes centrifuges sont utiles dans différents domaines tel que : alimentation en eau potable, assainissement, irrigation, etc. comme montre l'organigramme suivant :¹

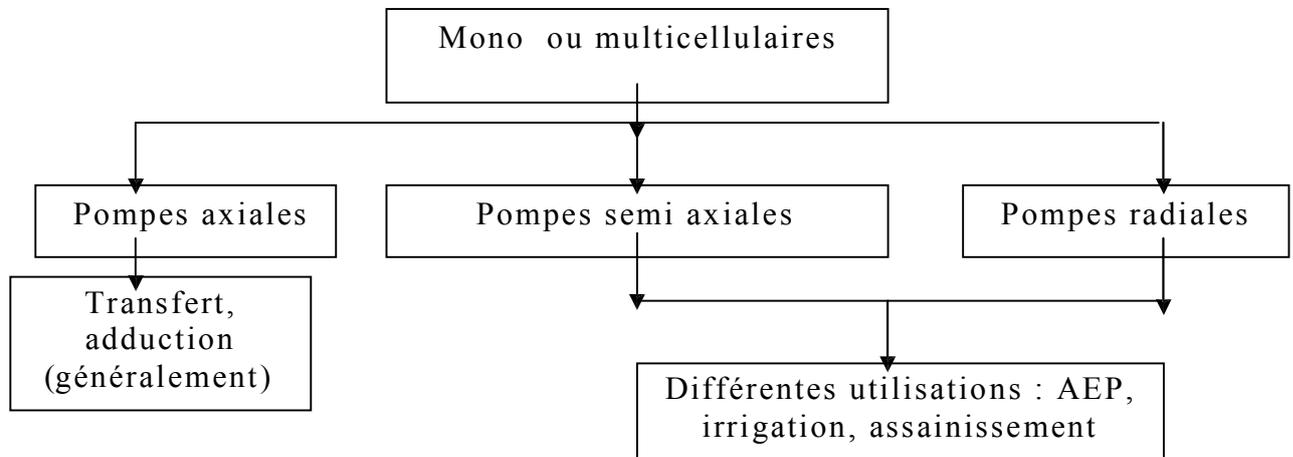


Figure I-4 : Classification des pompes.

¹ CARLIER, M. Machines hydrauliques. France : ENGRFE, 1968.P :52.

a

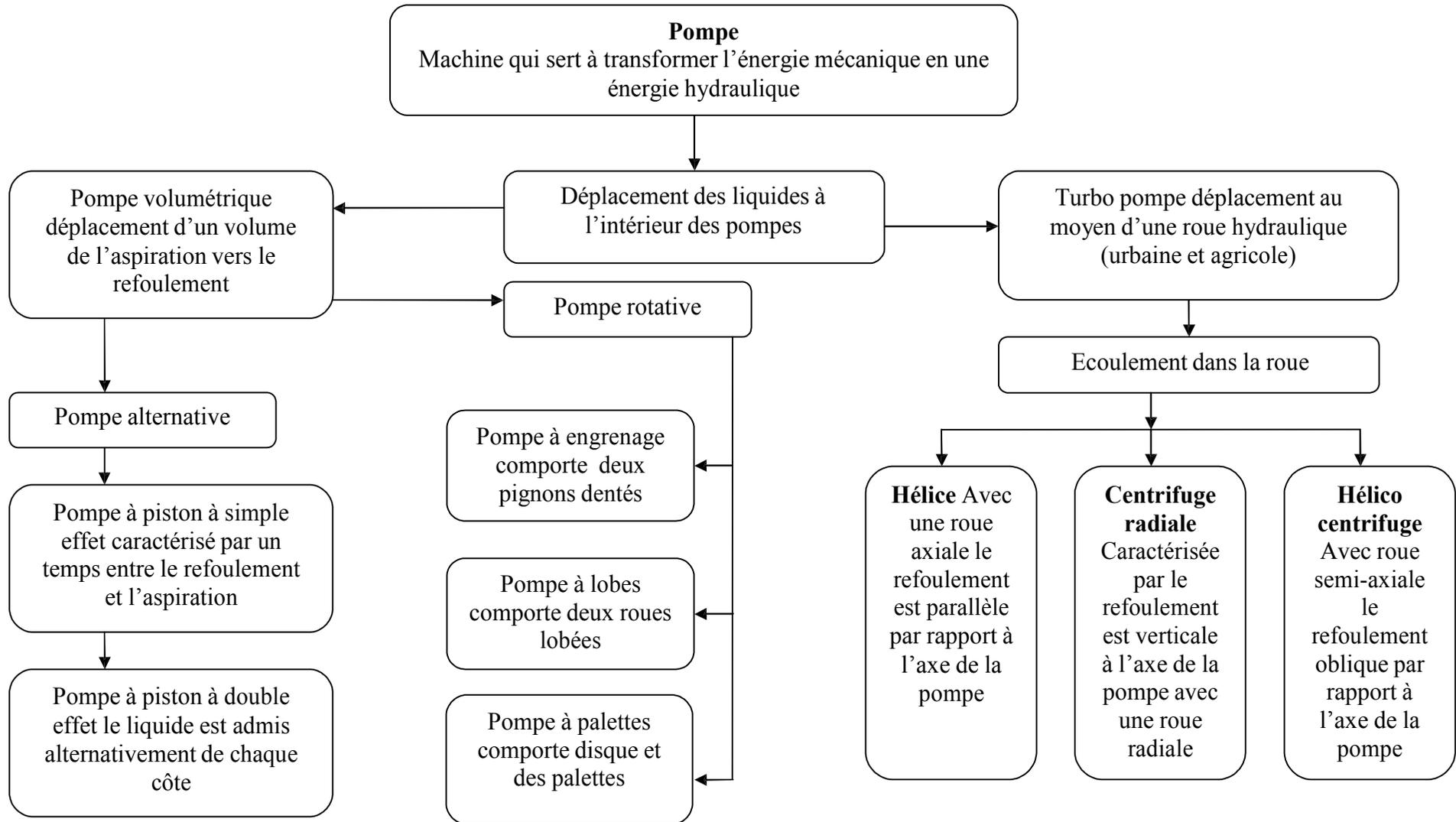


Figure I-5 : Schéma explicatif de différents types de pompe

I-5-Installation d'une pompe centrifuge :¹

Le schéma hydraulique d'installation d'une pompe centrifuge (ou disposition générale) dépend de la ressource des caractéristiques de site où elle est installée. Mais les cas les plus existants, se rattachent à l'une des trois dispositions ci-après :

- disposition avec pompe en charge ;
- disposition avec pompe en aspiration ;
- disposition avec pompe en siphon ;

Dans notre cas on prend considération, les deux premières dispositions.

I-5-1- En charge :

C'est la disposition la plus souhaitable si elle est possible, le plan d'eau d'aspiration est supérieur à l'axe de la pompe ainsi que le plan de refoulement, pour calculer les pressions d'aspiration et de refoulement on installe deux manomètres un à l'aspiration et l'autre au refoulement, on peut utiliser cette type de disposition par exemple : dans les stations de pompage en aval d'un barrage , dans les stations de reprise en aval d'un réservoir en béton etc. l'amorçage des pompes est sans problème, c'est-à-dire que l'eau entre spontanément dans la pompe sans difficulté.

I-5-2- En aspiration :

Dans ce disposition, le plan d'eau d'aspiration est inférieur à l'axe de la pompe, mais le plan de refoulement est supérieur à l'axe de la pompe, pour calculer les pressions d'aspiration et de refoulement on installe un vacuomètre à l'aspiration et un manomètre au refoulement, un dispositif d'amorçage est nécessaire (ballon et pompe à vide), les pompes doivent avoir une faible NPSHr, on peut utiliser ce type de disposition par exemple : dans les puits, dans les rivières etc.

I-6- Hauteur manométrique totale :²

La détermination de L' H_{MT} par les appareils de mesure et les formules théoriques, permettant La construction de la courbe caractéristique du réseau ($hc - Q$), pour l'installation en charge et l'installation en aspiration en utilisant l'équation de BERNOULLI et les lectures sur les appareils de mesure à fin de démontrer que la hauteur manométrique totale est égale à la hauteur d'élévation pratique :

$$H_{MT} = H_g + \sum hp_{asp} + \sum hp_{ref}. \quad (I-1)$$

Avec : H_{MT} : hauteur manométrique total.

H_g : hauteur géométrique d'élévation.

$\sum hp_{asp}$: pertes de charge à l'aspiration.

$\sum hp_{ref}$: pertes de charge au refoulement.

¹ LENCASTRE, Armando. Hydraulique générale. Paris : Eyrolles, 1999.P :72.

² LENCASTRE, Armando. Hydraulique générale. Paris : Eyrolles, 1999.P :73,74.

I-6-1- Installation en aspiration : ¹

➤ **coté aspiration :**

Appliquant l'équation de BERNOULLI entre (a-a) et (I-I) donne (0-0) et (0'-0') (voir la figure II-1) :

$$\frac{P_{at}}{\varpi} + \frac{V_0^2}{2g} = \frac{P_a}{\varpi} + \frac{V_a^2}{2g} + h_a + \sum hp_{asp} \quad (I-2)$$

$V_0=0$ (grand réservoir)

$$\frac{P_a}{\varpi} = \frac{P_{at}}{\varpi} - \frac{P_{vac}}{\varpi} \quad (I-3)$$

$$\frac{P_{at}}{\varpi} = \frac{P_{at}}{\varpi} - \frac{P_{vac}}{\varpi} + \frac{v_a^2}{2g} + h_a + \sum hp_{asp} \quad (I-4)$$

$$H_{vac} = \frac{P_{vac}}{\varpi} = \frac{v_a^2}{2g} + h_a + \sum hp_{asp} \quad (I-5)$$

➤ **Coté refoulement :**

Coupe (b-b) et (II – II) → (0'-0') et (0''-0'')

$$\frac{P_{at}}{\varpi} + \frac{v_{0''}^2}{2g} + h_r + \sum hp_{ref} = \frac{P_r}{\varpi} + \frac{v_r^2}{2g} + Z \quad (I-6)$$

$V_{0''}=0$ (grand réservoir)

$$\frac{P_r}{\varpi} = \frac{P_{at}}{\varpi} + \frac{P_{man}}{\varpi}$$

$$\frac{P_{at}}{\varpi} + h_r + \sum hp_{ref} = \frac{P_{at}}{\varpi} + \frac{v_r^2}{2g} + \frac{P_{man}}{\varpi} + Z \quad (I-7)$$

$$H_{man} = \frac{P_{man}}{\varpi} = h_r - \frac{v_r^2}{2g} - Z + \sum hp_{ref} \quad (I-8)$$

Donc on aura finalement :

$$H_{MT} = H_{vac} + H_{man} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} + Z \quad (I-9)$$

$$H_{MT} = \frac{v_a^2}{2g} + h_a + \sum hp_{asp} + h_r - \frac{v_r^2}{2g} - Z + \sum hp_{ref} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} + Z \quad (I-10)$$

$$H_{MT} = h_a + h_r + \sum hp_{asp} + \sum hp_{ref} \quad (I-11)$$

$$H_{MT} = Hg + \sum hp \quad (I-12)$$

¹ CARLIER, M. Machines hydrauliques. France : ENGRFE, 1968.P :102,103.

I-6-2- Installation en charge :¹

➤ **Coté aspiration :**

Appliquant l'équation de BERNOULLI entre (a-a) et (I-I) donne (o-o) et (0'-0') (voir la figure II-2) :

$$\frac{P_{at}}{\varpi} + \frac{V_0^2}{2g} = \frac{P_a}{\varpi} + \frac{V_a^2}{2g} - h_a + \sum hp_{asp} \quad (I-13)$$

$V_0=0$ (grand réservoir)

$$\frac{P_a}{\varpi} = \frac{P_{at}}{\varpi} + \frac{P_{man1}}{\varpi}$$

$$\frac{P_{at}}{\varpi} = \frac{P_{at}}{\varpi} + \frac{P_{man1}}{\varpi} + \frac{v_a^2}{2g} - h_a + \sum hp_{asp} \quad (I-14)$$

$$H_{man1} = \frac{P_{man1}}{\varpi} = -\frac{v_a^2}{2g} + h_a - \sum hp_{asp} \quad (I-15)$$

➤ **Cote refoulement:**

Coupe (b-b) et (II-II) → (0'-0') et (0''-0'')

$$\frac{P_{at}}{\varpi} + \frac{v_{0''}^2}{2g} + h_r + \sum hp_{ref} = \frac{P_r}{\varpi} + \frac{v_r^2}{2g} + Z \quad (I-16)$$

$V_{0''}=0$ (grand réservoir)

$$\frac{P_r}{\varpi} = \frac{P_{at}}{\varpi} + \frac{P_{man2}}{\varpi}$$

$$\frac{P_{at}}{\varpi} + h_r + \sum hp_{ref} = \frac{P_{at}}{\varpi} + \frac{P_{man2}}{\varpi} + \frac{v_r^2}{2g} + Z \quad (I-17)$$

$$H_{man2} = \frac{P_{man2}}{\varpi} = h_r - \frac{v_r^2}{2g} + \sum hp_{ref} - Z \quad (I-18)$$

Donc on aura finalement :

$$H_{MT} = H_{man2} - H_{man1} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} + Z \quad (I-19)$$

$$H_{MT} = h_r - \frac{v_r^2}{2g} + \sum hp_{ref} - Z + \frac{v_a^2}{2g} - h_a + \sum hp_{asp} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} + Z \quad (I-20)$$

$$H_{MT} = h_r - h_a + \sum hp_{asp} + \sum hp_{ref} \quad (I-21)$$

$$H_{MT} = Hg + \sum hp \quad (I-22)$$

¹ CARLIER, M. Machines hydrauliques. France : ENGRFE, 1968. P : 105, 106.

Sachant que :

P_{at} : pression atmosphérique en (bar). dépend du lieu du site de la station de pompage $P_{at} = 10.33\text{m}$.

\mathcal{W} : Poids volumique de l'eau « daN/m³ »

V_a : vitesse d'aspiration en (m/s)

V_r : vitesse de refoulement en (m/s).

g : accélération de la pesanteur en (m²/s)

h_a : hauteur d'aspiration en (m)

h_r : hauteur de refoulement en (m)

P_a : pression a l'aspiration en (m)

P_r : pression au refoulement en (bar)

P_{vac} : lecteur de pression sur le vacuomètre en (m, bar)

P_{man} : lecture de pression sur le manomètre en (m, bar)

Z : la distance verticale entre les deux prises d'appareil de mesure à l'aspiration et au refoulement en (m).

