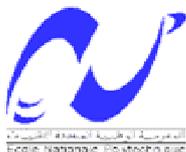


REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEURE ET DE LA  
RECHERCHE SCIENTIFIQUE



**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**

*Département de l'hydraulique*

**LABORATOIRE DE RECHERCHES DES SCIENCES DE L'EAU  
(LRS -EAU)**

**THESE DE DOCTORAT D'ETAT**

Spécialité : Hydraulique

*Présentée par*

***KHODJET -KESBA Omar***

*Ingénieur d'état et Magister*

*Sur le thème :*

***IMPACT DE L'EROSION DE CAVITATION SUR LE  
COMPORTEMENT HYDRODYNAMIQUE ET LA CHUTE  
DES PERFORMANCES D'UNE POMPE CENTRIFUGE***

Soutenu publiquement le 16 décembre 2007 devant le Jury composé de :

M <sup>r</sup> . <b>KERBACHI</b> Rabah	Professeur, ENP,	Président
M <sup>r</sup> . <b>KETTAB</b> Ahmed	Professeur, ENP,	Rapporteur
M <sup>r</sup> . <b>BEZZINA</b> Mohamed	Professeur, USD,	Examineur
M <sup>r</sup> . <b>BOUABDELLAH</b> Mabrouk	Professeur, ENP,	Examineur
M <sup>r</sup> . <b>BESSENASSE</b> Mohamed	Maître de Conf., USD,	Examineur
M <sup>r</sup> . <b>SALAH</b> Boualem	Maître de Conf., ENSH,	Invité
M <sup>r</sup> . <b>GUELLOUMA</b> Mohamed	Chef de Dep <sup>t</sup> . Exploitation, POVAL,	Invité

## ملخص

إن هذا العمل المنجز، اعتمدنا فيه على دراسة تجريبية للأثر الفيزيائي للتآكل التجويفي بفعل الوضعية الهيدروديناميكية و قدرات المضخات ذات الطرد المركزي. التطرف للبيولوجيا المتعلقة بالأعمال السابقة التي لم تذكر في التحاليل الرئيسية للمقاييس و كذلك الأثر الحقيقي و التطبيقي للتجاويف. حركية الفقاعات ثم الشروط الهيدروديناميكية للتآكل بواسطة الحت على مستوى المضخات ذات الطرد المركزي. النتائج الهامة التي توصلنا إليها من خلال أثر التآكل بواسطة الحت التي تحدث في المقياس الممثل بواسطة انخفاض قدرات المضخات بمختلف أنواعها. هذا الذي يؤثر على وزن مختلف العجلات. الظاهرة هذه لا يمكن الحصول عليها إلا بواسطة القياس، انخفاض القدرات التي ستسجل و أيضا الخصائص المتعلقة بالتشغيل و المميزات الميكانيكية.

**الكلمات الرمزية:** - التجويف - التلف - التآكل - الحت - المواد - القدرات -

## Résumé

Le présent travail consiste à étudier expérimentalement l'impact physique de l'érosion cavitationnelle sur le comportement hydrodynamique et les performances des pompes centrifuges.

L'aperçu bibliographique sur les travaux antérieurs n'a pas explicité amplement l'analyse des principaux paramètres tel que l'effet réel et pratique de la cavitation, la dynamique de la bulle et par la suite les conditions hydrodynamiques de l'érosion par abrasion au niveau d'une pompe centrifuge, les résultants importants mis en évidence durant l'effet de l'érosion par abrasion ou résident sur le paramètre prépondérant représenté par les chutes performances des différentes pompes, ce qui influe sur le poids des différentes roues. Ce phénomène ne pourra être obtenu que par mesure, des chutes de performances qui peuvent répercuter également sur les caractéristiques de fonctionnement et la tenue mécanique.

**Mots-clés** - Cavitation – usure – érosion – abrasion – matériaux – performances.

## Abstract

The present work consists of the study of the physical impact of the cavitation erosion on the hydrodynamic behaviour and the performances decrease of the centrifuge pump. This study, more experimental, has not been tackled fully through the bibliographic view, and based on the previous works, from first sight on the analysis of the principal parameters such as the real and practical effect of the cavitation on a pump, the bull dynamic and then studying the hydrodynamic conditions of erosion by abrasion.

The important results during the erosion by abrasion have shown the obtention of a single impact of a great dimension on the performances decrease of different pumps.

It is a mean which allows to choose the decrease measure, impact usure on the weight of different wheels. An effect correlation of erosive cavitation by abrasion of different materials is visible on the functioning characteristic and the mechanic standing.

**Key words** - cavitation - usure - erosion - abrasion - materials - performances.

## Avant propos

Cette étude a été réalisée au Service des Turbomachines pour les Applications Industrielles, POVAL, des différentes stations de pompage d'eau, gaz, pétrole, etc.

Je remercie Monsieur **A.KETTAB** pour m'avoir accepté au sein de son laboratoire de recherche LRS-EAU, a su me faire bénéficier de sa longue expérience.

Je lui exprime ma sincère reconnaissance pour son soutien moral précieux, sa compétence et son esprit de synthèse.

Je remercie Monsieur le professeur **KERBACHI RABAH** de l'Ecole Nationale Polytechnique, d'avoir bien voulu me faire l'honneur de participer à la présidence du jury de thèse.

Monsieur **BEZZINA** Mohamed, Monsieur **BOUABDELLAH** Mabrouk Professeurs à l'Université de Blida et à l'Ecole Nationale Polytechnique, ainsi que Monsieur **BESSENASSE** Mohamed, Maître de conférence à l'Université de Blida, ont accepté de participer au jugement de ce travail et d'en être les rapporteurs. Qu'ils trouvent ici l'expression de mes vifs remerciements !

Ma reconnaissance va également à Monsieur **SALAH** Boualem, Maître de Conférence à l'ENSH, pour sa grande contribution dans l'élaboration de ce travail, son sens critique et les conseils pertinents qu'il m'a prodigués durant ma thèse m'ont permis d'améliorer ma méthode de travail.

J'exprime ici ma profonde amitié à Messieurs: **N.ABAD**, **M.GACEM**: Directeur Marketing -EPE- POVAL ; **KETFI** Mahfoud, **KADIR** Omar .... je les remercie profondément pour les nombreux services qu'ils m'ont rendus, et je leur souhaite toute la réussite qu'il mérite.

Je remercie particulièrement les agences nationales : A.G.E.P., A.G.I.D., POVAL, SAER Electropompe (S.a.r.l. M<sup>f</sup>. **Tahraoui**) etc. d'avoir gracieusement accepté de mettre à notre disposition le personnel et le matériel nécessaire aux essais et constats des différentes pompes dans les stations de pompage.

Je teins particulièrement à saluer tout le corps technique de l'Ecole Nationale Supérieure de l'Hydraulique et l'Université de Mascara, avec qui j'ai collaboré, dont la participation active à la réalisation des différents bancs d'essai, et au dépouillement des films, le service de visualisation dont je remercie plus particulièrement Monsieur **HALIMI** Hassane, pour sa disponibilité.

Monsieur **A.HEBBOUCHE** Maître-assistant et Monsieur **GUELLOUMA** Mohamed, Chef de Département Exploitation, (POVAL) pour avoir bien voulu accepter mon invitation.

Une pensée à ma famille qui m'a soutenue et encouragé tout au long de ces années de travail.

## Consistance et volume de travail

La thèse est composée d'un résumé, d'une nomenclature, d'une introduction, et de **06** chapitres (Théorie, expériences, résultats, synthèses) Une liste bibliographique de **68** ouvrages ( documents, revues, articles scientifiques et techniques) ainsi qu'une annexe.

Elle contient deux cent pages, est illustrée par **50** (photos et figures) et **40** tableaux de résultats expérimentaux.