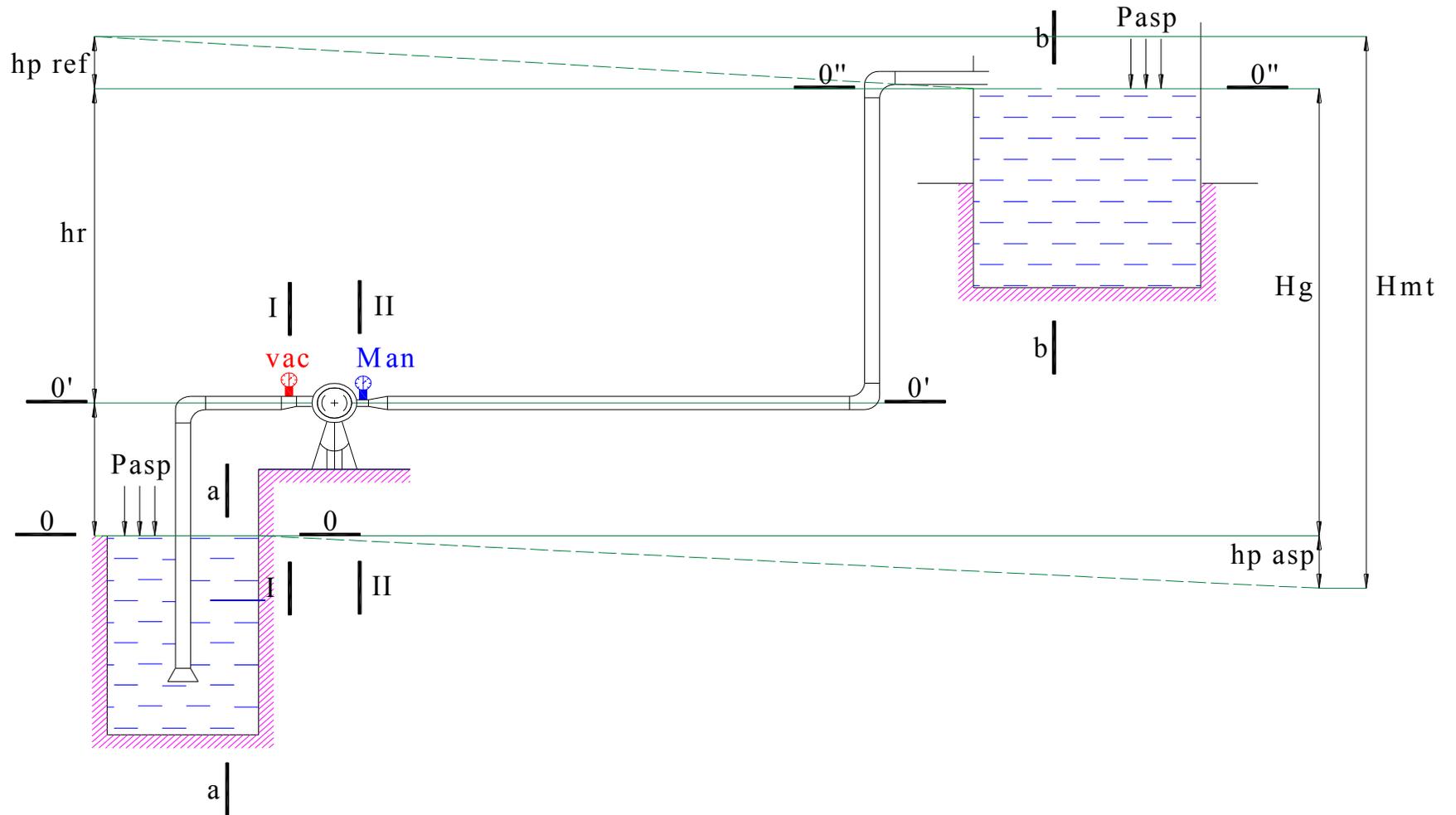


Figure I-5 : Installation d'une pompe en aspiration.¹

¹ REY, Robert. POULAIN, Jean. Pompes rotodynamiques. Paris : Techniques de l'Ingénieur, 1996. P : 120.

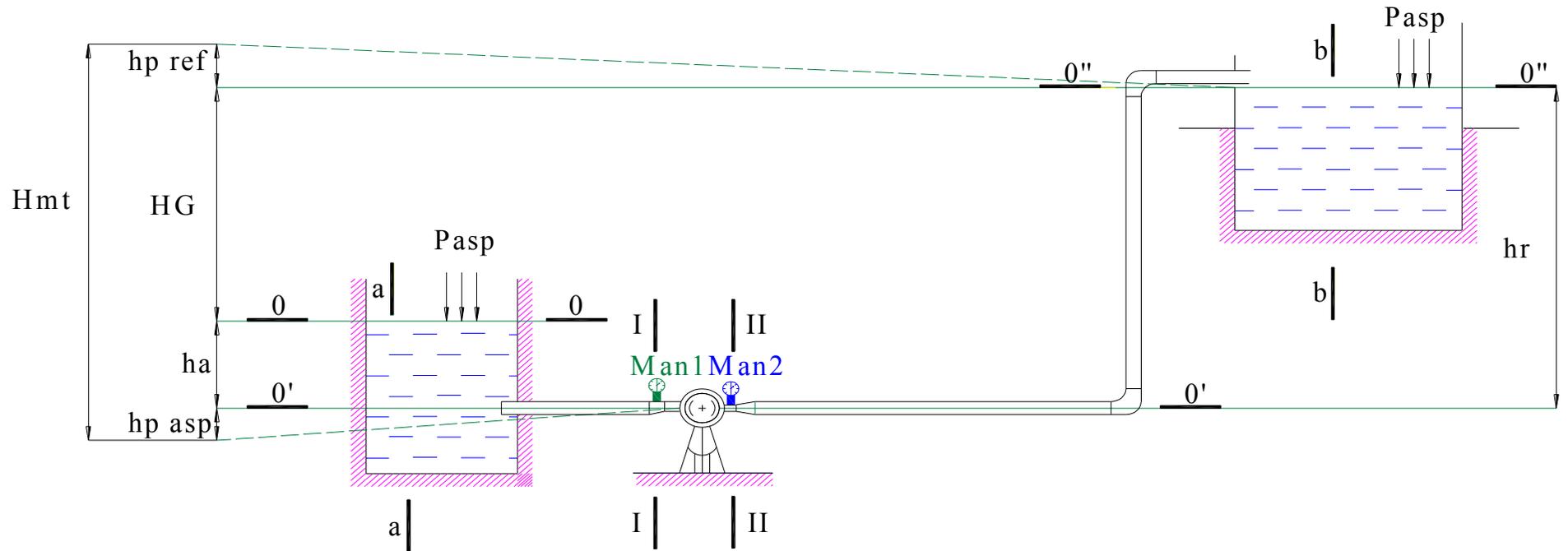


Figure I-6 : Installation d'une pompe en charge.¹

¹REY, Robert. POULAIN, Jean. Pompes rotodynamiques. Paris : Techniques de l'Ingénieur, 1996. P : 132.

I-7-Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge:¹

Les courbes caractéristiques d'une pompe sont :

- la courbe de la hauteur nette d'élévation ou encore courbe débit/hauteur (ou débit/pression) ;
- la courbe débit/puissance ou courbe de puissance ;
- la courbe débit/rendement ou courbe de rendement

L'importance des courbes caractéristiques tient à ce qu'une fois établies elles sont invariables et permettent de prévoir le fonctionnement de la pompe dans des conditions d'exploitation données.

Les courbes caractéristiques se déterminent expérimentalement en mesurant la

variation de la charge $(H = Z + \frac{P}{\varpi} + \frac{V^2}{2.g})$ (I-23)

en fonction du débit entre l'aspiration et le refoulement de la pompe.

Des manomètres sont placés aux emplacements prévus à cet effet à l'entrée et à la sortie de la pompe. On peut mesurer ou calculer pour chaque débit les

différentes d'altitudes ($Z_r - Z_a$), de hauteurs de pression ($\frac{P_r}{\varpi} - \frac{P_a}{\varpi}$) et de hauteurs de

vitesse ($\frac{V_r^2}{2.g} - \frac{V_a^2}{2.g}$). La somme de trois termes ci-dessus, donne la hauteur nette d'élévation, encore appelées « hauteur manométrique totale» (H_{MT}).

Parallèlement on détermine la puissance absorbée (P_{abs}) de la pompe. Il s'agit de la puissance disponible à l'entrée du moteur d'entraînement. Elle s'obtient en multipliant la vitesse de rotation n (tr/min) mesurée au tachymètre par le couple échangé mesuré un dispositif approprié.

Le rendement de la pompe (η_p) est le rapport entre la puissance utile et la puissance absorbée. On peut donc écrire :

$$P_{abs} = \frac{H_{MT} \times Q \times \rho \times g}{1000 \eta_p} \quad (I-24)$$

Avec :

H_{MT} : hauteur manométrique d'élévation en (m) ;

Q : débit en m^3/s ;

ρ : Masse volumique (Kg/m^3) ;

g : accélération de la pesanteur ;

η_p : Rendement de la pompe (%);

P_{abs} : puissance absorbée de la pompe en KW.

¹ CARLIER, M. Machines hydrauliques. France : ENGRFE, 1968.P :125, 126.

I-7-1- La courbe hauteur/débit :

Elle est d'allure parabolique, de concavité tournée vers le bas, avec deux points caractéristiques. Le point à débit nul et le point nominal.

Le point nominal est correspond au débit pour lequel le rendement passe par son maximum. Ce débit nominal Q_N est le débit de calcul de la pompe. Les profils géométrique de tous les éléments internes (roue, diffuseur, volute,...) sont déterminer en tenant compte des directions et des vitesses réelles du liquide à l'intérieur de la pompe pour ce débit, les pertes hydrauliques, le niveau de bruit et les vibrations atteignent leurs valeurs minimales, le fonctionnement est "tranquille «et la fiabilité maximale.

Suivant la position relative du point à débit nul et du point nominal la courbe hauteur/débit de la pompe est dite plate, légèrement tombante. Si la courbe est tombante, le débit pour un même hauteur différentielle ΔH modifie moins que dans le cas d'une courbe plate .

I-7-2- La courbe de puissance :

C'est également une courbe d'allure parabolique. Elle est descendante ou montante selon le type de pompe. Elle présente un maximum pour un débit élevé que le débit nominal pour une courbe débit/hauteur plate, sensiblement égale au débit nominal pour une courbe débit/hauteur légèrement plongeante, plus faible que le débit nominal pour une courbe débit/hauteur tombante.

La puissance à l'origine n'est pas nulle. Ce fait justifie le choix du mode de démarrage des pompes.

Dans les catalogues des constructeurs, le débit est souvent exprimé soit en m³/h, soit en l/s. les formules pratiques ci-après permettant de déterminer rapidement la puissance absorbée de la pompe.

$$P_{abs} (KW) = \frac{Q \times H \times \rho}{367 \eta_p} \quad (I-25)$$

P_{abs} : puissance absorbée ;

Q : débit en m³/h ;

ρ : Masse volumique (kg/ m³) ;

η_p : Rendement de la pompe ;

g : accélération de la pesanteur

$$\text{Ou : } P_{abs} (KW) = \frac{Q \times H \times \rho \times g}{1000 \eta_p} \quad (I-26)$$

Avec Q en l/s.

I-7-3- Rendement de la pompe :¹

La courbe du rendement est d'allure parabolique et elle passe par un maximum pour le débit nominal de la pompe.

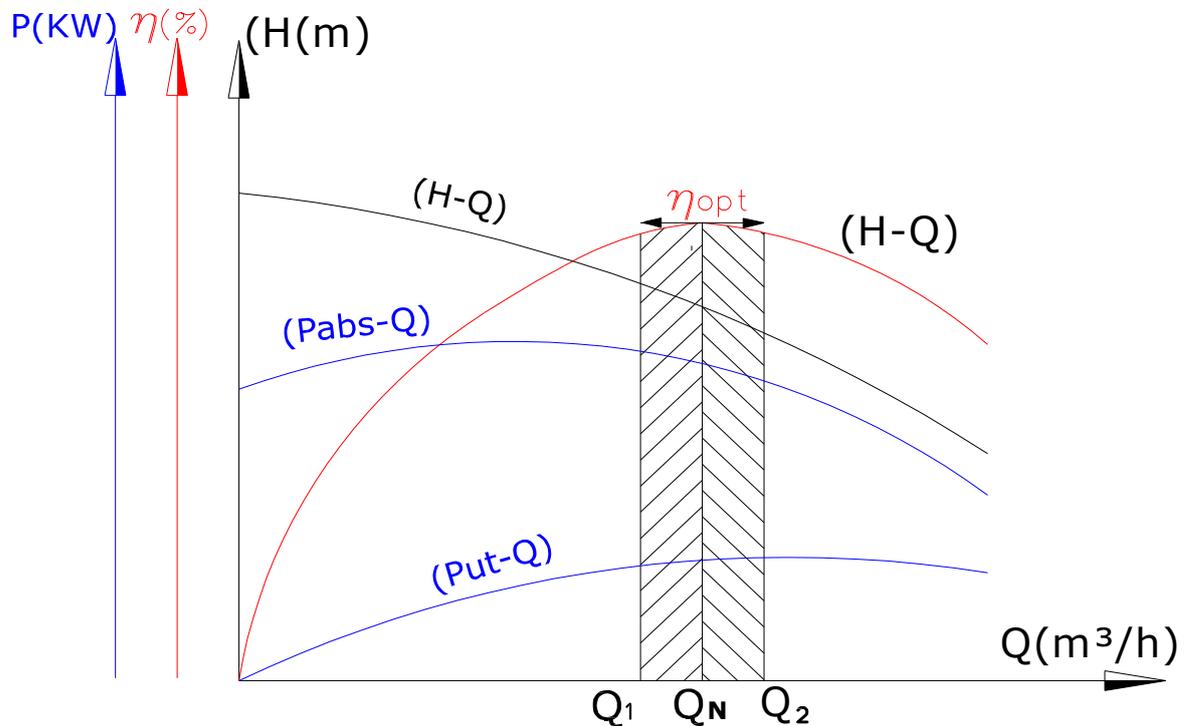


Figure I-7 : Courbes caractéristiques et plage de bon fonctionnement.

I-8- Les équipements en amont et en aval des pompes :²

Les équipements hydrauliques d'une station de pompage comprennent en amont et en aval pompes :

- les équipements d'aspiration : grille, tulipe d'aspiration, crépine, clapet d'aspiration, clapet à crépine, collecteur d'aspiration, joint, coude, disposition anti-vortex, vannes d'aspiration, convergent d'aspiration, appareils de protection anti-bélier, circuit d'amorçage de la conduite et de la pompe. Ces équipements se différencient selon que l'aspiration se fait dans une bache ou sur une conduite ;
- les équipements de refoulement : joint, divergent, clapet anti-retour, vanne, appareils divers.

¹ CARLIER, M. Hydraulique générale et appliquée. Paris : Eyrolles, 1972. P : 182.

² Pierre-Louis, Viollet. Histoire de l'énergie hydraulique : moulins, pompes, roues et turbines de l'Antiquité au XXème siècle [archive] 2005. P : 128.129

I-8-1- Les équipements en amont : aspiration : ¹

L'aspiration des pompes d'une station peut se faire soit dans une bête d'aspiration, soit dans une conduite.

A- Aspiration en bête :

L'eau à élever est stockée dans une bête ou réservoir d'aspiration, réservoir en communication avec l'atmosphère, et l'aspiration des pompes se fait alors directement dans la bête, soit qu'une courte conduite plongeant dans la bête amène l'eau à la bride d'aspiration de la pompe, soit que la pompe elle-même soit immergée dans la bête.

➤ Grille :

Ces dispositifs ne sont utilisés que pour les pompages d'eau brute, afin d'éviter l'entrée des corps solides dans les pompes. La grille est placée soit dans le plan de la bête, soit verticale ou inclinée à 1/3, 1/4.

➤ 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. Cependant son utilisation permet de diminuer les pertes de charges. Aussi est-il recommandé d'en prévoir dès que la vitesse atteint 0.5m/s.

L'utilisation de tulipe prend toute son importance pour l'installation des pompes hélices. Cependant les recommandations données à ce sujet restant valables dans le cas de conduite d'aspiration en puisard alimentant les pompes centrifuges à partir du moment où les vitesses d'entrée atteignent 0.5m/s.

➤ Crépine :

Tout comme la grille, la crépine évite l'entrée de corps solides dans la pompe. Elle doit être entièrement immergée 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 retour d'eau. Si de son côté 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.

Dans tous les cas, il y a augmentation de pertes de charge, ce dont il faut tenir compte dans les conduites d'aspiration.

¹ REY, Robert. POULAIN, Jean. Pompes rotodynamiques. Paris : Techniques de l'Ingénieur, 1996.P :172.

B- Aspiration sur conduite :

L'eau à élever arrive à 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 bêche à la station.

➤ Conduite ou collecteur d'aspiration :

Sur la conduite on évitera toute formation de poches d'air. Les parties horizontales comporteront une légère pente (2%) montant en direction de la pompe ; ceci permettra l'évacuation permanente des bulles d'air qui pourront être libérées dans l'eau. Toute contre-pente est à proscrire.