### **CHAPITRE I. Etat naturel des connaissances sur l'endommagement des pompes centrifuges.**

#### **Constat de la pompe expérimentée; matériaux constitutifs des pompes Synthèse**

1.Introduction.....	20
2.Idées de base.....	20
3.Dispositif expérimental.....	21
4.Constat de la pompe expérimentale.....	26
5.Conclusion.....	22
6.Usure cavitationnelle des pompes centrifuges.....	31
6.1 . Matériaux constitutifs des pompes centrifuges.....	32
6.2 . Caractéristiques des matériaux.....	34
7.Synthèse.....	35

### **CHAPITRE II. Etude du phénomène de cavitation**

1 . Historique.....	37
1 . 1 . Introduction.....	38
1 . 2 . Définition de la cavitation.....	38
2 . Situation d apparition de la cavitation.	
2 . 1 . Critères de description de la cavitation.....	38
2 . 2 . Formes diverses des cavités de vapeur.....	40
2 . 3 . Régimes de cavitation.....	40
2 . 4 . Pression de vapeur saturante.....	41
3 . Conséquences de la cavitation sur les systèmes hydrauliques.....	41
4 . Application de la cavitation.....	42
5 . Paramètres adimensionnels en cavitation.	
5 . 1 . Le paramètre de cavitation $\sigma_v$ pour une pompe.....	42
5 . 2 . Le paramètre de cavitation $\sigma_v$ pour une turbine.....	42
5 . 3 . Le paramètre de cavitation limite $\sigma_{vi}$ .....	43
5 . 4 . La dépression relative de la cavité $\sigma_c$ .....	43
6 . Conclusion.....	43

### **CHAPITRE III. Etude expérimentale et théorique**

1 . Conception d'un banc d'études didactique .....	45
2 . Interprétation des résultats.....	53
3 . Aspiration d'une pompe centrifuge.	
3 . 1 . Capacité pratique d'aspiration.....	53
4 . $(NPSH)_{requis}$ et $(NPSH)_{disponible}$ .....	54
5 . Calcul pratique de $(NPSH)_{disponible}$ et $(NPSH)_{requis}$ .	
5 . 1 . Charge absolue minimale admissible à l'aspiration $(NPSH)_d...$	56
5 . 2 . Charge absolue maximale admissible à l'aspiration $(NPSH)_r...$	57

#### **Calage d'une pompe centrifuge sans le risque de cavitation**

6 . Calage d'une pompe par rapport au plan d'eau d'aspiration.	
6 . 1 . Introduction.....	59
6 . 2 . Méthodes de mesure et résultats.....	61
6 . 3 . Conclusion.....	64

#### **Essais de cavitation**

7 . Essais de cavitation d'une pompe centrifuge.....	64
8 . Méthodes de mesure et résultats.	
8 . 1 . Résultats expérimentaux.....	65
8 . 2 . Résultats théoriques.....	66
8 . 3 . Interprétation des résultats.....	67
8 . 4 . Conclusion.....	68

#### **Résultats expérimentaux**

9 . Résultats des essais expérimentaux.....	71
---	----

#### **Résultats théoriques**

10 . Résultats théoriques et construction des courbes.....	79
11 . Conclusion .....	87

### **CHAPITRE IV. Visualisation de l'écoulement du phénomène de Cavitation**

#### **Description des photos sur la visualisation de la cavitation**

1 . But de l'expérimentation.....	89
2 . Principe de fonctionnement du banc d'essai et description.....	90
3 . Procédé expérimental.....	91
4 . Théorie.....	92

5 . Calculs et résultats.	
5 . 1 . Banc d'essai du laboratoire de pompes et stations de pompage de l'Ecole Nationale Supérieure de l'Hydraulique.....	94
5 . 2 . Banc d'essai du laboratoire de pompes et stations de pompage de l'Université de Mascara.....	95
5 . 3 . Interprétations.....	96
6 . Visualisation de la cavitation.	
6 . 1 . Description des photos sur la visualisation de la cavitation.....	98
7 . Conclusion.....	100

## **CHAPITRE V. Dynamique de la bulle**

1 . Introduction.....	102
2 . Naissance de la cavitation.....	102
3 . L'équation de RAYLEIGH-PLESSET.	
3 . 1 . Formulation.....	103
3 . 2 . Pression de gaz.....	104
3 . 3 . Rayon critique et pression critique.....	105
3 . 4 . Traitement de l'équation de RAYLEIGH – PLESSET.....	106
3 . 5 . Evolution de la bulle.....	108
4 . Résolution numérique de l'équation de RAYLEIGH – PLESSET.	108
5 . Organisation informatique.	
5 . 1 . Séquences de calcul.....	109
5 . 2 . Listing du programme.....	109
5 . 3 . Organigramme .....	110
6 . Exemples d'application.	
6 . 1 . Exemple sur l'équilibre de la bulle.....	111
6 . 2 . Exemple sur l'évolution de la bulle après un saut de pression.	
7 . Interprétation des résultats.....	111
8 . Conclusion.....	111

## **CHAPITRE VI. Phénomène de l'érosion par abrasion**

1 . Phénomène de l'abrasion.	
1 . 1 . Introduction.....	115
1 . 2 . Conditions d'apparition de l'abrasion.....	115
2 . Facteurs de l'érosion abrasive.	
2 . 1 . Influence de la dureté des matériaux érodés.....	116
2 . 2 . Influence de l'orientation géométrique des particules abrasives.	117
2 . 3 . Influence des diamètres des particules.....	117
2 . 4 . Influence de la vitesse des particules abrasives.....	118
2 . 5 . Influence de l'ambiance.....	119
3 . Phénomène d'abrasion dans les pompes centrifuges.	
3 . 1 . Erosion par abrasion.....	119
3 . 2 . Mécanique de l'érosion par abrasion.....	120
3 . 3 . Bruits et vibrations.....	120
3 . 4 . Bruits d'abrasion.....	120

3.5. Vibrations de l'abrasion.....	120
4. Facteurs influents sur le degré d'érosion.	
4.1. Influence de la vitesse de rotation.....	120
4.2. Particules contenues dans l'eau.....	121
4.3. Nature minérale des particules.....	121
4.4. Quantité.....	121
4.5. Influence de la nature des matériaux.....	122
5. Endroit d'attaque de l'abrasion dans les pompes.....	123
6. Pertes de performances hydrauliques.....	123
7. Conclusion.....	124
8. Etude expérimentale sur les chutes de performances.	
8.1. Introduction.....	125
8.2. Méthodologie de l'expérimentation.....	125
8.3. Boucle d'essai.....	126
8.4. Utilité du banc d'essai.....	126
8.5. Critique du banc d'essai de POVAL de Berrouaghia.....	126
8.6. Caractéristiques et constitution de la pompe choisie.....	126
8.7. Constitution de la pompe étudiée.....	126
8.8. Moteur d'entraînement.....	127
8.9. Description de la roue choisie pour les essais.....	128
8.10. Description du sable utilisé.....	128
9. Manipulation.....	128
10. Grandeurs calculées.	
10.1. Hauteur manométrique totale ( $H_{M,T}$ ).....	128
10.2. Puissance absorbée ( $P_{abs}$ ).....	128
10.3. Puissance utile ( $P_{ut}$ ).....	128
10.4. Rendement de la pompe $\eta_p$ (%).....	128
10.5. Chute de la hauteur manométrique totale $\Delta H$ (%).....	128
10.6. Chute de débit $\Delta Q$ (%).....	128
10.7. Chute de rendement $\Delta \eta$ (%).....	128
10.8. Perte de masse $\Delta m$ (%).....	128
10.9. Description de la roue après les essais.....	128
11. Calculs et résultats.....	131
12. Tracés des graphiques.....	133
13. Interprétation des graphes de la pompe 80 NVA 230 8.	
13.1. Graphe de la figure VI.11 ,12.....	138
13.2. Graphe de la figure VI.13 , 14.....	138
13.3. Graphe de la figure VI.15,16,17.....	139
14. Conclusion.....	140
15. Conclusion générale.....	140
16. Recommandations.....	141
Bibliographie.....	142
Annexes	

## LISTE DES FIGURES

<b>Titres</b>	<b>N° Pages</b>
<b>Fig.I.1</b> Banc d'essai d'expérimentation.	<b>23</b>
<b>Fig.I.2</b> Coupe de la pompe centrifuge radiale.	<b>24</b>
<b>Fig.I.3</b> Différents types de presse-étoupe.	<b>25</b>
<b>Photo I.1</b> Roue fermée radiale endommagée par l'érosion de cavitation.	<b>27</b>
<b>Photo I.2</b> Roue fermée semi-axiale endommagée par l'érosion d'abrasion.	<b>28</b>
<b>Photo I.3</b> Roue fermée radiale endommagée par l'érosion de cavitation et la corrosion.	<b>29</b>
<b>Photo I.4</b> Roue fermée radiale d'une pompe multicellulaire à axe horizontal endommagée par l'érosion de cavitation.	<b>30</b>
<b>Fig.II.1</b> Cavitation par poches attachées.	<b>39</b>
<b>Fig.II.2</b> Cavitation par bulles séparées.	<b>39</b>
<b>Fig.II.3</b> Courbe de changement de phase.	<b>41</b>
<b>Fig.III.1</b> Schéma du banc d'essai universel.	<b>46</b>
<b>Fig.III.2</b> Construction des courbes caractéristiques.	<b>50</b>
<b>Fig.III.3</b> Installation d'une pompe en dépression	<b>55</b>
<b>Fig.III.4</b> (NPSH) disponible et requis.	<b>57</b>
<b>Fig.III.5</b> Croquis pour déterminer (NPSH) disponible ; (cas du fonctionnement en aspiration).	<b>60</b>
<b>Fig.III.6</b> Croquis pour déterminer (NPSH) disponible ; (cas du fonctionnement en charge)	<b>62</b>
<b>Fig.III.7 a)</b> Construction des caractéristiques de la cavitation	<b>79</b>
<b>Fig.III.7 b)</b> Construction des caractéristiques de la cavitation.	<b>80</b>
<b>Fig.III.7 c)</b> Construction des caractéristiques de la cavitation	<b>81</b>
<b>Fig.III.8</b> Construction des courbes caractéristiques.	<b>83</b>
<b>Fig.III.9</b> Construction des courbes caractéristiques expérimentales.	<b>84</b>
<b>Fig.III.10</b> Construction des courbes caractéristiques théoriques.	<b>86</b>

<b>Fig.IV.1</b>	Dispositif de mise en évidence de la cavitation. ( tube de venturi)	<b>90</b>
<b>Fig.IV.2</b>	Appareil de visualisation de la cavitation.	<b>91</b>
<b>Fig.IV.3</b>	Banc d'essai expérimental pour la visualisation de la cavitation .ENSH.	<b>91</b>
<b>Fig.IV.4</b>	Banc d'essai expérimental pour la visualisation de la cavitation .Université de Mascara .	<b>91</b>
<b>Fig.IV.5</b>	Dispositif de mise en évidence de la cavitation.	<b>92</b>
<b>Fig.IV.6</b>	Courbe $P_1/\rho g$ en fonction de $V_1^2/2g$ (ENSH)	<b>95</b>
<b>Fig.IV.7</b>	Courbe $P_1/\rho g$ en fonction de $V_1^2/2g$ (Université de Mascara)	<b>96</b>
<b>Fig.IV.8</b>	Photos de la visualisation de la cavitation (ENSH).	<b>99</b>
<b>Fig.V.1</b>	Représentation de la bulle à l'instant 't'	<b>103</b>
<b>Fig.V.2</b>	Equilibre du germe sphérique	<b>105</b>
<b>Fig.V.3</b>	Equilibre de la bulle	<b>112</b>
<b>Fig.V.4</b>	Evolution de la bulle après un saut de pression	<b>113</b>
<b>Fig.VI.1</b>	Résistance à l'usure par des matériaux purs et un acier à 83% de carbone .	<b>143</b>
<b>Fig.VI.2</b>	Angle d'attaque d'une particule	<b>117</b>
<b>Fig.VI.3</b>	Section droite du sillon en fonction de l'angle d'attaque.	<b>117</b>
<b>Fig.VI.4</b>	Perte par érosion en fonction de la taille des particules érosives de quartz .	<b>117</b>
<b>Fig.VI.5</b>	Perte de masse par érosion en fonction de la vitesse des particules érosives .	<b>118</b>
<b>Fig.VI.6</b>	Conséquences de l'érosion abrasive sur les roues.	<b>130</b>
<b>Fig.VI.7</b>	Courbes caractéristiques de la pompe dont la roue est neuve	<b>134</b>
<b>Fig.VI.8</b>	Courbes caractéristiques de la pompe après fonctionnement de 60 heures en régime abrasif .	<b>134</b>
<b>Fig.VI.9</b>	Courbes caractéristiques de la pompe après fonctionnement de 165 heures en régime abrasif .	<b>135</b>
<b>Fig.VI.10</b>	Courbes caractéristiques de la pompe après fonctionnement de 196 heures en régime abrasif .	<b>135</b>
<b>Fig.VI.11</b>	Courbes des hauteurs manométriques totales de quatre essais.	<b>136</b>
<b>Fig.VI.12</b>	Courbes des puissances absorbées des quatre essais.	<b>136</b>
<b>Fig.VI.13</b>	Courbes des rendements des quatre essais.	<b>136</b>
<b>Fig.VI.14</b>	Courbe de chute de débit.	<b>137</b>
<b>Fig.VI.15</b>	Courbe de chute de la hauteur.	<b>137</b>
<b>Fig.VI.16</b>	Courbe de chute de rendement.	<b>137</b>
<b>Fig.VI.17</b>	Courbe de la perte de masse.	<b>137</b>