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

➤ Joints:

Si la conduite d'aspiration est en dépression, une attention particulière sera donnée aux joints afin de supprimer toute possibilité d'entrée d'air et éventuellement d'entrée d'agent polluant. Aussi, on préférera les joints soudés aux joints à emboîtement, et aux joints à manchons filetés.

c) Organes communs aux deux cas d'aspiration :

L'idée maîtresse qui présidera à l'étude des organes communs d'aspiration est la limitation des pertes de charge d'une part, et l'élimination de tout dispositif risquant d'engendrer des entrées d'air d'autre part.

➤ Coudes, dispositif anti-vortex:

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 ; si cela s'avère impossible, on améliorera le coude en installant une cloison ou un croisillon anti-vortex.

➤ 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 presse-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.

I-8-2- Les équipements 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 ralentir cette vitesse pour la maintenir 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 :

Le clapet pourra être placé à la sortie de la pompe dont le rôle est d'empêcher l'inversion du débit d'eau lors 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 se place après la pompe et le clapet anti-retour, elle 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 avec une 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 compter les emplacements pour ventouse et vidange.

Si le long de cette conduite ou collecteur on trouve les dérivations ou piquages pour le raccordement du refoulement des pompes, ces piquages seront de préférence en oblique. La conomètre de refoulement doit être protégé contre le phénomène du coup de bélier, pour ça la conduite doit être équipée d'un réservoir.

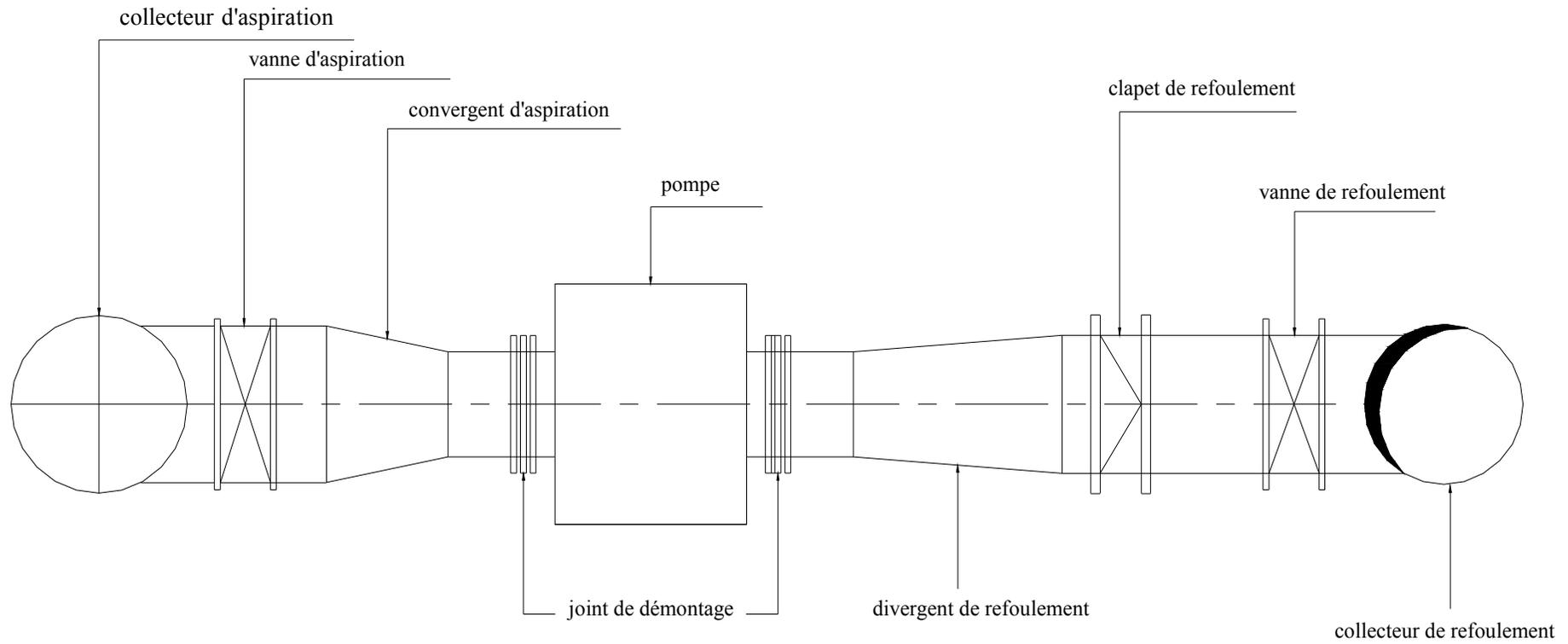


Figure I-8 : Equipement amont et aval d'une pompe en charge.

I-9-Démarrage et amorçage :**1-)Démarrage :**

Le mode de démarrage des pompes doit être réfléchi en fonction de l'allure de leurs courbes de puissance absorbée et de la puissance installée.

Les pompes centrifuges ont des courbes de puissances absorbées croissantes avec le débit à partir d'une valeur minimale correspondant au point de fermeture : Ces pompes doivent être démarrées vannes fermées au refoulement. La puissance absorbée est ainsi maintenue à sa plus faible valeur pendant la durée de démarrage.

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 par un système de by-pass.

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 en raccordant les points hauts de l'aspiration à un circuit de vide commun aux différents groupes.

Avant le démarrage du moteur, l'amorçage de la pompe doit être fait comme suite :

- Si la pompe est en charge, ouvrir la vanne d'arrêt placée sur la conduite d'aspiration et vérifier, par le trou d'amorçage, la présence d'eau.
- Si la pompe est en aspiration, remplir soigneusement, par le trou d'amorçage, la canalisation d'aspiration et le corps de pompe. S'il s'agit d'une pompe centrifuge, la vanne située sur la canalisation de refoulement doit être fermée. S'il y a des points hauts sur la conduite d'aspiration, l'air doit être soigneusement purgé.

I-10- Les appareils de mesure :**1-Débitmètres :**

Nous précisons seulement que les mesures de débit à l'aval des pompes peuvent être obtenues à l'aide d'appareils déprimés. Ces appareils ont l'inconvénient de créer des pertes de charge et d'entraîner des sujétions d'installation par suite des longueurs droites amont et aval qu'ils nécessitent.

Des stabilisateurs d'écoulement permettent de réduire ces longueurs droites. Les dispositifs ponctuels donnent le débit par mesure de la vitesse en un point de la conduite, peuvent aussi être surtout pour les grands diamètres alors que les compteurs type Woltmann ou similaire sont intéressants sur les petits diamètres. En fin, les débitmètres

électromagnétiques et à ultrasons, plus coûteux, permettent des mesures suffisamment précises pour les stations de pompage sans toutefois avoir les inconvénients des appareils déprimogènes.

2-Manomètres :

Ces appareils permettant de contrôler le fonctionnement de la pompe. Il doit être prévu :

- un manomètre ou vacuomètre à l'aspiration ; il sera placé sur la bride d'aspiration de la pompe (emplacement prévu par le constructeur) ou sur la conduite d'aspiration ;
- un manomètre au refoulement placé de façon identique.

Les manomètres seront montés sur une tubulure munie d'un robinet à trois voies permettant la purge de la tubulure.

I-11-Tuyauterie d'aspiration et d'alimentation en charge :

La tuyauterie à raccorder sur la volute, côte entrée est appelée soit tuyauterie d'aspiration, soit tuyauterie d'administration en charge selon que la pression en aval de la pompe est supérieure ou inférieure à la pression atmosphérique. Les tuyauteries doivent être aussi courtes que possible.

La tuyauterie d'aspiration devra s'élever constamment vers la pompe ; elle doit être parfaitement étanche et posée de telle manière qu'il ne puisse se former de poche d'air nulle part.

Le diamètre nominal de la bride d'aspiration de la pompe ne détermine pas celui de la tuyauterie d'aspiration. Il est, entre autres, fonction de la vitesse d'écoulement qui ne doit pas dépasser 2 m/s dans la tuyauterie d'aspiration. En principe, chaque pompe doit être alimentée par une tuyauterie d'aspiration individuelle, mais si pour une raison quelconque on est amené à faire aspirer plusieurs pompes par une tuyauterie commune. Celle-ci doit être calculée pour permettre une vitesse d'écoulement aussi faible que possible et le mieux conserver une vitesse jusqu'à la dernière pompe (voir figure II-7).

La conduite d'aspiration doit toujours rester plus basse que l'orifice d'aspiration de la pompe pour éviter les poches d'air. Ainsi éviter les contres pente, car elle entraînerait la formation de poches d'air.

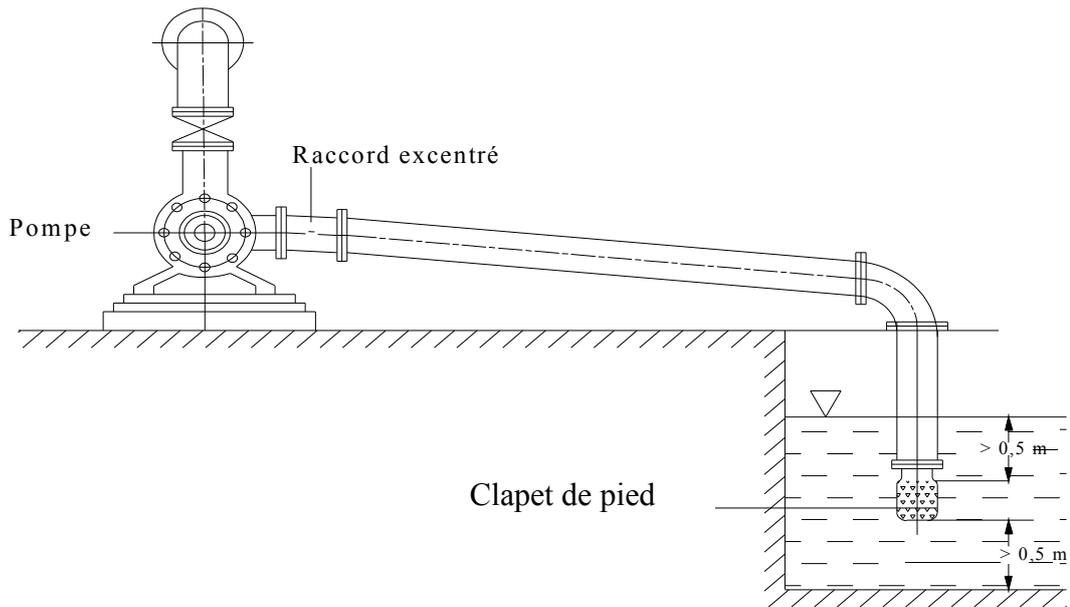


Figure I-9 : Tuyauterie d'aspiration.

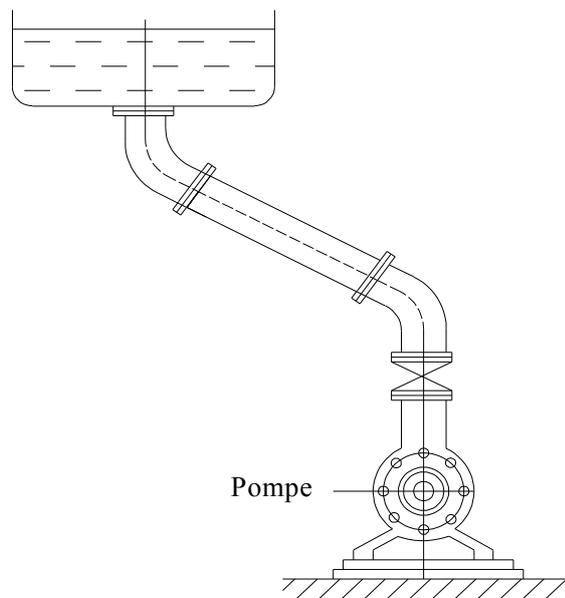


Figure I-10 : Tuyauterie d'alimentation.

En outre, prévoir des press-étoupes pour les pompes ayant une tuyauterie d'aspiration commune.

Les tuyauteries destinées à être enterrées, devront être essayées à environ 3 à 4 bars avant de les recouvrir.

Ces considérations sont également valables pour les tuyauteries d'alimentation en charge, mais on prendra soin de donner aux tuyauteries horizontales. Une pente légèrement ascendante vers la bache d'alimentation.

Dans le cas où des points hauts ne pourraient être évités, on placerait un robinet de purge en chacun de ces points.

A cause du danger d'évaporation, éviter d'installer des longues tuyauteries horizontales d'alimentation en charge juste au-dessous de la bête d'alimentation (voir figure II-6).

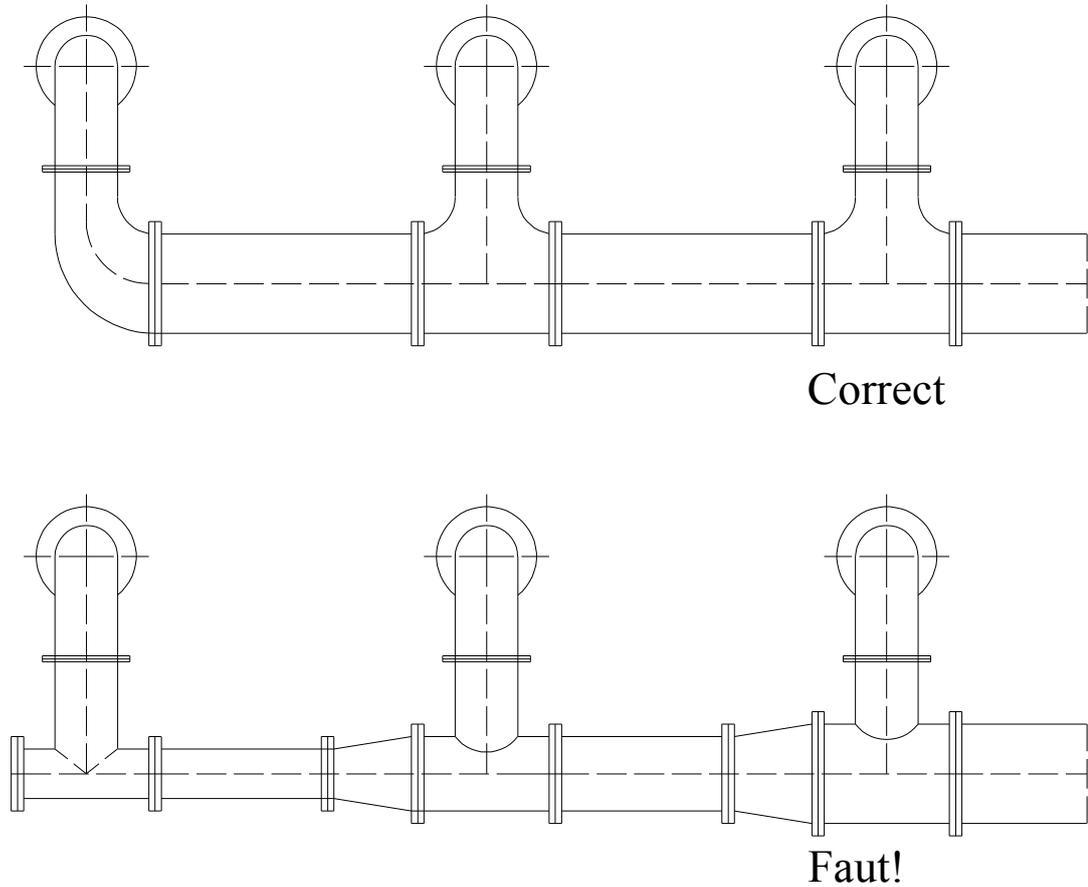


Figure I-11 : Raccordement de plusieurs pompes à une tuyauterie d'aspiration commune.

I-12-Conclusion :

Le schéma des pompes centrifuges varie selon la disposition de l'axe de la pompe par rapport au plan d'eau d'aspiration, qui nous permet de déterminer la hauteur manométrique totale.

Chaque installation des pompes doit être équipée en côte d'aspiration et refoulement d'équipements hydrauliques et d'appareils de mesure, qui ne doivent pas négliger les conditions de démarrage et d'amorçage.