## LISTE DES TABLEAUX

Titres	N° Pages
<b>Tableau I.1</b> Différents modes d'usure des pièces d'une pompe centrifuge	<b>26</b>
<b>Tableau I.2</b> Matériaux des principaux éléments de la pompe	<b>33</b>
<b>Tableau I.3</b> Caractéristiques des fontes grises.	<b>34</b>
<b>Tableau III.1</b> Fiche technique du banc d'essai.	<b>47</b>
<b>Tableau III.2</b> Feuille de lecture.	<b>48</b>
<b>Tableau III.3</b> Construction des courbes caractéristiques.	<b>49</b>
<b>Tableau III.4</b> Résultats des essais (caractéristiques de la pompe, $n=2900$ t/min)	<b>51</b>
<b>Tableau III.5</b> Résultats des essais caractéristiques de la pompe, $n=1450$ t/min)	<b>51</b>
<b>Tableau III.6</b> Interprétation des résultats.	<b>52</b>
<b>Tableau III.7</b> Tension de vapeur d'eau en fonction de la $t^\circ$ de l'eau.	<b>63</b>
<b>Tableau III.8</b> Pression atmosphérique en fonction de la côte absolue du lieu.	<b>63</b>
<b>Tableau III.9</b> Coefficient 'a' fonction de la hauteur critique $\Delta h_{crit}$ .	<b>65</b>
<b>Tableau III.10</b> Coefficient de vitesse spécifique en fonction des diamètres de la roue .	<b>65</b>
<b>Tableau III.11</b> Récapitulatif des résultats expérimentaux et théoriques : Interprétation des résultats	<b>67</b>
<b>Tableau III.12</b> Construction des courbes cavitationnelles .	<b>69</b>
<b>Tableau III.13</b> Construction des courbes cavitationnelles $(NPSH)_r - Q$	<b>70</b>
<b>Tableau III.14</b> Résultats des essais expérimentaux : pour $Q = 3.22$ l/s	<b>71</b>
<b>Tableau III.15</b> Résultats des essais expérimentaux : pour $Q = 4.22$ l/s	<b>72</b>
<b>Tableau III.16</b> Résultats des essais expérimentaux : pour $Q = 5$ l/s	<b>73</b>
<b>Tableau III.17</b> Résultats des essais expérimentaux : pour $Q = 5.77$ l/s	<b>74</b>
<b>Tableau III.18</b> Résultats des essais expérimentaux : pour $Q = 6$ l/s	<b>75</b>
<b>Tableau III.19</b> Résultats des essais expérimentaux : pour $Q = 7.31$ l/s	<b>76</b>
<b>Tableau III.20</b> Résultats des essais expérimentaux : pour $Q = 7.89$ l/s	<b>77</b>
<b>Tableau III.21</b> Résultats des essais expérimentaux : pour $Q = 8.82$ l/s	<b>78</b>
<b>Tableau III.22</b> Construction des courbes cavitationnelles : (résultats expérimentaux)	<b>82</b>
<b>Tableau III.23</b> Construction des courbes cavitationnelles : (résultats théoriques)	<b>85</b>
<b>Tableau IV.1</b> Comparaison entre deux bancs d'essais.	<b>90</b>
<b>Tableau IV.2</b> Résultats des essais effectués sur le banc d'essai de l'ENSH.	<b>94</b>
<b>Tableau IV.3</b> Résultats des essais effectués sur le banc d'essai de l'Université de Mascara .	<b>95</b>
<b>Tableau VI.1</b> Composition et densité du sable présent dans l'eau.	<b>121</b>
<b>Tableau VI.2</b> Diamètre et quantité des particules présentes lors du pompage .	<b>121</b>
<b>Tableau VI.3</b> Influence de l'abrasion sur le matériau.	<b>122</b>
<b>Tableau VI.4</b> Matériaux constituant les principales pièces de la pompe.	<b>127</b>
<b>Tableau VI.5</b> Résultats et calculs du premier essai.	<b>131</b>
<b>Tableau VI.6</b> Résultats et calculs du deuxième essai.	<b>131</b>
<b>Tableau VI.7</b> Résultats et calculs du troisième essai.	<b>132</b>
<b>Tableau VI.8</b> Résultats et calculs du quatrième essai.	<b>132</b>
<b>Tableau VI.9</b> Points optimaux.	<b>133</b>
<b>Tableau VI.10</b> Chute des performances hydrauliques.	<b>133</b>

## NOMENCLATURE

<b>a</b>	Constante,
<b>c</b>	Célérité du son dans l'eau : <b>1504 m/s</b> ou <b>5414 km/h</b> dans le vide : <b>0 m/s</b> ,dans l'air : <b>340 m/s</b> ou <b>1224 km/h</b> Célérité du son dans l'acier : <b>5850 m/s</b> ou <b>21060 km/h</b>
<b>Do</b>	Diamètre de l'ouïe de la roue (m),
<b>D1</b>	Diamètre intérieur de la roue (m),
<b>D2</b>	Diamètre extérieur de la roue (m),
<b>dm</b>	Diamètre du moyeu (m) ,
<b>E</b>	Energie (J),
<b>F</b>	Coefficient de frottement,
<b>g</b>	Accélération de la pesanteur ( $9,81\text{m/s}^2$ ),
<b>h<sub>a</sub></b>	Hauteur d'aspiration (m),
<b>h<sub>a</sub><sup>ad</sup></b>	Hauteur d'aspiration admissible (m),
<b>h<sub>vac</sub></b>	Hauteur vacumétrique (m),
<b>Σh<sub>sp</sub></b>	Somme des pertes de charge aspiration (m),
<b>Σh<sub>pref</sub></b>	Somme des pertes de charge refoulement (m),
<b>H<sub>MT</sub></b>	Hauteur Manométrique Totale (m),
<b>I</b>	Intensité de courant (A),
<b>Le</b>	Longueur de l'écoulement (m),
<b>l</b>	Longueur de cavité (m) ,
<b>L</b>	Chaleur latente de vaporisation (J/Kg),
<b>m</b>	Débit massique du fluide (Kg/s),
<b>n</b>	Vitesse de rotation de la pompe (t/min),
<b>P</b>	Pression d'impact,
<b>P<sub>c</sub></b>	Pression critique, pression dans la cavité (P <sub>a</sub> ),
<b>P<sub>r</sub></b>	Pression à l'intérieur de la veine,
<b>P<sub>min</sub></b>	Pression minimale (P <sub>a</sub> ),
<b>P<sub>v</sub> = h<sub>v</sub></b>	Pression de vapeur,
<b>P<sub>0</sub></b>	Pression à t = 0 du milieu (P <sub>a</sub> ),
<b>P<sub>g</sub></b>	Pression des gaz,
<b>P<sub>u</sub></b>	Puissance utile (kW),
<b>P<sub>abs</sub></b>	Puissance absorbée (kW),
<b>Q</b>	Débit (m <sup>3</sup> /s),
<b>r</b>	Rayon de la bulle,
<b>R<sub>c</sub></b>	Rayon critique,
<b>T</b>	Température (°c),
<b>T<sub>f</sub></b>	Facteur de temps (s),
<b>U<sub>r</sub></b>	Vitesse radiale (m/s),
<b>V<sub>c</sub></b>	Volume de la cavité,
<b>V<sub>d</sub></b>	Volume total déformé,
<b>V</b>	Vitesse absolue (m/s),
<b>V<sub>ah</sub></b>	Débit volumétrique de l'air humide (m <sup>3</sup> /s),
<b>W</b>	Vitesse relative (m/s),
<b>Z</b>	Dénivellation entre deux prises d'appareils de mesure (m),
<b>(NPSE)</b>	Energie massique nette à l'aspiration,
<b>(NPSH)</b>	Net Positive Suction Head,
<b>(NPSH)<sub>r</sub></b>	Charge nette d'aspiration requise (m),
<b>(NPSH)<sub>d</sub></b>	Charge nette d'aspiration disponible (m),

## LETTRES GRECQUES

$\alpha_1$	Angle de la vitesse absolue à l'entrée de la roue ( $^\circ$ ),
$\alpha_2$	Angle de la vitesse absolue à la sortie de la roue ( $^\circ$ ),
$\alpha_g$	Angle polaire du barycentre des impacts d'érosion ,
$\beta_1$	Angle d'entrée des aubes ( $^\circ$ ),
$\beta_2$	Angle de sortie des aubes ( $^\circ$ ),
$\varpi$	Poids volumique de l'eau ( $\text{Kg/m}^3$ ),
$\delta'$	Nombre de Thomas,
$\delta_c$	Contrainte (Mpa) ,
$\mu$	Masse molaire,
$\mu$	Viscosité dynamique du fluide ( $\text{Kg/m/s}$ ),
$\nu$	Viscosité cinématique $\nu = \mu / \rho$ , ( $\text{m}^2/\text{s}$ ).
$\Phi$	Flux de chaleur (w),
$\Psi$	Fraction de vide,
$\Psi$	Coefficient de pression,
$\pi$	<b>(<math>\pi = 3,14159</math>)</b> ,
$\rho$	Masse volumique ( $\text{kg/m}^3$ ) ,
$\Omega$	Coefficient de <b>Darcy</b> - Rotationnel de la vitesse,
$\Omega_s$	Coefficient de la vitesse spécifique ,
$\lambda$	Coefficient de perte de charge ,
$\eta$	Rendement (%),
$\eta_h$	Rendement hydraulique ,
$\eta_v$	Rendement volumétrique ,
$\eta_m$	Rendement mécanique ,
$\eta_g$	Rendement global ,