Prendre en considération le système d'amorçage si la ou les pompes sont installés en aspiration, éviter l'entrée d'air, prévoir des ventouses si la conduites d'aspiration est longue et de faible pente.

II-1-Introduction :

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 (principe de l'auget) 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 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.¹

II-2-les dimensions :

A partis de (la figure II-1-), les principales dimensions d'une roue fermée de la pompe centrifuge sont :

- D_0 : diamètre de oeillard ;
- D_1 : diamètre de l'entrée de la roue ;
- D_2 : diamètre de sortie de la roue ;
- D_m : diamètre du moyeu ;
- L_1 : largeur de la roue à l'entrée ;
- L_2 : largeur de la roue à la sortie ;

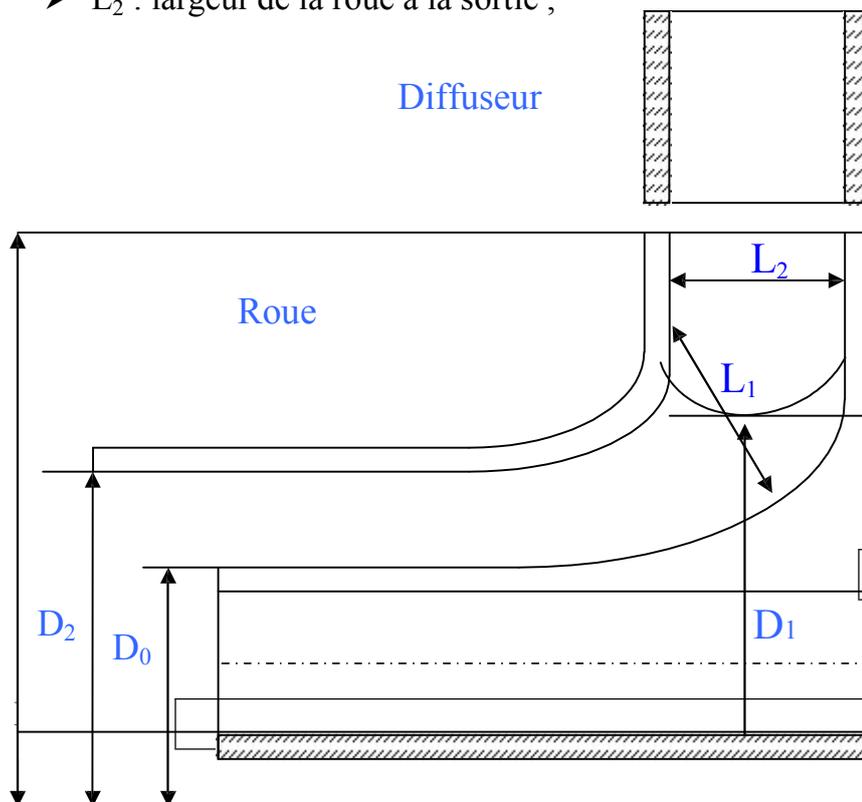


Figure II-1 : Les dimensions d'une roue fermée de la pompe centrifuge radiale.

¹ CARLIER, M. Hydraulique générale et appliquée. Paris : Eyrolles ,1972.P :82.

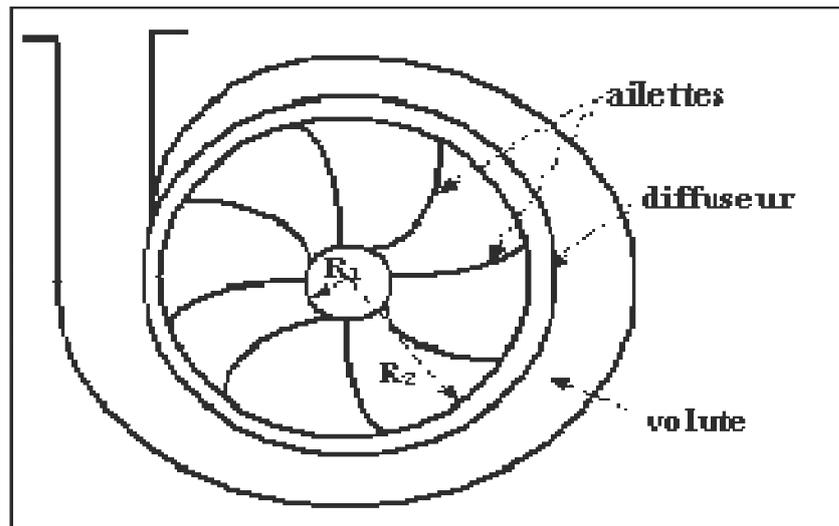


Figure II-2 : Pompe à volute et à diffuseur.¹

II-3- Triangle des vitesses :²

Nous définissons, au préalable, les notions utilisées dont nous ferons usage par la suite :

$\vec{\omega}$: vitesse angulaire de la roue ($\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$) ; (rad/s) ; n : nombre de tours (tr/minute) ;

\vec{U} : vitesse d'entraînement de la roue (m/s) ; $U = \omega \cdot r$;

\vec{V} : vitesse absolue (m/s) ;

\vec{V}_r : vitesse radiale (projection de la vitesse absolue sur le rayon) ;

$$V_r = V \cdot \sin \alpha .$$

\vec{V}_u : vitesse circonférentielle (projection de la vitesse absolue la tangente de la roue) ;

$$V_u = V \cdot \cos \alpha .$$

α : Angle d'attaque (angle entre \vec{V} et \vec{U}) ;

β : Angle d'entrée (angle entre \vec{U} et \vec{W}) ;

r : Rayon de la roue (m) ;

D'après (la figure II-3-) on constate les relations suivantes:

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad (\text{II-1})$$

$$\vec{V} = \vec{V}_u + \vec{V}_r \quad (\text{II-2})$$

$$V^2 = V_u^2 + V_r^2 \quad (\text{II-3})$$

¹ CARLIER, M. Hydraulique générale et appliquée. Paris : Eyrolles ,1972.P :86.

² REY, Robert. POULAIN, Jean. Pompes rotodynamiques. Paris : Techniques de l'Ingénieur, 1996.P :120.

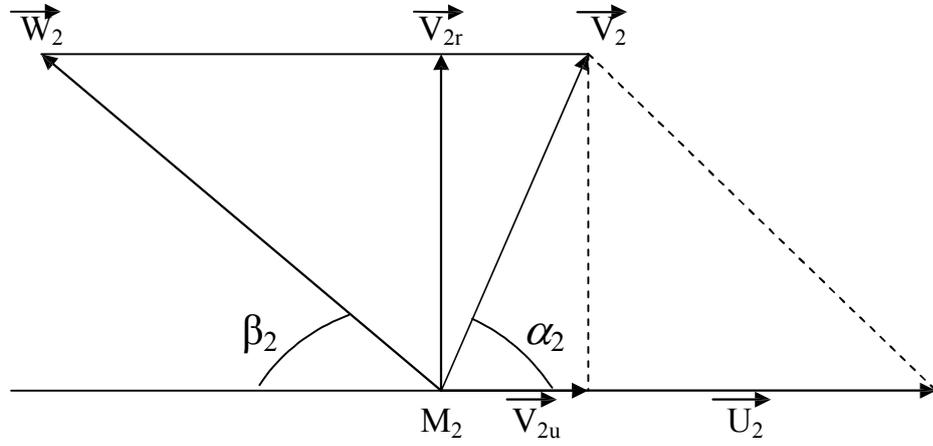


Figure II-3 : Vecteurs vitesses.

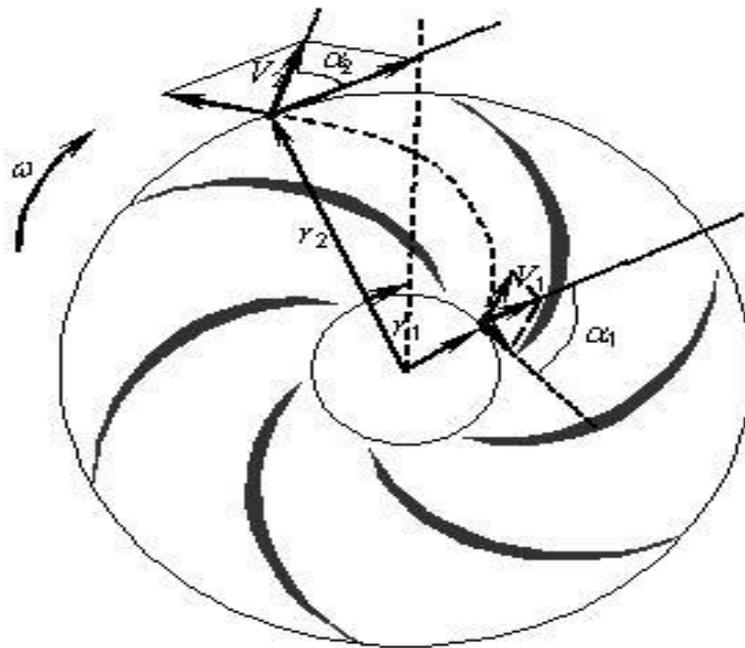


Figure II-4 : Triangle des vitesses.

A partir du triangle des vitesses, on a :

$$\vec{V}_2 = \vec{U}_2 + \vec{W}_2 \quad (\text{déterminé vectoriellement}). \quad (\text{II-4})$$

Les vitesses tangentielles au droite du point d'entrée (M_1), et du point de sortie (M_2) est :

$$U_1 = \omega \cdot r_1 \quad r_1: \text{ rayon de la roue à d'entrée} \quad (\text{II-5})$$

$$U_2 = \omega \cdot r_2 \quad r_2: \text{ rayon de la roue de sortie} \quad (\text{II-6})$$

II-4-L'Equation fondamentale d'EULER : ¹

La théorie d'EULER, explique le transfert d'énergie ente la roue et le fluide. Les données de base de la théorie d'EULER sont :

- les diamètres d'entrée et de sortie de la roue D_1 et D_2 ;
- la largeur de la roue à la sortie b_2 ;
- les angles d'entrée et de sortie des aubages par rapport à la tangente cercle (β_1, β_2) ;

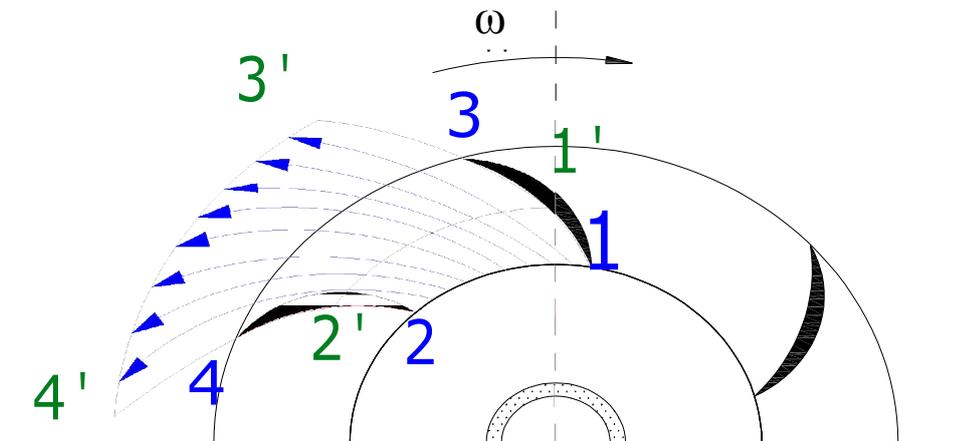


Figure II-5 : Ecoulement de l'eau à l'intérieur de la roue.

Supposons que la pompe est pleine d'eau, c'est -à- dire amorcée, l'énergie transmise à l'eau grâce à la rotation de la turbine sous d'effet d'augmentation de : la pression et la vitesse de l'eau (énergie cinétique et potentielle), appliquée au mouvement absolu de l'eau entre les aubages. Le théorème de quantité de mouvement par rapport à l'axe de la roue :

¹ REY, Robert. POULAIN, Jean. Pompes rotodynamiques. Paris : Techniques de l'Ingénieur, 1996.P :152.

A partir de (la figure II-5), à l'instant t la section « 1-2-3-4 » est occupée par la masse d'eau entre les deux aubages, à l'instant $t+dt$, cette masse se déplace est limitée par la section « 1'-2'-3'-4' ». La variation du moment cinétique est provoquée par l'impulsion angulaire ω qui exercée par la rotation, dans ce cas-là, la variation de quantité de mouvement entre t et $t+dt$ est donnée par :

$$(dM/dt) (v_2.r_2.\cos\alpha_2 - v_1.r_1.\cos\alpha_1) = 0 \quad (\text{II-7})$$

Pour cette variation de quantité de mouvement, c'est un moment des forces extérieures par rapport à l'axe de la pompe ne autre que le couple moteur qui exprime par « C », pour une masse élémentaire dt et un temps entre t et $t+dt$ on a :

$$(M/t)(v_2.r_2.\cos\alpha_2 - v_1.r_1.\cos\alpha_1) = C \quad (\text{II-8})$$

$$M/t: \text{Débit massique du liquide} = \frac{\varpi.Q}{g} ;$$

ϖ : Poids spécifique ;

C : couple dont le moteur fournit la puissance absorbée :

$$P_{\text{abs}} = \omega.C \quad \text{donc : } C = P_{\text{abs}} / \omega ;$$

$$\frac{\varpi.Q}{g} . (v_2.r_2.\cos\alpha_2 - v_1.r_1.\cos\alpha_1) = P_{\text{abs}} / \omega \quad (\text{II-9})$$

La pompe est idéale donc: les pertes de charges sont négligeables théoriquement, donc :

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{util}} \rightarrow \eta_p = 100 \%$$

$$C.\omega = \varpi . Q_t.H_t \text{ en remplaçant dans (II-6):}$$

$$\frac{\varpi.Q}{g} . (v_2.r_2.\cos\alpha_2 - v_1.r_1.\cos\alpha_1) = \varpi . Q_t . H_t / \omega \quad (\text{II-10})$$

Pour une pompe radiale $\alpha_1 = 90^\circ$ l'équation s'écrit de la façon suivante :

$$\frac{\varpi.Q}{g} . (v_2.r_2.\cos\alpha_2 - v_1.r_1.\cos\alpha_1) = \varpi . Q_t . H_t / \omega = P / \omega \quad (\text{II-11})$$

$$\frac{\varpi.Q}{g} . (v_2.r_2.\cos\alpha_2 - v_1.r_1.\cos\alpha_1) = P \quad (\text{II-12})$$

$$H_t = \frac{P}{\varpi . Q_t} = \frac{1}{g} . \omega . (v_2.r_2.\cos\alpha_2 - v_1.r_1.\cos\alpha_1) \quad (\text{II-13})$$

$$\begin{aligned} U_1 &= \omega \cdot r_1; & V_{1u} &= V_1 \cdot \cos \alpha_1; \\ U_2 &= \omega \cdot r_2; & V_{2u} &= V_2 \cdot \cos \alpha_2; \end{aligned}$$

En remplaçant de U_1, U_2, V_{1u}, V_{2u} dans (II-10) on obtient :

$$H_t = \frac{1}{g} (U_2 \cdot V_{2u} - U_1 \cdot V_{1u}) \quad (\text{II-14})$$

Cette équation c'est « l'équation fondamentale d'Euler ».