## INDICES ---ABREVIATIONS---

<b>a<sub>h</sub></b>	Air humide , hydraulique absorbée ,
<b>b<sub>2</sub></b>	Largeur de sortie de la roue (m) ,
<b>Co</b>	Vitesse à l'entrée de la pompe (m/s),
<b>c</b>	Cavité ,
<b>e</b>	Eau , entrée , extérieur , ébullition ,
<b>ext.</b>	Extérieur,
<b>f</b>	Film ,
<b>g</b>	Gaz ,
<b>i</b>	Apparition de la cavitation ,
<b>i</b>	Interface , intérieur ,
<b>K<sub>o</sub></b>	Coefficient de perte de charge à l'entrée de la pompe,
<b>K</b>	Rugosité,
<b>lc</b>	Longueur de cavité (m) ,
<b>m</b>	Masse (Kg) ,
<b>max.</b>	Maximum,
<b>min.</b>	Minimum,
<b>p</b>	Primaire,
<b>Q<sub>i</sub></b>	Débit interne de la roue (m <sup>3</sup> /s),
<b>q<sub>f</sub></b>	Débit de fuite (l/s) ,
<b>r</b>	Radiale ,
<b>s</b>	Sortie , secondaire ,
<b>th.</b>	Thermique, théorique,
<b>th<sub>∞</sub></b>	Théorique pour un nombre d'aube infini ,
<b>tur.</b>	Turbulent,
<b>U</b>	Circonférentielle,
<b>U<sub>2</sub></b>	Vitesse d'entraînement à la sortie de la roue (m/s),
<b>V<sub>2u</sub></b>	Projection de la vitesse absolue sur la vitesse d'entraînement (m/s),
<b>V<sub>2r</sub></b>	Vitesse radiale à la sortie de la roue (m/s),
<b>Δv<sub>1</sub></b>	Pertes de charge par choc dans la volute (m),
<b>Δv<sub>2</sub></b>	Pertes de charge par frottement dans la volute (m/s),
<b>v</b>	Vapeur ,
<b>1</b>	Entrée,
<b>2</b>	Sortie,
<b>N.V.A.</b>	Pompe centrifuge monocellulaire, avec une roue placée en porte-à-faux,

## FONCTIONS

<b>Cosφ</b>	Facteur de puissance.
<b>Exp</b>	Exponentielle.
<b>F(x)</b>	Fonction.
<b>U(R)</b>	Fonction du rayon adimensionnelle.

## NOMBRES ADIMENSIONNELS

<b>Cd</b>	Coefficient de traînée,
<b>Cl</b>	Coefficient de portance,
<b>Cp</b>	Coefficient de pression,
<b>Fr</b>	Nombre de <b>Froude</b> ,
<b>Ns</b>	Nombre de tours spécifique de la pompe,
<b>Rep</b>	Nombre de <b>Reynolds</b> du fluide primaire :
<b>S</b>	Nombre de <b>Strouhal</b> ,
<b>We</b>	Nombre de <b>Weber</b> , $\rho V^2/S$
<b>δv</b>	Nombre de cavitation basé sur la pression de vapeur saturante, $P_v$ , $\delta v = P - P_v / \frac{1}{2} \rho V^2$
<b>δc</b>	Dépression relative de la cavité basée sur la pression dans la cavité, $P_c$ , $\delta c = P - P_c / \frac{1}{2} \rho V^2$

***I N T R O D U C T I O N***

# INTRODUCTION

Cette étude a été menée en collaboration très étroite entre deux organismes : Ecole nationale supérieure de l'hydraulique (ENSH) et Pompes – Vannes de Berrouaghia (POVAL), puisqu'elle s'applique à leurs champs d'activité respectifs.

Les utilisateurs de pompe conçoivent leur installation de pompage en s'appuyant sur les courbes caractéristiques « **Performances** » qui seront fournies par le constructeur et déterminées lors des essais de pompage et cela avant la mise en exploitation. Elle consiste d'abord en plusieurs expérimentations réalistes à grande échelle permettant d'obtenir des résultats fiables dans une grande gamme de variation des paramètres pour prévenir les différentes usures prématurément et valider les différentes techniques technologiques afin d'améliorer la durée de vie de fonctionnement des pompes en général.

Le mémoire que nous présentons est relatif aux essais expérimentaux physiques de l'impact de l'érosion de cavitation qui permettent, grâce au contrôle des principaux paramètres de ce phénomène : taux d'usure, chute des performances, type de matériaux ....d'étudier les conditions hydrodynamiques d'érosion de cavitation.

Nous avons fait l'étude du développement d'une poche de cavitation partielle à l'entrée de l'aubage nous avons remarqué que cette situation présente le grand risque d'érosion.

Pendant une longue période et jusqu'aux années **1980**, une partie importante des travaux publiés sur l'érosion de cavitation a été consacrée aux aspects macroscopiques du phénomène. En particulier ils constituaient à effectuer des essais d'érosion systématiques sur un grand nombre de matériaux soumis à une situation de cavitation donnée.

De nombreuses publications traitent de cet aspect de l'érosion :

**Heyman (1970)** , **Hamnaitt (1970)** , **Rao et Buckly (1984)** .

Le point de départ est constitué par l'observation des arrières de poches de cavitation attachées à des aubages de machines hydrauliques qui émettent des structures de vapeur souvent organisées autour de filaments tourbillonnaires , et qui , à l'expérience , se révèlent particulièrement efficaces du point de vue de l'érosion : **Selmi et Hutton (1983)** , **Soyama , Kato et Oba (1992)** , **Oba (1994)** , notons aussi une étude récente de **Sato et Kondo (1996)** , qui ont pu observer in situ des implosions axiales ou radiales de tourbillons cavitants et mesurer les forces exercées sur les parois de l'écoulement .

Cette observation avait d'ailleurs été à l'origine du dispositif d'essais érosifs dénommé « **veine tourbillon** » , crée aux établissements **Neyrtec, Lecoffre (1978)** , **Lecoffre , Marcoz et Valibouse (1989)** ,est largement utilisée ensuite à Lausanne **Karimi (1988)** , **Avellan et Farhat (1989)**, ainsi qu'au Bassin d'Essais des Carènes de Paris : **Henzé (1988)**.

Notons qu'au cours des dernières années la veine tourbillon a fait l'objet d'améliorations diverses et qu'elle est connue maintenant sous le nom de **CAVERSIM : Lavigne et Retailleau (1995)**.

Dans cet ordre d'idée, l'impact d'érosion de cavitation a été défini et étudié en fonction des paramètres d'érosion ; c'est à dire faire une corrélation entre la résistance à l'érosion et la capacité des matériaux à absorber l'énergie d'impact de cavitation.

Nous savons, par la double approche expérimentale et numérique, que ces deux derniers mécanismes sont capables d'engendrer de très hautes pressions (difficilement mesurables, comme nous le verrons par la suite.

Notre but, c'est de diminuer le nombre de coup de martelage intensif d'où  $\Delta P=300\text{Kg/cm}^2$  ralentissant ainsi le bruit et les vibrations, c'est à dire qu'il est apparu d'abord que l'implosion des cavités remplies soit de l'air dissous ou du gaz dissous dans le liquide se fait par un front de remplissage adouci qui donne à la zone de fermeture une allure d'ogive, si cette forme tend à diminuer la surpression, ce qui semblent confirmer nos propres mesures et que chaque implosion consécutive se traduit par une figure d'érosion significative.

## **Comment se place alors notre contribution par rapport à ce premier travail ?**

Il se trouve d'abord que plusieurs essais ont été effectués, en modifiant la vitesse d'écoulement : le débit et la nature du liquide pompé, l'efficacité de l'implosion diminue, elle est amortie, moins de bruit, vibration peu d'effet sur le matériau par érosion.

Il nous a fallu alors reprendre sensiblement les mêmes méthodes : visualisations, essais érosifs pour qualifier et quantifier l'impact de l'érosion de cavitation sur le comportement hydrodynamique ainsi que la chute des performances des différentes pompes.

Nous avons cependant utilisé l'appareil photo numérique rapide de manière plus systématique afin de décrire complètement la totalité de l'implosion pour minimiser les effets érosifs du matériau ; c'est à dire obtenir quelques renseignements supplémentaires sur la phase critique de la fin d'implosion.

Nous avons utilisé des bancs d'essais différents et nous sommes intéressés à la naissance de la cavitation, son développement et l'impact.

Les essais érosifs ont été exploités pour amorcer l'étude des corrélations avec les propriétés mécaniques des matériaux.

## **Notre effort principal s'est porté vers trois directions nouvelles :**

La première concerne la formation des différentes cavités et les forces exercées par l'implosion provoquant un choc.

Nous avons utilisé la méthode des films pelliculaires (appareil photo numérique) , ce qui nous a conduit à déterminer une corrélation d'effets de l'implosion sur les matériaux : bruits – vibrations - érosion .

La seconde contribution concerne la prédiction de l'endommagement mécanique et chimique (bruits – vibrations – érosion – corrosion – usure – abrasion – cisaillement ... etc)

Intéresse en premier lieu les constructeurs des machines hydrauliques en raison de son importance dans la durée de garantie : dureté, limite d'endurance, résistance à la rupture etc.

La troisième contribution concerne des différents essais aux laboratoires : **ENSH – POVAL – ENTREPRISES - UNIVERSITES**, montrant une corrélation entre l'effet érosif, chute des performances – perte de masse .....

Cette contribution laisse entrevoir de nouvelles possibilités d'exploitation des machines hydrauliques soit du côté construction, soit du côté : installateur – utilisateur.

Nos travaux ont fait l'objet de communications lors des deux colloques maghrébins sur l'hydraulique : mai **1995** et mai **1997** ; sur '**l'influence de l'érosion cavitationnelle sur les optimums de fonctionnement des systèmes de pompage**'.

Cette communication a fait l'objet d'un article dans une revue technique et scientifique des collaborateurs de l'ENSH, l'AGEP, l'ONID : janvier **1996** ; N°**00**. ISSN 1111-4983

Une communication sur '**les conditions d'usure d'une machine tournante par érosion abrasive**' a été donnée lors du troisième Congrès de Mécanique : avril **1997** au Maroc Tétouan.

Un article « **Charge nette d'aspiration (NPSH), méthode de mesure et résultats** » est apparu dans une revue technique de l'Ecole Nationale des Travaux Publics (ENTP) Mars **1997**, N° **27**. ISSN 1111-5211

Une communication est acceptée au Colloque Scientifique et Technique Hydrotop – Carrefour Euro – Méditerranéen de l'eau, avril **2001** Marseille – France.

**‘Contribution à l’étude de l’érosion abrasive d’une pompe ..... ( cas d’une station de pompage)’** et une autre communication **‘Moyens et système d’aménagement d’une unité de distillation’**

Deux communications dans un congrès international sous le thème « De l’eau pour le développement durable dans le bassin méditerranéen » AJOT ‘Algerian Journal Of Technology’ mai **2005**

Un article « **Etude du phénomène de l’abrasion d’une pompe algérienne pour l’alimentation en eau potable dans le grand sud algérien** » Dans le Journal de l’eau et de l’Environnement : revue semestrielle internationale scientifique et technique N°7 juin **2005**

Un article a été publié dans WATMED 3 **‘Outils de travail pour un branchement dans un réseau d’eau potable’** « Troisième Conférence Internationale sur les Ressources en Eau dans le bassin méditerranéen » Tripoli – Liban 1-3 novembre **2006**.

Un article a été publié dans une revue: **‘Study of the phenomenon of the abrasion of an Algerian pump<sup>1</sup> for the drinking water supply in the great Algerian South’**. Journal of Food Agriculture et Environnement –JFAE. Vol 5. (2) - **2007**

L’exposition Internationale de Saragosse –Espagne « l’Eau et le Développement Durable » 14 juin au 14 septembre **2008**.

**‘ Calage des pompes immergées dans le grand Sud Algérien’**

## **Le mémoire est divisé en six chapitres :**

**Le premier chapitre:** constitue les connaissances sur l’endommagement des pompes centrifuges et l’introduction du sujet, on y présente des résultats concrets sur une pompe expérimentée et les différents types de matériaux résistants.

**Le deuxième chapitre :** constitue l’étude descriptive du phénomène de cavitation ‘ cas d’une pompe centrifuge’.

**Le troisième chapitre :** est consacrée aux essais de cavitation , on y présente les méthodes de calage d’une pompe centrifuge sans le moindre risque de cavitation, tout en présentant des résultats expérimentaux et théoriques .

**Le quatrième chapitre :** consiste à faire la description du dispositif et de l’écoulement du phénomène de cavitation, une étude expérimentale sur la visualisation de cavitation, on y présente en particulier les résultats des visualisations par photographies.

**Le cinquième chapitre :** constitue l’étude de la dynamique de la bulle, la naissance de la cavitation, l’évolution de la bulle, au développement du modèle et du logiciel informatique.

**Le sixième chapitre :** est consacrée à l’usure cavitationnelle d’une pompe sur banc d’essai, à faire une corrélation entre l’érosion par abrasion et chute des performances , décrit les essais érosifs et les résultats obtenus .

Enfin la dernière partie est consacrée à la conclusion générale, aux recommandations et aux perspectives de développement.

# **CHAPITRE I**

**Constat des pompes expérimentées**

**Matériaux constitutifs des pompes**

**Synthèse**

## CHAPITRE I DISPOSITIF EXPERIMENTAL

### 1 . Introduction :

Depuis plusieurs années, l'étude de la dynamique des cavités gazeuses dans les liquides a fait l'objet de nombreuses recherches.

La compréhension des mécanismes fondamentale de la cavitation nécessite dans un premier temps une étude, en " bulle isolée" du point de vue expérimental, la technique de "Cavitation - Thermique" cette méthode non intrusive permet : une maîtrise parfaite de la position et de l'instant de création de la bulle, le contrôle de sa dimension ainsi que du nombre de bulles créées.

Le principe de cette technique est décrit dans les chapitres **IV** et **V** ; Lorsque le liquide subit une dépression rapide, du à une expérimentation répétitive et intensive, qui est caractérisée par l'émission d'une onde de choc intense, rapidement ce tourbillon se recombine et laisse place au développement d'une bulle de vapeur. Cette cavité gazeuse suit une phase d'expansion jusqu'à atteindre une dimension maximale puis implose (ou collapse). En fin de phase de collapse la pression à l'intérieur de la bulle augmente brutalement donnant naissance à une deuxième onde de choc. Dès lors la bulle rebondit et peut survivre ainsi à plusieurs oscillations. L'étude présentée ici concerne la dynamique d'une bulle de cavitation générée par un banc d'essai.

Il existe une zone d'influence caractérisée par le paramètre  $\alpha = d/R_{max}$

(d – est la distance entre la position initiale du centre de la bulle et la paroi,  $R_{max}$  : le rayon maximum de la bulle) dans laquelle l'implosion de la bulle n'est pas sphérique.

En se déformant, l'interface la plus éloignée de la paroi donne naissance à un jet liquide de très grande vitesse dirigé vers la paroi.