II-5-Hauteur théorique :

D'après l'équation fondamentale d'Euler :

$$H_t = \frac{1}{g} (V_2 \cdot U_2 \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad (\text{II-15})$$

Pour une pompe centrifuge radiale $\alpha_1 = 90^\circ$:

$$H_t = \frac{1}{g} (V_2 \cdot U_2 \cos \alpha_2) \quad (\text{II-16})$$

II-6-Débit théorique :

Le débit en général est donné par l'équation suivante :

$$Q = V \cdot S = V_{2r} \cdot S \quad (\text{II-17})$$

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (\text{II-18})$$

Donc: $Q = V_2 \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (\text{II-19})$

D'après le triangle des vitesses :

$$\text{tg } \beta_2 = V_{2r} / (U_2 - V_{2u}), \quad \cos \alpha_2 = V_{2u} / V_2 \quad (\text{II-20})$$

$$V_{2u} = \text{tg } \beta_2 (U_2 - V_2 \cos \alpha_2) \quad (\text{II-21})$$

$$Q_{th} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \text{tg } \beta_2 (U_2 - V_2 \cos \alpha_2) \quad (\text{I-22})$$

Pour une pompe centrifuge radiale $\alpha_1 = 90^\circ$:

$$H_t = \frac{1}{g} (V_2 U_2 \cos \alpha_2) \quad (\text{II-23})$$

Donc: $Q_{th} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \text{tg } \beta_2 \left(U_2 - \frac{H_{th}}{U_2} \right) \quad (\text{II-24})$

- Si $Q_{th} = 0 \Rightarrow H_{th} = \frac{U_2^2}{g}$.
- Si $H_{th} = 0 \Rightarrow Q_{th} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \text{tg } \beta_2 \cdot U_2$.

Dans le système d'axes (H, Q), la hauteur théorique est proportionnelle au débit. En y enlevant les pertes de charge par chocs et dans les aubages, on obtient la courbe pratique dite hauteur manométrique H_{MT} donnée par le constructeur.

II-7-Puissance des pompes centrifuges :

C'est le produit de la variation de pression entre l'aval et l'amont de la pompe par le débit volumique Q :

$$P = \rho \cdot g \cdot H_{th} \cdot Q \quad (II-25)$$

Tel que :

ρ : masse volumique d'eau (Kg/m^3) ;

H_{th} : la hauteur théorique (m) ;

Q : le débit (m^3/s) ;

II-8- Rendement des pompes centrifuges :

Le rendement de la pompe est exprimé par la relation entre la puissance utile et la puissance absorbée qui donnée par la relation suivante :

$$\eta = \frac{P_{util}}{P_{abs}} \cdot 100 = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{P_{abs}} \cdot 100 \quad (II-26)$$

- P_{abs} : Puissance absorbée par la pompe, c'est la puissance consommée par le moteur d'entraînement de la pompe.
- P_{util} : Puissance fournie par le moteur.
- η : Rendement de la pompe c'est le rapport entre la puissance utile et la puissance absolue.

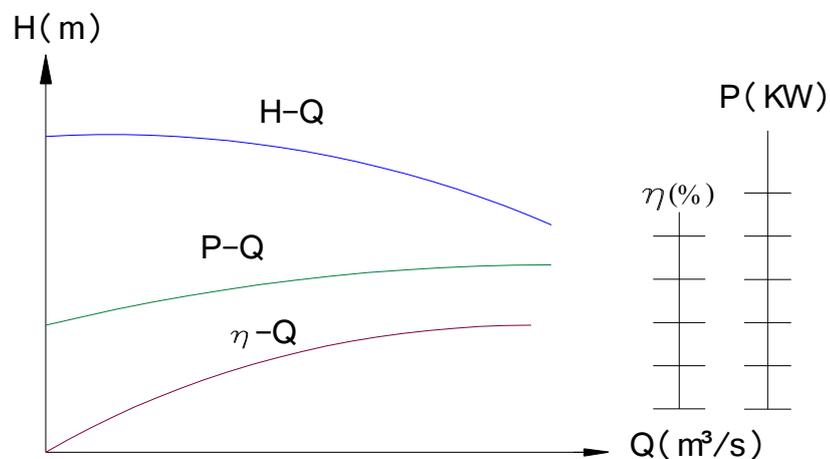


Figure II-6 : Courbes caractéristiques.

II-9-La vitesse spécifique :

La vitesse spécifique «Ns» est une expression pour toutes les pompes semblables fonctionnant en similitude mécanique, elle s'exprime généralement en tour par minute (tr/min) avec Q en (m³/s) et H en (m). La vitesse spécifique d'une pompe est donc la vitesse à laquelle tournerait la pompe semblable qui, en régime de fonctionnement homologue, débiterait 1m³/s à 1m. La puissance recueillie serait donc 1000Kgm/s, soit environ 10Kw. La relation qui exprimée la vitesse spécifique est :

$$n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = n' \cdot \frac{Q'^{\frac{1}{2}}}{H'^{\frac{3}{4}}} = N_s = C^{te} \quad (\text{II-27})$$

La vitesse spécifique nous permet de :

- faire la classification hydraulique des pompes ;
- comparer les différents types des roues ;
- d'étudier des grandes pompes, en utilisant les modèles réduits ;
- le choix de la pompe la plus adaptée pour la condition bien déterminée.

II-10-Caractéristique de la hauteur nette à vitesse constante : $H_n=f(Q)$:¹

Une pompe centrifuge fonctionne rarement à régime constant correspondant au régime optimal ; il se produit généralement des variations de régime dues aux nécessités de l'exploitation.

Pour une machine donnée et pour un régime de fonctionnement déterminé caractérisé par un débit Q et une vitesse de rotation N, les triangles de composition des vitesses à l'entrée et à la sortie sont parfaitement déterminés ainsi que les vitesses absolues, relatives et d'entraînement.

Rappelons que la hauteur nette est égale à la hauteur effective diminuée :

- des pertes de charges h_d et h_r dues aux frottements des filets liquides entre eux et contre les parois de la machine dans la roue h_r et dans le diffuseur h_d .

- des pertes de charge tenant aux chocs à l'entrée et à la sortie de la roue ; ces pertes supplémentaires h_c proviennent de la non concordance des directions des filets liquides avec les aubes de la roue à l'entrée et les aubes du diffuseur à la sortie lorsqu'on s'éloigne du régime de fonctionnement optimal.

En définitive, en régime quelconque, on a :

$$H_n = H_{\text{eff}} - h_d - h_r - h_c.$$

Compte tenu de la variation de ces différentes pertes de charges en fonction du débit, la hauteur nette a pour expression en fonction du débit Q et de la vitesse N :

$$H_n = a N^2 + b N Q + c Q^2.$$

¹ Michel-Rapinat. Les stations de pompage d'eau. Paris : Eyrolles, 2005.P :26.27.

Les coefficients a , b et c étant fonction des caractéristiques de la pompe (forme et dimensions des aubes de la roue et du diffuseur).

La caractéristique $H_n = f(Q)$ à vitesse constante est donc représentée par une parabole qui coupe l'axe des hauteurs en un point P dont l'ordonnée OP correspond à la hauteur à débit nul ou hauteur de barbotage.

Cette caractéristique $H_n = F(Q)$ se révèle expérimentalement, on fait tourner la pompe à vitesse constante, on dispose un vacuomètre (indicateur de vide) à l'aspiration et un manomètre au refoulement, ou plus simplement un manomètre différentiel raccordé aux deux points correspondants ; la canalisation de refoulement est munie d'une vanne de réglage du débit à l'aval du manomètre ; le débit est mesuré par un moyen quelconque (empotement, venturi, tuyère, déversoir, etc..).

Pour chaque réglage de la vanne, on note H_n au manomètre différentiel et le débit Q mesuré expérimentalement.

On trace ainsi point par point la caractéristique $H_n = f(Q)$. Cette caractéristique est fournie par le constructeur de la pompe.

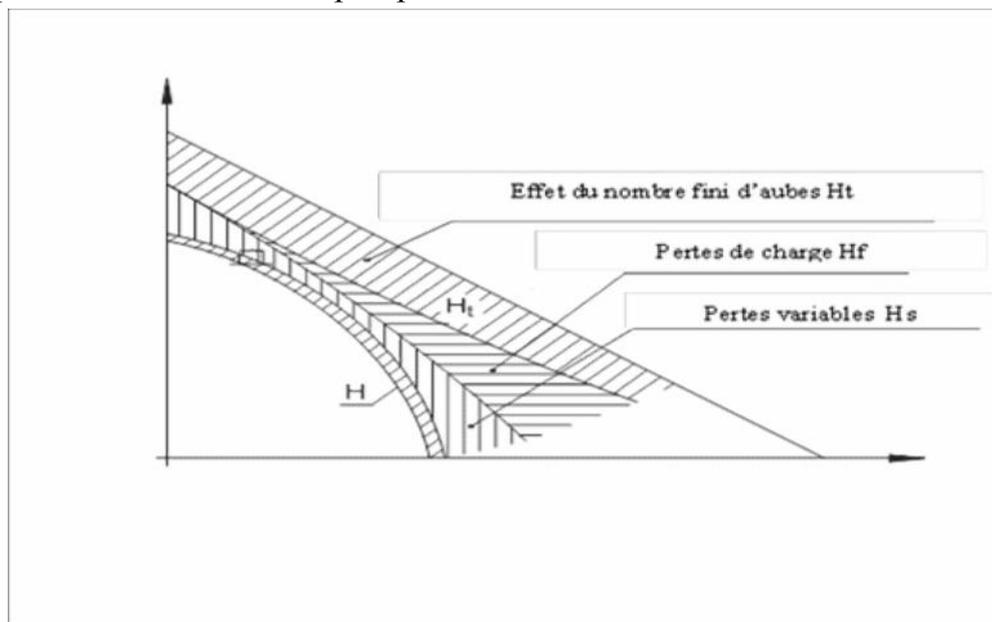


Figure II-7 : Caractéristique de la hauteur nette à vitesse constante.

II-11-Calage des pompes centrifuges :

Calage des pompes centrifuges, c'est la détermination de la hauteur d'aspiration admissible, c'est-à-dire une pompe installée correctement par rapport au niveau d'eau d'aspiration quel que soit l'installation en charge, ou en aspiration à fin de déterminer la côte exacte de l'axe de la pompe avec le moindre risque de cavitation.

II-12- Hauteur limite d'aspiration :

Pour chaque type de pompe, il y a une charge nette d'aspiration pratique à prendre en considération quel que soit le type d'installation (en charge ou en aspiration) dans le but d'éviter tout risque de cavitation, parce qu'il existe, pour une pompe donnée fonctionnant à une vitesse déterminée, une hauteur limite d'aspiration qu'il faut la respecter.

II-13-Conclusion :

Pour une pompes centrifuge à une vitesse donnée, nous avons déterminé les courbes caractéristiques de ces pompes, à partir des théories citées préalablement, à fin de déterminer le débit nominal, dans la plage de bon fonctionnement de la pompe avec un rendement optimal.

Les lois de similitude, nous permettons de déduire les dimensions de la pompe cherchée et sa vitesse de rotation, grâce de l'exécution d'une pompe semblable (modèle réduit) déjà existante.

Le calage de la pompe est très importante à fin d'éviter le phénomène de cavitation et ces effets nocifs sur les pompes centrifuges, tel que le bruit et vibrations des pompes, érosions du matériau, chutes des performances des pompes. Ces derniers apparaissent sur les pompes centrifuges quand la hauteur d'aspiration n'est pas bien déterminée selon le $(NPSH)_r$ de chaque type de pompe c'est une donnée fondamentale est nécessaire (donnée par le constructeur de la pompe lors des essais) afin de caler correctement la pompe sous le moindre risque de cavitation et que la pompe due dès le temps.

III-1-Introduction :

L'identification d'une pompe est la détermination de ses courbes caractéristiques tel que : hauteur d'élévation, débit refoulé, puissances et rendement. Ces courbes caractéristiques sont dans la plus part des cas fournies par le constructeur.

III-2-But de l'expérimentation :

Le but de notre étude expérimentale est la construction des courbes caractéristiques de pompe centrifuge, pour la détermination du débit nominal qui correspond au rendement optimal, en suite nous déterminons la plage de bon fonctionnement de cette pompe. La pompe utilisée est :

- une pompe centrifuge monocellulaire type **Mitidja 32**. (Figure III-2)

III-3-Banc d'essai :

L'essai a été effectué sur un banc d'essai que nous avons réalisé et conçu pour ce type d'essai au laboratoire de pompes et station de pompage de l'ENSH, avec des moyens simples et dispositifs disponibles (manomètre, débitmètre électromagnétique, wattmètre).

Le schéma du dispositif est représenté sur la figure suivante :



FigureIII-1 : Banc d'essai d'expérimentation de la pompe.

- | | |
|-----------------------------------|-----------------|
| 1 : Conduite d'aspiration. | 6 : Pompe. |
| 2 : Conduite de refoulement. | 7 : Débitmètre. |
| 3 : Réservoir. | 8 : Vanne. |
| 4 : Manomètre (coté aspiration). | 9 : Code (90°). |
| 5 : Manomètre (coté refoulement). | |

III-4-Description de pompe utilisée : (Figure III-2)

C'est une pompe centrifuge horizontale monocellulaire type Mitidja 32 de vitesse 2900 tr/min.

Elle est destinée au refoulement des fluides non agressifs ayant les caractéristiques suivantes :

- Température maximale 80 °.
- Des additions mécaniques d'une teneur de 2 % et une granulométrie de 0,5mm. Elle est utilisée pour l'irrigation et les usages domestiques.

La pompe type Mitidja se compose de deux parties essentielles :

- partie hydraulique.
- partie mécanique.

■ La partie hydraulique :

Elle est composée de deux parties :

- Une partie fixe ;
- Une partie mobile.

• La partie fixe est formée par :

- Un corps spiral qui joue le rôle de la volute ;
- Un couvercle d'aspiration disposé horizontalement avec la roue ; Son démontage permet, le contrôle et l'entretien de la roue et joue le rôle distributeur ;
- Une tubulaire d'aspiration disposée horizontalement
- Une tubulaire de refoulement disposée verticalement

• La partie mobile est formée par :

- Une roue semi ouverte en fonte, équilibrée dynamiquement avec anneaux d'étanchéité.

■ La partie mécanique :

Cette partie est formée par :

- Un support en fonte.
- Une plaque de bac qui permet la fixation de la pompe
- La pompe Mitidja 32 peut être accouplée à un moteur thermique

(essence) ou électrique.

Paramètre géométrique :

- Diamètre de la roue 110.1 mm.
- Diamètre de l'aspiration 44.3 mm.
- Diamètre de refoulement 44.3 mm.
- Le nombre d'aubes $Z=6$.

Caractéristiques et limites :

- Débit jusqu'à 208 l/min (12,5 m³/h) ;
- Hauteur d'élévation jusqu'à 17 m ;
- Vitesse de rotation 2900 tours/min.
- Température du liquide jusqu'à + 80°C avec 2% en addictions mécaniques et une granulométrie de 0,5mm.

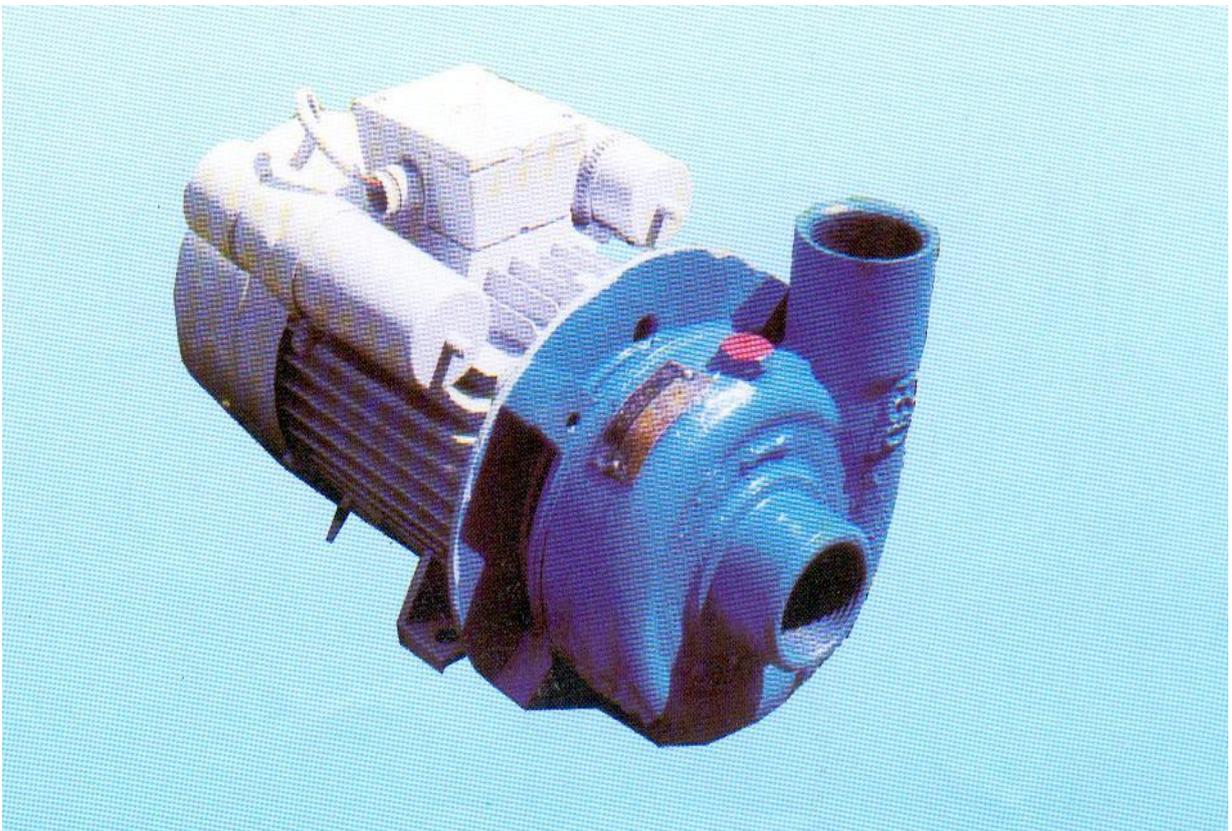


Figure III-2 : Pompe centrifuge type Mitidja 32.

III-5- Manipulation :

- Mise en place du moto-pompe sur la table de fixation ;
- Remplir le réservoir avec de l'eau ;
- Raccorder le moteur à la source d'énergie ;
- Fermer complètement la vanne de refoulement ;
- La mise en marche de la pompe ;
- On ouvre progressivement le robinet vanne de refoulement et prendre différentes valeurs du débit ;
- Pour chaque valeur du débit nous prenons la valeur de la pression à l'aspiration sur le manomètre (pompe est installée en charge), la valeur de la pression de refoulement sur le manomètre, la valeur de puissance absorbée sur le wattmètre ;

III-6-Formule à employer pour la détermination des performances de la pompe :

Dans notre cas on utilise l'installation de la pompe en charge.

III-6-1- La hauteur manométrique totale :

Pour mesurer la hauteur manométrique sur chaque pompe, nous disposons deux manomètres: l'un pour mesurer la pression d'aspiration à l'amont et l'autre destiné à la mesure de la pression de refoulement à l'aval. Pour la pompe, ces deux appareils sont reliés à deux prises de pression statique à l'amont et à l'aval grâce à des tuyaux.

La différence de pression entre l'aval et l'amont de chaque pompe permet de donner la hauteur manométrique qui s'exprime sous la forme :

$$H = (P_r - P_a / \bar{\omega}) + (V_r^2 - V_a^2 / 2g) + Z \quad (\text{III-1})$$

$$P_r / \bar{\omega} = (P_{at} / \bar{\omega}) + (P_{man2} / \bar{\omega}) \quad (\text{III-2})$$

$$P_a / \bar{\omega} = (P_{at} / \bar{\omega}) + (P_{man1} / \bar{\omega}) \quad (\text{III-3})$$

$P_a / \bar{\omega}$: Pression d'aspiration.

$P_r / \bar{\omega}$: Pression de refoulement.

$P_{man2} / \bar{\omega}$: lecture d'appareil de mesure.

$P_{man1} / \bar{\omega}$: lecture d'appareil de mesure.

Z: distance verticale entre les deux prises d'appareil de mesure de la charge

Pour l'installation de la pompe type Mitidja32, Z=18 cm.

V_r : vitesse de refoulement

V_a : vitesse à l'aspiration

H : hauteur manométrique « m »

ρ : masse volumique de l'eau (Kg / m³)

g : accélération de la pesanteur ; g = 9,81 m/s²

P_{man2} : valeur de pression donnée par l'appareil de mesure au refoulement (Manomètre) « bar ».

P_{man1} : valeur de pression donnée par l'appareil de mesure à l'aspiration (Manomètre) « bar ».

III-6-2- Puissance absorbée :

La puissance absorbée est donnée par l'expression suivante :

$$P_{abs} = \frac{\sqrt{3}}{1000} . U . I . \cos \varphi \quad (III.4)$$

Avec :

P_{abs} : puissance absorbée « Kw » ;

U : tension aux bornes du moteur « Volt » ;

I : intensité du courant délivré au moteur « Ampère » ;

$\cos \varphi$: Facteur de puissance.

$\sqrt{3}$: Courant triphasé.

Dans notre cas nous avons utilisé un wattmètre donc nous prenons directement la valeur de la puissance absorbée sur l'appareil.

III-6-3- Puissance utile :

La puissance utile est donnée par la formule suivante :

$$P_u = \bar{\omega} Q H \quad (III.5)$$

Avec :

P_u : puissance utile « Kw »

Q : débit en « m³/s »

H : hauteur en « m »

$\bar{\omega}$: Poids volumique de l'eau « daN/m³ » = ρg

III-6-4-Rendement :

Le rendement de la pompe est donné par l'expression suivante :

$$\eta = \frac{P_u}{P_{abs}} \times 100 \quad \% \quad (III.6)$$

Avec :

η : Rendement en pourcentage « % ».

P_u : puissance utile « Kw ».

P_{abs} : puissance absorbée « Kw » .

IV-7-Pompe type Mitidja 32:

Les résultants et calculs sont présentés dans les tableaux suivants : par un aller et retour de la mesure du débit par l'ouverture et fermeture du robinet –vanne de refoulement

Tableau III-1 : résultats et calcul du 1^{er} essai (aller):

N° de points	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Q (m ³ /h)	0	0.8	1.6	2.4	3.2	4	4.8	5.6	6.4	7.2	7.93
P _{asp} (m)	1.04	1.06	1.08	1.09	1.10	1.11	1.13	1.15	1.17	1.20	1.23
P _{ref} (m)	16.80	17.00	17.20	17.10	16.90	16.60	16.00	15.50	14.80	13.70	12.40
Hmt (m)	15.94	16.12	16.3	16.19	15.98	15.67	15.05	14.53	13.81	12.68	11.35
P _u (Kw)	0.00	0.04	0.07	0.11	0.14	0.17	0.20	0.22	0.24	0.25	0.25
P _{abs} (Kw)	0.50	0.55	0.60	0.64	0.66	0.68	0.69	0.68	0.67	0.66	0.66
η (%)	0.00	6.39	11.85	16.54	21.11	25.12	28.53	32.61	35.95	37.69	37.16

Tableau III-2 : résultats et calcul du 2^{eme} essais (retour) :

N° de points	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Q (m ³ /h)	0	0.8	1.6	2.4	3.2	4	4.8	5.6	6.4	7.2	7.93
P _{asp} (m)	1.03	1.06	1.07	1.09	1.10	1.12	1.13	1.16	1.17	1.21	1.22
P _{ref} (m)	16.8	17.10	17.20	17.10	16.90	16.60	16.00	15.40	14.80	13.70	12.20
Hmt (m)	15.95	16.22	16.31	16.19	15.98	15.66	15.05	14.42	13.81	12.67	11.16
P _u (Kw)	0.00	0.04	0.07	0.11	0.14	0.17	0.20	0.22	0.24	0.25	0.24
P _{abs} (Kw)	0.50	0.57	0.61	0.64	0.67	0.68	0.69	0.68	0.67	0.67	0.66
η (%)	0.00	6.20	11.66	16.54	20.80	25.10	28.53	32.36	35.95	37.10	36.54

Remarque : nous remarquons que les rendements pour la pompe Mitidja 32 sont petits, parce que la pompe est d'utilisation domestique, et de faible vitesse

Traces des graphiques :

Les courbes caractéristiques de la pompe Mitidja 32 d'après les résultats obtenus dans les tableaux (IV-1; IV-2) sont représentés dans les figures (IV-4; IV-5) :

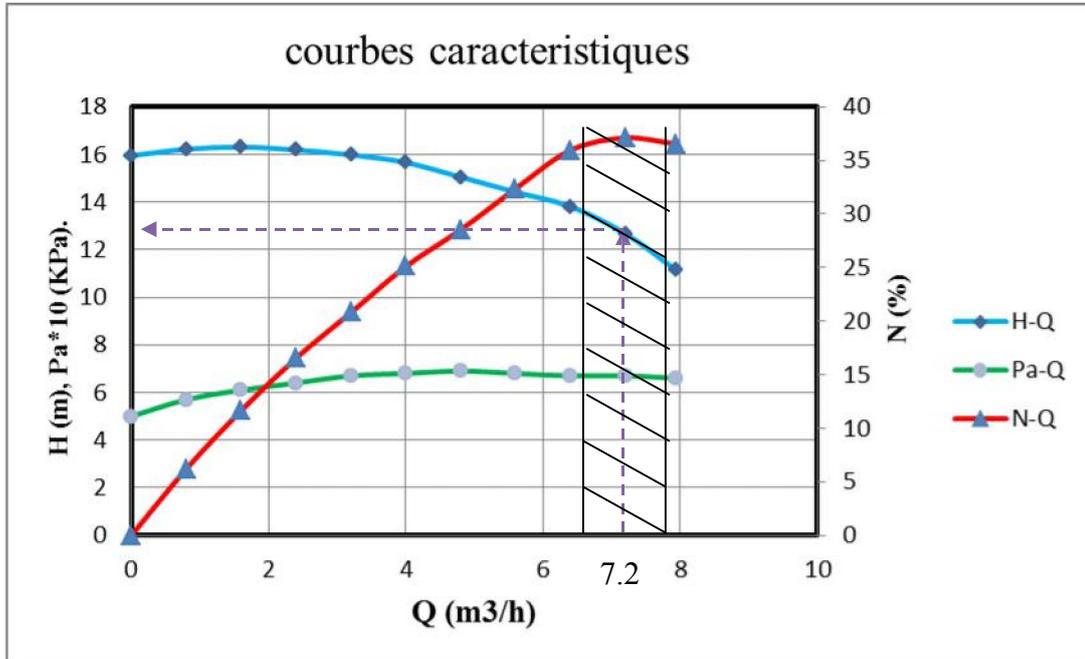


Figure III-3: Courbes caractéristiques de la pompe Mitidja 32. (1^{er} essai).

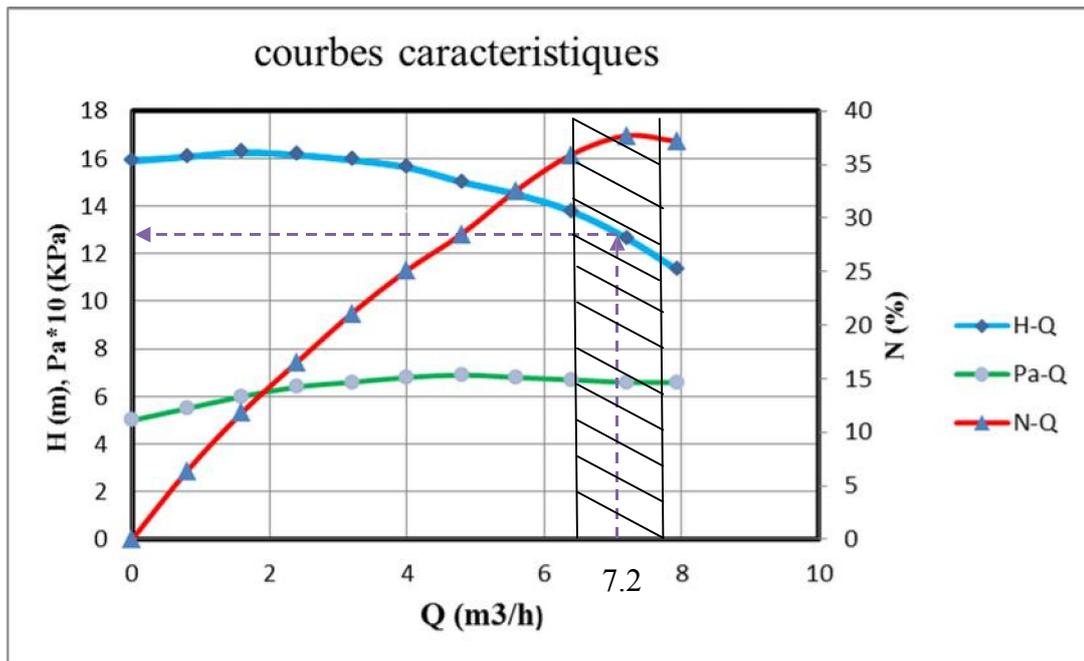


Figure III-4: Courbes caractéristiques de la pompe Mitidja 32. (2^{eme} essai).

III-8- Détermination du débit nominal et de la plage de bon fonctionnement :

Le débit nominal d'une pompe correspond au rendement maximum donc nous déterminons le rendement optimal et nous projetons cette valeur sur l'axe des débits.

La plage de bon fonctionnement est l'intervalle des débits aux quelles le rendement prend ses meilleurs valeurs (QN $\sim \pm 10\%$).

Les valeurs de débit nominal, le rendement maximal et la plage de bon fonctionnement de pompe sont affichées dans le tableau (III-3).

Tableau.III-3 : Débits nominaux, rendements maximums et plages de bon Fonctionnement :

	Rendement optimal (%)	Débit nominal (m ³ /h)	Hauteur nominale (m)	Plage de bon fonctionnement (m ³ /h)
1^{er} essai	37.69	7.2	12.68	6.48 ÷ 7.92
2^{eme} essai	37.10	7.2	12.67	6.48 ÷ 7.92

III-9-Interprétation des résultats :

Les courbes de type (H–Q) représentent l'évolution de la hauteur manométrique totale développée par la pompe en fonction du débit.

Nous constatons que pour un débit nul (robinet vanne de refoulement fermé) on obtient le point de barbotage ; en augmentant le débit, la hauteur manométrique diminue jusqu'à une valeur H_{\min} pour un Q_{\max} (robinet vanne complètement ouvert).

Les courbes de types (P abs – Q) représentent l'évolution de la consommation de la puissance par la pompe en fonction du débit. Nous constatons que pour un débit nul la puissance absorbée est égale à une certaine valeur P abs (P abs $\neq 0$) ; en augmentant le débit, la puissance absorbée augmente jusqu'à qu'elle atteinte une valeur maximale pour un Q_{\max} .

Les courbes de types (η – Q) représentent l'évolution du rendement de la pompe en fonction du débit. Nous constatons que pour un débit nul le rendement est nul ; en augmentant le débit le rendement augmente jusqu'à qu'il atteinte une valeur maximale (η_{\max}) pour un Q_n , puis la valeur baisse jusqu'à une valeur du η pour un Q_{\max} . (Figures : III-3 ; III-4).

D'après les résultats représentés dans le tableau III-3, nous constatons :

- Le rendement optimal est égal à 37.69 % ; 36.10 %, ainsi pour la hauteur nominale égale à 12.68 ; 12.67. Cependant pour la plage de bon fonctionnement, elle est la même pour les deux essais qui est de [6,48-7.92] (m³/h), ainsi pour le débit nominal est restée inchangé ($Q_n = 7,2 \text{ m}^3/\text{h}$). Dans ce cas, les deux essais sur cette la pompe répondent à l'interprétation analytiques et graphiquement

III-10-conclusion :

La pompe **Mitidja 32** c'est une pompe à moyen rendement ($\eta \approx 37.4 \%$), avec un débit nominal ($Q_n = 7.2 \text{ m}^3/\text{h}$), et une hauteur nominale de ($H_n = 12.675 \text{ m}$), et une hauteur d'aspiration 0.60 m, qui correspond un minimum de consommation d'énergie.