Un examen des surfaces près desquelles le phénomène de cavitation se produit, montre des déformations plastiques, une perte de matière (érosion).

Les pulsations de la bulle sont également à l'origine du bruit de cavitation provoqué par l'émission d'ondes acoustiques d'où :  $\Delta P = 300 \text{ Kg/cm}^2$ .

Nos expériences ont pour but de déterminer les contributions respectives du jet et de l'onde de choc en terme d'agression. Pour cela, des mesures de pression associées à des visualisations ont permis de caractériser d'une part l'amplitude et l'énergie de l'onde de choc générée lors de l'implosion de la bulle, d'autre part, la vitesse et la pression d'impact du jet rentrant.

### 2 . Idées de base :

Pour répondre aux exigences des utilisateurs des pompes, les constructeurs essayent de fabriquer des produits plus performants et rentables. Et d'autre part, conseiller l'utilisateur afin qu'il puisse exploiter la pompe au maximum tenant compte des conditions de fonctionnement optimales.

Dans cet ordre d'idées, cette étude consiste à étudier l'endommagement mécanique provoqué par les particules contenues dans les liquides pompés.

On sait volontairement limiter à des considérations élémentaires par contre, de nombreuses indications attirent l'attention sur les divers problèmes qui peuvent se poser à l'ingénieur ; certaines questions de grande importance pratique sont encore généralement mal connues, elles ont été traitées avec plus de détails que le reste.

Bien que de nombreuses études aient été souvent consacrées au comportement dynamique des cavités érosives, un nombre impressionnant des publications (**Domínguez Cortazar, 1994, Dupont Ph., 1993**) dans le domaine d'érosion de cavitation .

Le mécanisme physique de l'érosion de cavitation reste assez mal connu. On peut cependant affirmer qu'il est principalement d'origine mécanique. Dans ce chapitre, nous présentons le dispositif expérimental et le modèle simplifié qui a inspiré son dessin initial. Nous examinons ensuite les conséquences de la cavitation sur le comportement d'une pompe centrifuge.

## Chapitre I

### 3 . Dispositif expérimental :

Nous avons étudié la conception d'un banc d'études par les essais de n'importe quelles pompes centrifuges à axe horizontal, par les essais et la visualisation de la cavitation afin de pouvoir construire les courbes caractéristiques et cela avec différentes vitesses de rotation.

#### **Figure I.1.**

C'est un système circulaire fermé qui se compose de la pompe type **NVA**, fabriquée à l'entreprise ' Pompes et Vannes de Berrouaghia' **FigureI.2**, d'une conduite d'aspiration en **PVC** transparent, de conduite de refoulement, d'un réservoir et des accessoires. Sur les conduites, on place des appareils enregistreurs du débit et des pressions, les variations du débit s'obtiennent par la manœuvre du robinet vanne sur la conduite de refoulement et la visualisation de la cavitation par l'étranglement partiel de la conduite d'aspiration.

### 4 . Constat de la pompe expérimentale :

Une pompe centrifuge radiale à axe horizontal, avec une roue fermée placée en porte-à-faux, **Figure I.2**, a subi pendant **4** Heures par jour de fonctionnement sous l'effet de cavitation et cela pendant **5** semaines, totalisant **100** Heures de fonctionnement.

Lors du démontage, un constat a été fait, et nous avons remarqué certains endommagements.

Les pièces les plus touchées par l'usure de cette pompe sont dans le **tableau I.1**

Les plus usées prématurément sont : La roue, le presse-étoupe, le palier.

**Au niveau de la roue** : elle est érodée, corrodée et même a subi une abrasion au niveau des bords de sortie des aubes de la roue.

**Photos I.1 , I.2 , I.3 ,I.4 .**

Un jeu entre la roue, la clavette et l'arbre de la pompe.

Il est à signaler, que fort possible qu'avec ces conditions de cavitation, l'endommagement augmente au fur et à mesure par les vibrations des pièces tournantes en contact avec l'eau (bague d'usure, bague d'étanchéité, ...)

**Le presse-étoupe : figure I.3.**

Il se compose d'une bague d'étanchéité, de la tresse de coton et du couvercle de serrage assurant le réglage du débit de fuite ainsi que l'étanchéité et refroidissement ; les plus touchés par l'usure : la tresse de coton et la bague d'étanchéité (douille).

Elles ont pour fonction de limiter le débit de fuite entre le rotor et le stator.

On a remarqué que pendant le fonctionnement de cette pompe en cavitation, le débit de fuite ne cesse qu'augmenter.

Le presse-étoupe à tresses suiffées ou graphitées.(**Jean- Paul Lery ,1977**)

La bonne tenue du presse-étoupe dépend :

De la qualité de la tresse utilisée.

De la concentricité des différents diamètres.

Du montage des tresses et du serrage du fouloir (couvercle de serrage).

On a souvent tendance à trop serrer le presse-étoupe ce qui risque d'user prématurément l'arbre et les garnitures et surtout d'accroître de manière non négligeable les frottements dus de la tresse sur l'arbre (freinage) et la puissance absorbée par la pompe ; par conséquent le rendement de la pompe chute considérablement.

Il faut se souvenir qu'en marche normale, les presses-étoupes doivent fuir goutte-à-goutte, les constructeurs des stations de pompage prévoient d'ailleurs des caniveaux pour le drainage de cette fuite normale dans les installations de pompage.

En cas de fuite excessive, on peut serrer légèrement le presse-étoupe.

## Chapitre I

### **Palier :**

Le choix du type de palier est conditionné par des facteurs principaux suivants :

Vitesse de rotation

Charge

Durée de vie (des roulements)

Système de lubrification (huile ou graisse)

Rigidité (vitesse critique de l'arbre)

Chacun de ces facteurs demanderait un développement important qui sortirait du cadre de ce thème de recherche.

Il y a eu échauffement et usure prématurée des roulements et butées.

Le **tableau I.1**, donne les différents modes d'usure des pièces de cette pompe centrifuge.

### 5 . Conclusion :

On a remarqué que les effets d'érosion ont aussi érodé les pièces fixes : Diffuseur, volute, flasque.

L'usure d'une pompe est caractérisée par l'augmentation des fuites internes aux étanchéités du rotor, d'où diminution du débit et du rendement.

Dans une pompe, les vibrations sont provoquées par un mauvais ajustement des pièces tournantes, en particulier la coaxialité de l'arbre ou, un mauvais équilibrage de la roue, ces derniers seront une source de vibration qui satisfont la cavitation.

Pour conserver l'alignement moteur d'entraînement, la pompe repose sur son socle suivant un plan horizontal passant par son axe, la dilatation différentielle entre l'empilage des impulseurs et l'arbre est, lorsqu'elle peut se produire, compensée par une bague de dilatation ; tandis que l'équilibrage de la roue peut-être rectifié par une rainure d'équilibrage (enlèvement d'une certaine masse de matériau sur le flasque de la roue à un endroit bien précis).