Les résultats que nous avons obtenus, ont démontrés que lors de l'installation de pompe étudiée, il est nécessaire de prendre en considération les paramètres suivants :

- Choix du débit de la pompe, de telle façon à respecter la plage de bon fonctionnement.
- Minimiser la hauteur d'aspiration au maximum possible ce qui nous permet de garder le meilleur rendement de notre pompe.
- Eviter le phénomène de cavitation, tout en gardant une hauteur d'aspiration admissible. Ce qui vent dire caler la pompe correctement par rapport au plan d'eau d'aspiration est sans le moindre risque de cavitation, malgré qu'elle est installée en charge dans notre cas d'expérience.
- Respecter les distances entre les singularités (coude, vannes, raccordement...) pour éviter le décollement des veines liquides (turbulence de l'écoulement).

IV-1- Introduction :

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

Le calcul des pompes centrifuges s'effectue par l'analyse dimensionnelle et par l'équation d'Euler.

Ce chapitre sera consacré à l'interprétation des résultats obtenus expérimentaux et théoriques pour la détermination de ses courbes caractéristiques, et faire une étude comparative entre les formules utilisées.

IV-2-Triangle des vitesses :

Considérant un point matériel du fluide à l'intérieur de la roue et si nous notons sa vitesse absolue (v), sa vitesse relative par rapport à la roue (w), et sa vitesse d'entraînement (u), on peut écrire l'équation vectorielle :

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w} \quad (\text{IV-1})$$

Et représenter cette égalité par un triangle, appelé triangle des vitesses à l'entrée et la sortie de la roue présentant un intérêt particulier comme nous allons le voir plus loin ; l'indice 1 est attribué aux grandeurs d'entrée, l'indice 2 aux grandeurs de sortie.

IV-3-Triangle des vitesses à la sortie de la roue :**a) Calcul de la vitesse méridienne débitante :**

Nous considérons dans ce qui suit le triangle des vitesses juste à la sortie de la roue, c'est-à-dire avant que l'écoulement ait eu la possibilité de se refermer sur l'épaisseur des ailles.

Dans ces conditions la section débitante nette se trouve réduite par l'encombrement des aubes.

$$S_{m2} = 2\pi r_2 b_2 - (z b_2 \delta_2 / \sin \beta_{2a}) \quad (\text{IV-2})$$

Et la vitesse méridienne débitante est :

$$V_{m2} = Q / S_{m2} \quad (\text{IV-3})$$

b) Calcul des composantes tangentielles de la vitesse :

La composante tangentielle de la vitesse est donnée par l'expression suivante :

$$V_{u2} = gh_t / U_2 \quad (\text{IV-4})$$

La composante tangentielle de la vitesse relative est donnée par :

$$W_{u2} = U_2 - V_{u2} \quad (\text{IV-5})$$

Ces éléments suffisent pour tracer le triangle des vitesses.

- U_2 : vitesse périphérique à la sortie de la roue.

- V_{u2} : composante tangentielle de la vitesse absolue à la sortie de la roue.

c) Tracé du triangle des vitesses :

La composante tangentielle de la vitesse étant nulle (dans le cas général), nous disposons de tous les éléments nécessaires. (La figure IV-1) montre les triangles des vitesses pour trois surfaces de courant qui correspondent à la paroi externe (indice : e), à la paroi interne (indice : i) et au filet $\frac{1}{2}$ qui partage le débit en deux fractions égales.

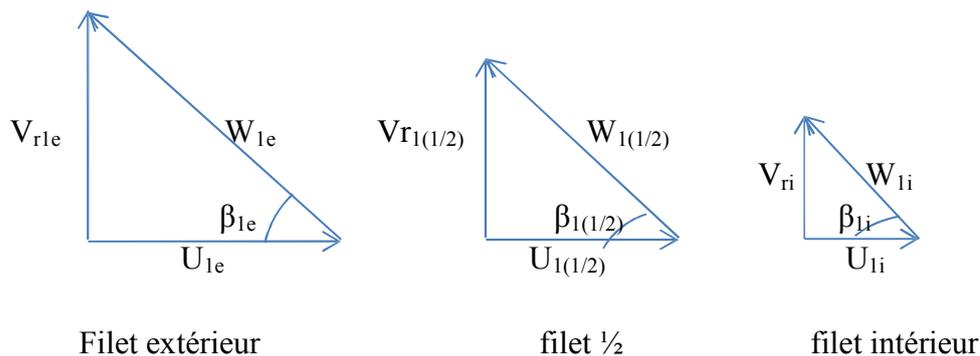


Figure IV-1 : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue

d) Calcul des angles à la sortie de la roue. (Coefficient de glissement) :

Le triangle des vitesses nous indique que doit être l'angle β_2 du fluide à la sortie de la roue pour que la hauteur h_t et par conséquent la hauteur h que l'on veut obtenir soit satisfaite. Nous allons voir quel type de géométrie convient-il de donner à la roue pour obtenir ce résultat.

Si le nombre d'aubes de la roue était infiniment grand, l'angle de sortie du fluide β_2 serait pratiquement confondu avec l'angle de sortie des aubes β_{2a} . Il en va différemment dans la pratique où le nombre d'aubes est faible, de l'ordre de 5 à 7 pour des pompes centrifuges.

On voit que l'écart entre les deux modes de fonctionnements peut être chiffré :

- soit par l'écart l'angulaire :

$$\Delta\beta_2 = \beta_{2a} - \beta_2 \quad (\text{IV-6})$$

- soit par le rapport des composantes tangentielles de la vitesse absolue à la sortie de la roue :

$$\sigma = V_{u2}/V_{2u\infty} \quad (\text{IV-7})$$

qui est aussi le rapport entre h_t et $h_{t\infty}$

Avec :

$$h_t = U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1} \quad (\text{IV-8})$$

$$h_{t\infty} = U_2 V_{u2\infty} - U_1 V_{u1\infty} \quad (\text{IV-9})$$

On donne à σ le nom de coefficient de glissement. Cette dernière représentation est la plus utilisée est la seule que nous citerons.

Elle est partiellement basée sur des considérations théoriques et s'écrit :

$$\sigma = 1 - (\text{Jl} \sin \beta_{2a} / z) \quad (\text{IV-10})$$

On notera que le rapport diamétral entre l'entrée et la sortie de la roue n'est pas pris en compte dans cette expression alors qu'il a un rôle évident, au moins lorsque r_1 tend vers r_2 .

On trouvera ci-après plusieurs expressions de $1/\sigma$ parmi les plus connues :

$$\text{- B.Eckert : } 1/\sigma = 1 + (\text{Jl} \sin \beta_{2a} / 2.z [1 - (r_1/r_2)]) \quad (\text{IV-11})$$

$$\text{- C.Pfleinderer : } 1/\sigma = 1 + (1.2 [1 + \sin \beta_{2a}] / z.[1 - (r_1/r_2)^2]) \quad (\text{IV-12})$$

$$\text{- B.Eck : } 1/\sigma = 1 + (1.5 + [1.1 (\beta_{2a} / 90)] / z.[1 - (r_1/r_2)]) \quad (\text{IV-13})$$

NB

Les expressions (12) et (13) conduisent aux meilleurs recouvrements avec l'expérience.

L'expression (12) tend à donner des valeurs de σ trop élevées et l'expression (13) des valeurs trop faibles.

N.B : De nombreux auteurs autres que ceux que nous venons de citer, ont proposé des méthodes ou des formules pour prédire V_{2u} connaissant $V_{2u\infty}$, et cela avec l'usage du coefficient de $1/\sigma$.

IV-4- Etude dimensionnelle :

Nous mesurons les dimensions principales de la roue avec pied à coulisse.

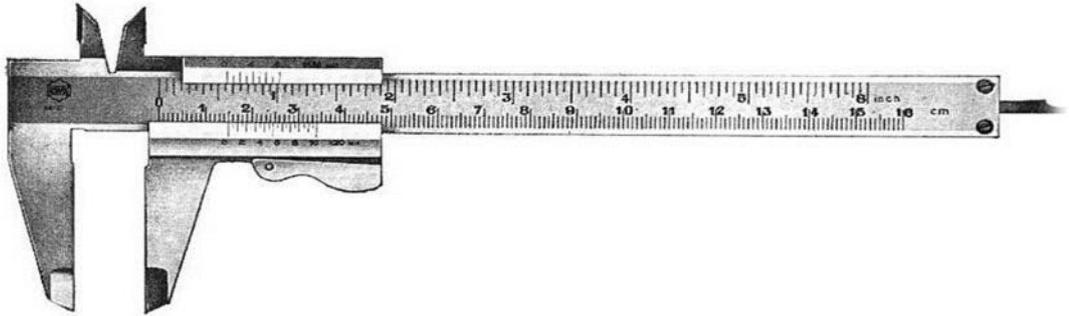


Figure IV-2 : pied à coulisse.

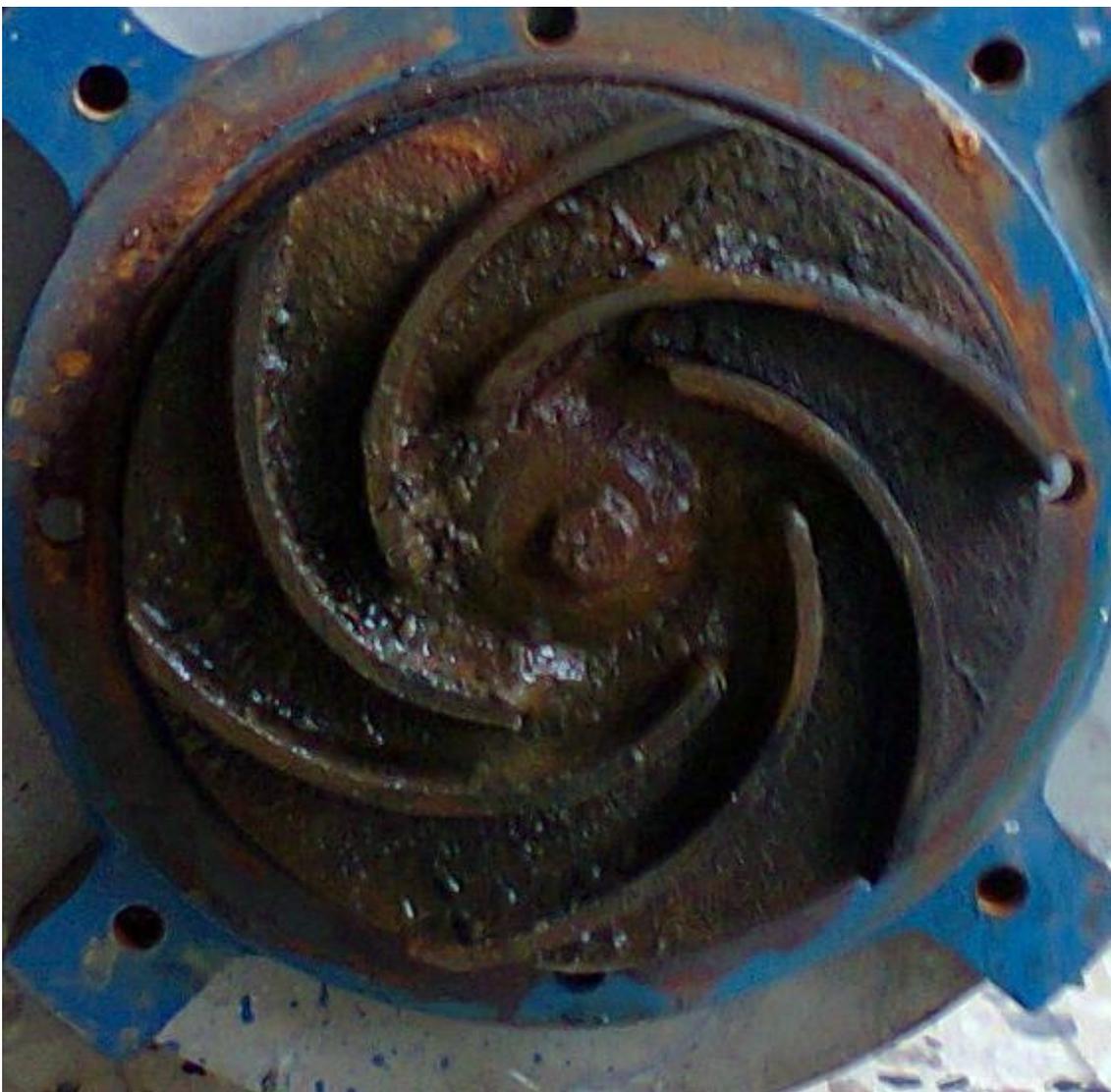


Figure IV-3 : photographie de la roue semi-ouverte de la pompe Mitidja 32.

Nous prenons trois mesures dans différents endroits de la roue, et nous prenons la moyenne.

Tableau IV-1 : dimensions et paramètres de pompe :

Type de pompe	Dimensions de la roue			Nombre		Des tubulures		
	D ₂ (mm)	D ₀ (mm)	d _m (mm)	D'entre d'aspiration	Etage cellul es	da (mm)	dr (mm)	Vitesse de rotation (tr/min)
p.c.r	110.1	44.4	22.0	1	1	44.4	44.2	2900
	110.0	44.3	22.2	1	1	44.3	44.4	
	110.2	44.2	22.1	1	1	44.2	44.4	
	110.1	44.3	22.1	1	1	44.3	44.3	

pcr : pompe centrifuge radial.

Résultats :

Pour calculer le débit et la charge que donnent les pompes étudiées on utilise des formules empiriques issues des lois de similitude des pompes centrifuges :

Pour le Débit :

$$\text{Le débit sera : } Q = \left(\frac{D}{K_D} \right)^3 n \cdot I_e ; \quad \text{et la charge : } H = i_c 3 \sqrt[3]{ \left(\frac{3,65n \sqrt{\frac{Q}{i_c}}}{n_s} \right)^4 }$$

Avec :

D : diamètre spécifique à l'entrée de la roue en (m) :

$$D = \sqrt{D_o^2 - d_m^2} \quad (\text{IV-14})$$

K_D : coefficient qui varie de 4 à 4,5 on prend K_D=4,20

n : vitesse de rotation

i_e : nombre d'entrées dans la pompe.

i_c : Nombre de cellules ;

n_s : vitesse spécifique [tr/min]. $n_s = f \left(\frac{D_r}{D_o} \right)$; on détermine n_s à partir de la courbe des vitesses spécifiques, nous prenons la calculer $n_s = n (Q^{1/2}/H^{3/4})$ ou elle est donnée par le constructeur.

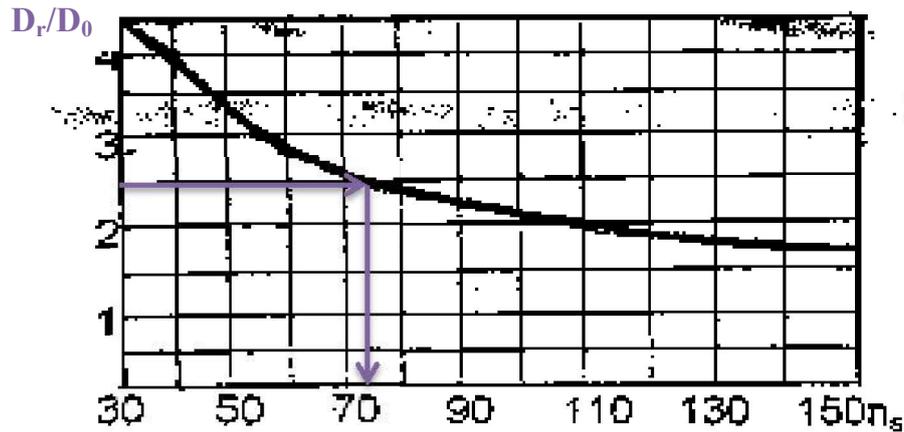


Figure IV-4 : courbe des vitesses spécifiques (catalogue poval).

On note les résultats dans le tableau ci-après :

Tableau IV-2 : résultats de calcul :

Type de pompe	n (tr/min)	D_r/D_0	n_s (tr/min)	H (m)	Q (m^3/h)
pcr	2900	2.49	74	12.70	7.96

pcr :pompe centrifuge radial .

VI-5- Théorème d'Euler:

Objectif de ce travail pour :

1. Renforcer les connaissances traitant le chapitre « écoulement du liquide dans la roue de pompe centrifuge » et déterminer la liaison entre les différentes vitesses v , v_r , v_u , w , u .
2. Déterminer la hauteur H moyennant les triangles des vitesses.

Représenter la roue réelle (échelle 1/1) et compléter le tableau IV-3 :

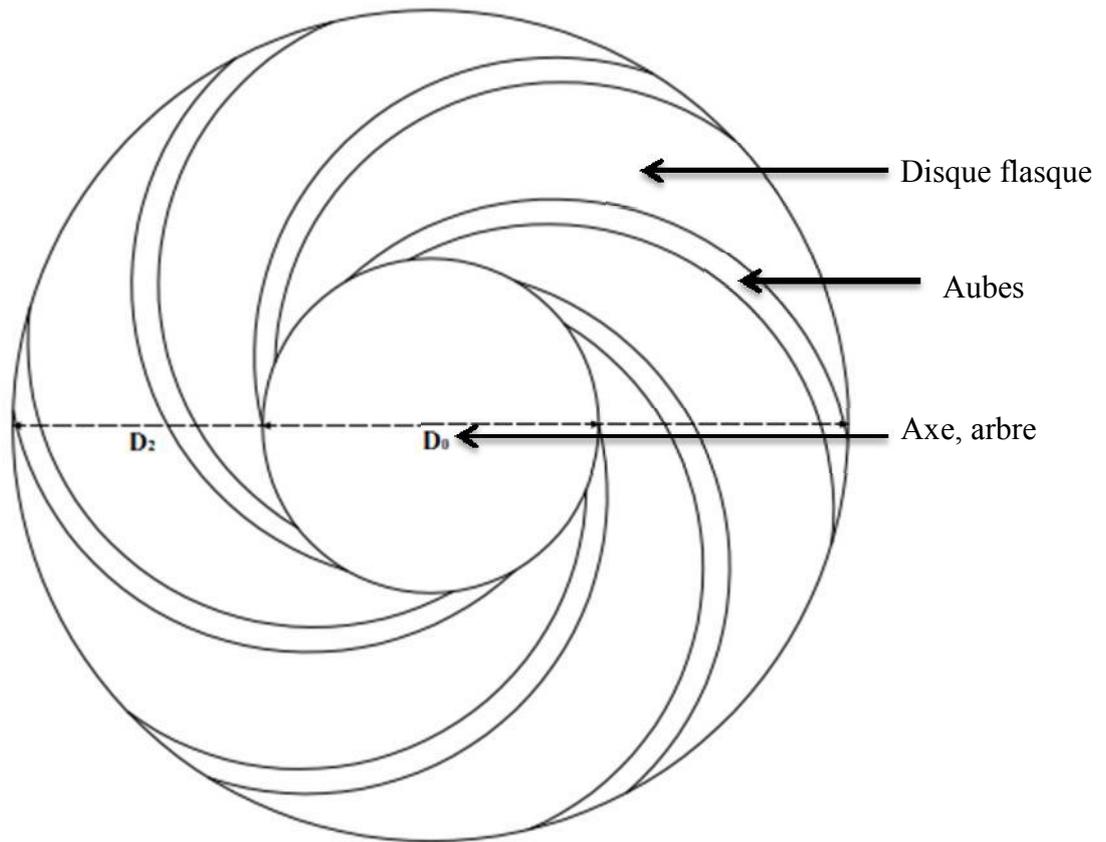


Figure IV-5 : Représentation la roue réelle.

On reprend la même roue et leur dimensions, et on procède aux mesure suivantes : épaisseurs ' δ ' des aubages, nombre d'aubages z , et angle d'entrée et de sortie de pompe, les résultats sont notés dans le tableau IV-3, et on note les vitesses de rotation n , la vitesse spécifique n_s , et le débit et la charge calculée par des formules empiriques dans le tableau IV-4:

Tableau IV-3 : dimensions et paramètres de pompe : représentation graphique :

D_2 (mm)	D_0 (mm)	D_1 (mm)	d_m (mm)	b_2 (mm)	δ_2 (mm)	z	β_{1a}	β_{2a}
110.1	110.1	40.0	22.1	6.10	3.50	6	18°	42°

Tableau IV-4 : données du constructeur :

Type de la pompe	n en tr/min	Q en m^3/h	H en m	η_v	η_h
1	2900	8	14	0.95	0.9

Résultats :**Tableau IV-5 :** résultats de calcul :

Q (m ³ /h)	U ₁ (m/s)	V _{1r} (m/s)	U ₂ (m/s)	V _{2r} (m/s)	V _{2u} (m/s)	p	V' _{2u} (m/s)	H _t (m)	H _{calc} (m)	ΔH (%)
8	6.07	2	16.72	1.12	15.48	1.385	11.13	18.97	17.07	10

Les valeurs calculées dans le tableau ci-dessus sont déterminé à partir du triangle des vitesses et par les formules suivantes :

a) Ecoulement de l'eau à l'entrée de la roue :

$$V_{1r} = \frac{4.Q}{\eta_v \cdot \pi (D_0^2 - d_m^2)}$$

Et $U = \omega r_1 = (2\pi n/60) (D_1/2) = \pi D_1 n/60$.

V₀ : vitesse d'entrée dans la roue.

V₁ : vitesse absolue à l'entrée de la roue.

V_{1r} : vitesse radiale.

U₁ : vitesse d'entraînement à l'entrée.

V₀=V₁=V_{1r} pour une pompe centrifuge radiale.

On établit le triangle des vitesses à l'entrée du canal de la roue :

$$\beta_1 = \arctg (V_1 / U_1)$$

$$\alpha_{at} = |\beta_{1a} - \beta_1|$$

β₁: angle d'entrée de l'aube.

β_{1a}: angle d'inclinaison de l'aube.

α_{at}: angle d'attaque.

b) Ecoulement de l'eau à la sortie de la roue :

On construit le triangle des vitesses :

$$V_{2r} = Q / \eta_v S_2$$

$$S_2 = 2\pi r_2 b_2 - (z b_2 \delta_2 / \sin \beta_{2a})$$

$$U_2 = \pi D_2 n / 60$$

$$V'_{2u} = V_{2u} / \sigma$$

Avec :

S₂ : surface de l'écoulement à la sortie de la roue.

V_{2u} : vitesse circumférentielle (théorique).

V'_{2u}: vitesse circumférentielle (réelle).

c) Détermination de la hauteur d'élévation de la pompe :

$$H_t = V'_{2u} U_2 / g$$
$$H_{\text{calc}} = H_t \eta_h$$

Représenter les triangles des vitesses à la sortie de la roue (échelle 1/1) :

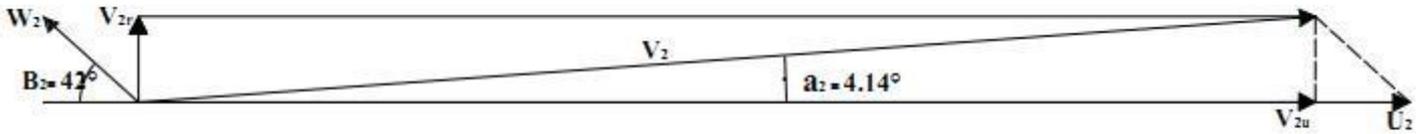
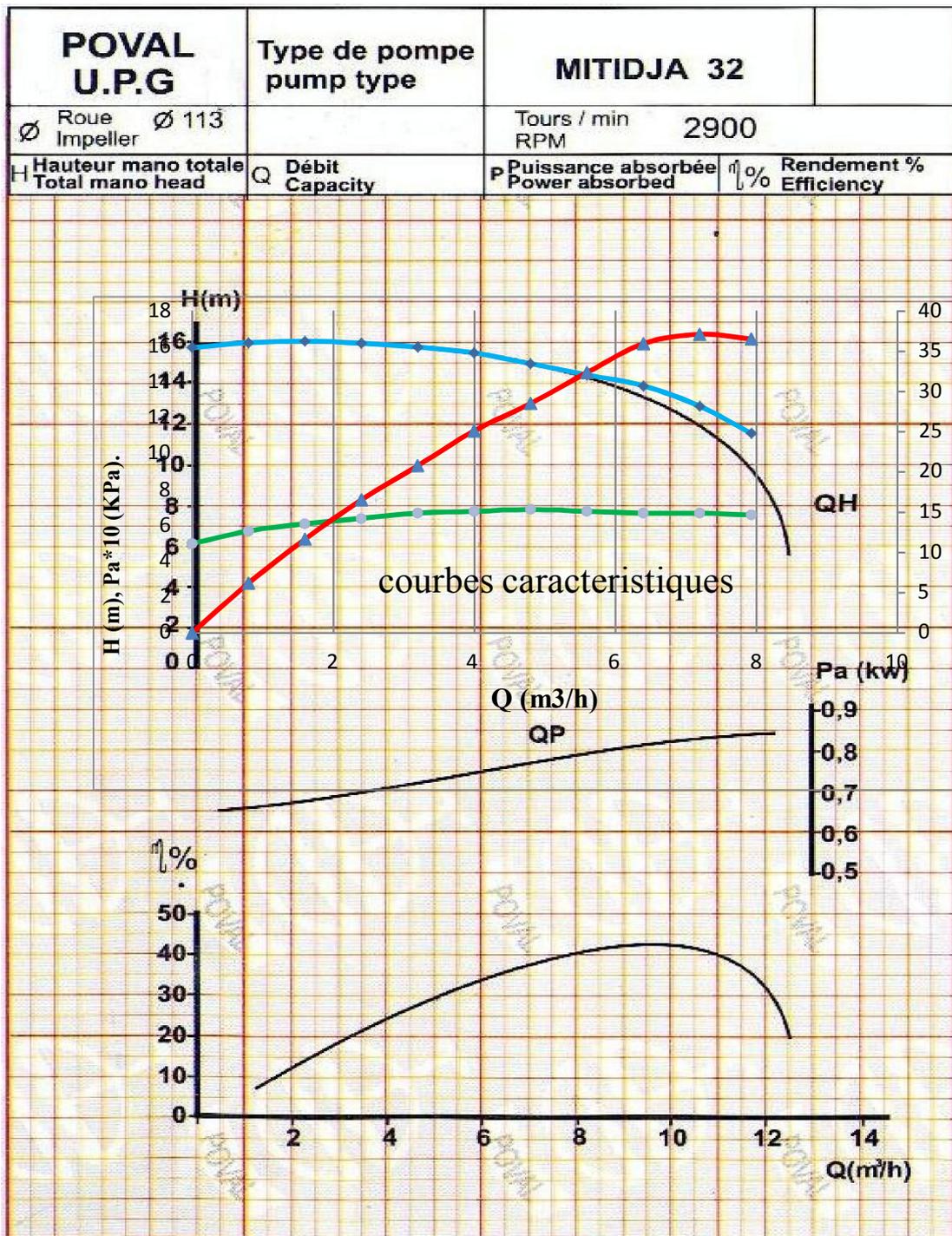


Figure IV-6 : Représentation des triangles des vitesses à la sortie de la roue.

IV-6-Etude comparative :



FigureIV-7 : Les courbes caractéristiques données par le constructeur de Mitidja32.

Les résultats sont regroupés dans le tableau IV.6 :

les caractéristiques hydrauliques	La charge H (m)	Le débit Q (m ³ /h)	Le rendement η (%)	ΔH (%)	ΔQ (%)	$\Delta \eta$ (%)
constructeur	14	8	42	/	/	/
l'analyse dimensionnelle	12.70	7.96	41.42	9.29	0.5	1.38
théorème d'Euler	17.07	8	55.96	21.93	0	33.24
Etude expérimentale	12.675	7.2	37.4	9.46	10	10.95

Interprétation des résultats :

Dans cette manipulation nous avons pu déterminer les caractéristiques de la pompe (débit et charge), et nous remarquons qu'il y a une légère différence entre les valeurs obtenus par des formules empiriques qui découlent de la loi des similitudes avec les valeurs calculés, ce qui est tout à fait normale car il y a toujours une erreur de mesure précise, d'autre part les calculs ont été fait sur la base d'une pompe parfaite c'est-à-dire que nous avons négligé les pertes de charges internes à la pompe (pertes par choc et pertes par frottement) donc théoriquement et expérimentalement, il y aurait une erreur mais à un degré près.

Nous remarquons que la courbure des aubes jouent un rôle primordial sur les performances de la pompe ainsi que la rugosité du matériel utilisé, par un usinage, et un dimensionnement, entre autre l'équilibrage de la roue et l'installation de la pompe par rapport au plan d'eau d'aspiration.

IV-7-Conclusion :

Au terme de ce chapitre il vient à conclure que l'aspect géométrique de la roue ou plus exactement sa courbure à l'entrée et à la sortie est d'une importance majeure, car elle permet de définir le triangle des vitesses à ces deux endroits.

Ce fameux triangle des vitesses influence directement la hauteur et la puissance dans la roue d'une turbomachine, donc inévitablement son rendement.

Ceci est dit, il faudrait choisir la meilleure disposition géométrique à une roue afin d'assurer la charge et la puissance nécessaire pour son bon fonctionnement ultérieur du dispositif.

CONCLUSION GENERALE

Notre travail a été effectuée pour donner une idée sur la construction des courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge, pour voir les performances de la pompe tel que : plage de bon fonctionnement, débit nominal, hauteur nominale, rendement optimal.

La connaissance de la plage de bon fonctionnement, des caractéristiques des pompes, et de la hauteur d'aspiration admissible nous conduit à une bonne installation, afin d'éviter les problèmes non souhaitables sur les pompes centrifuges tel que la cavitation.

Dans la partie expérimentale, nous avons réalisé manuellement des expériences sur une pompe centrifuge, à l'aide d'outils disponibles, cette démarche est basée sur la réalisation des essais sur les pompes à l'aide d'un banc d'essai que nous avons conçu au niveau du laboratoire de pompes, ensuite nous avons construit les courbes caractéristiques de cette pompe et leur plage de bon fonctionnement, tel que nous avons constaté clairement une différence de performance de cette pompe.

En fin, le domaine des pompes reste très vaste et pour lui en venir en plus de développement, il faudra lancer en tout angle des recherches, afin d'aboutir à des performances meilleures, ainsi de bonne longévité et des coûts minimales.

Nous remarquons que la courbure des aubes jouent un rôle primordial sur les performances de la pompe ainsi que la rugosité du matériel utilisé, par un usinage, et un dimensionnement, entre autre l'équilibrage de la roue et l'installation de la pompe par rapport au plan d'eau d'aspiration.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] : **CARLIER, M.** (1968). Machines hydrauliques. France : ENGRFE.P 25, 32,48.
- [2] : **LENCASTRE, Armando.** (1999).Hydraulique générale. Paris : Eyrolles. P 128,147.
- [3] : **Michel, Hug.** (1975).Mécanique des fluides appliquée aux problèmes d'aménagement et d'énergétique. France : Eyrolles. P 65.64.
- [4] **CARLIER, M.**(1972). Hydraulique générale et appliquée. Paris : Eyrolles.P 82.83.84.
- [5] **REY, Robert. POULAIN, Jean.** (1996). Pompes rotodynamiques. Paris : Techniques de l'Ingénieur P 120,122.
- [6] **Pierre-Louis, Viollet.** (2005). Histoire de l'énergie hydraulique : moulins, pompes, roues et turbines de l'Antiquité au XXème siècle [archive]. P 128.129
- [7] **Michel-Rapinat.** (2005). Les stations de pompage d'eau. Paris : Eyrolles. P 26.27.