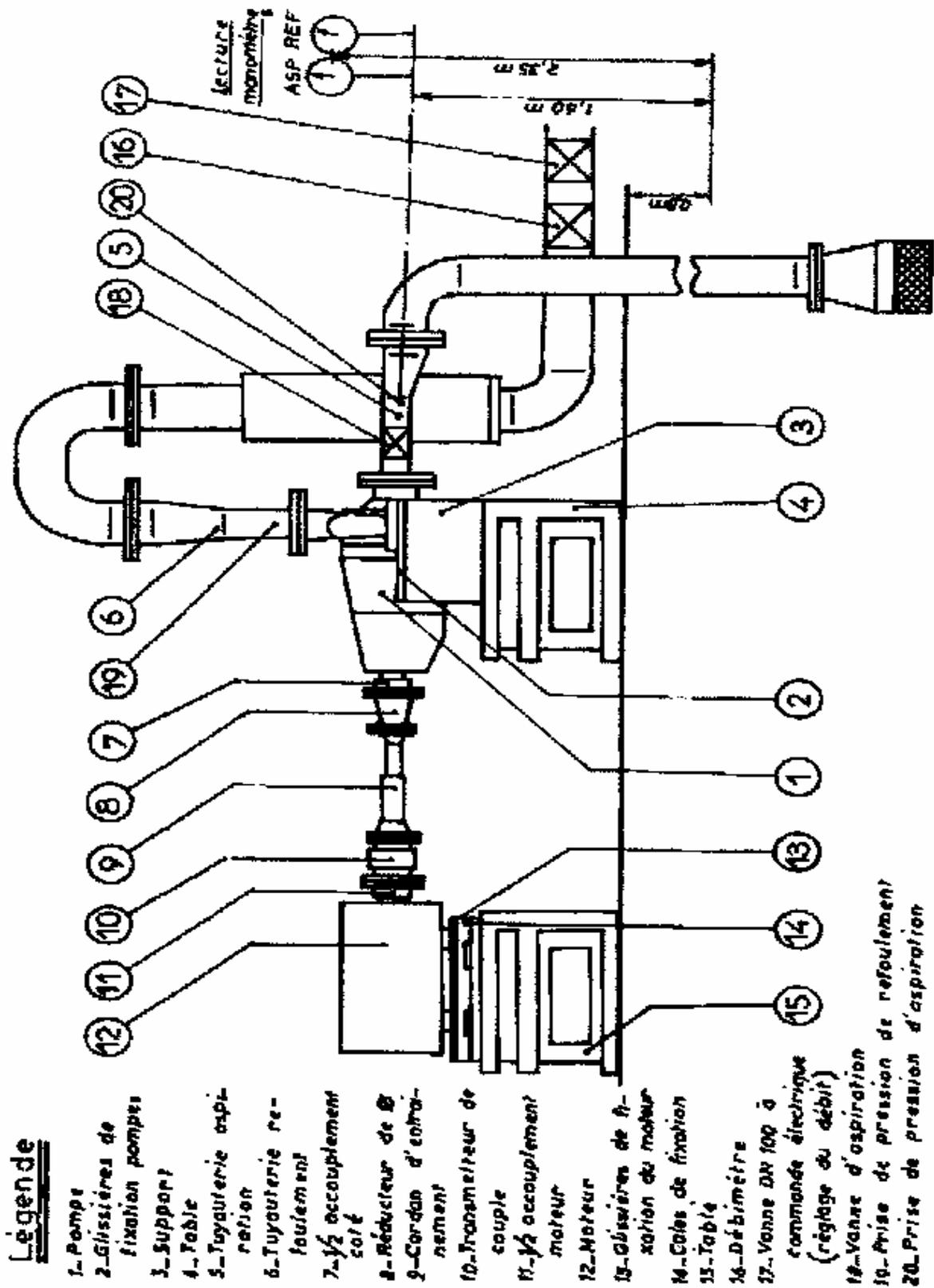
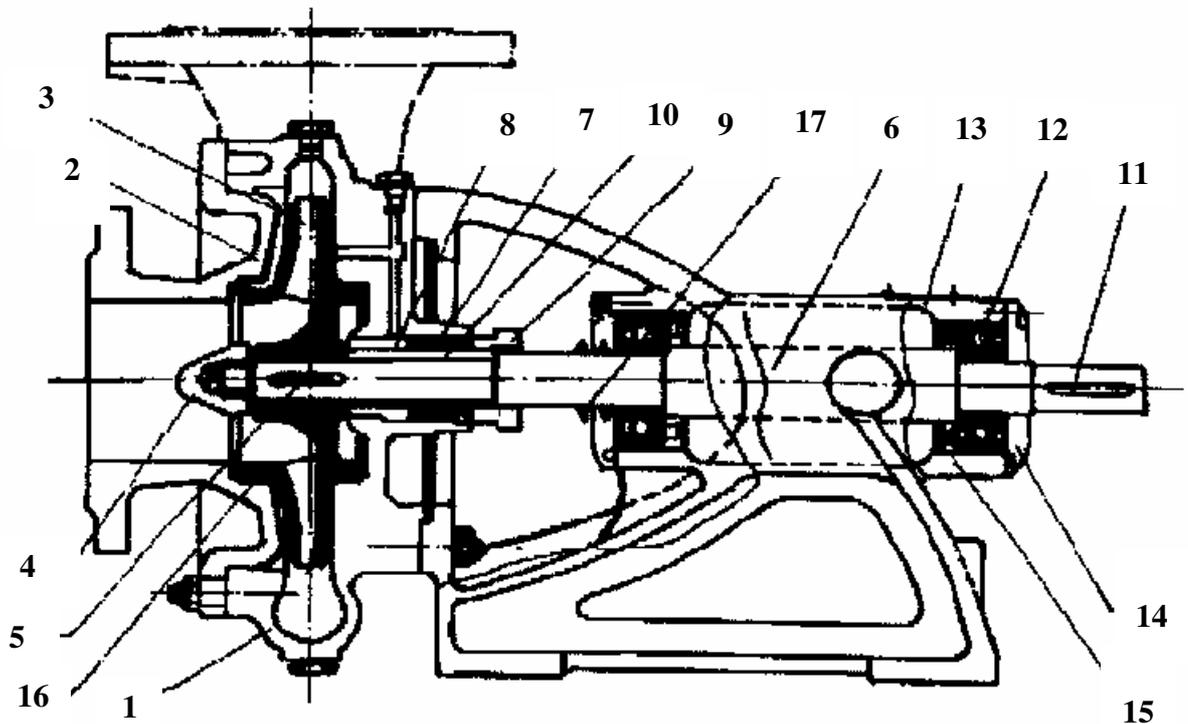


Figure I.1 Banc d'essai d'expérimentations

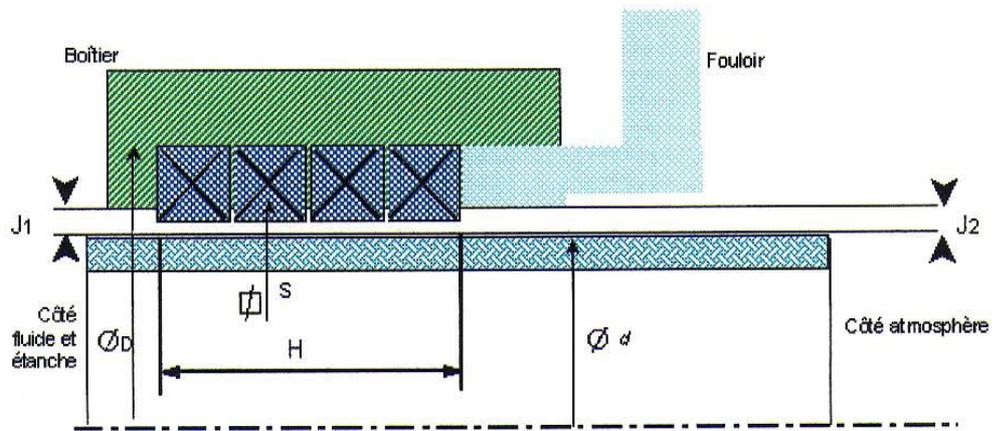
Coupe de la pompe expérimentale type N.V.A.



- |                                |                             |
|--------------------------------|-----------------------------|
| 1. Corps de pompe              | 10. Bague d'étanchéité      |
| 2. Couvercle d'aspiration      | 11. Clavette d'accouplement |
| 3. Roue centrifuge             | 12. Roulement à billes      |
| 4. Ecrou de roue centrifuge    | 13. Corps du chevalet       |
| 5. Clavette de roue centrifuge | 14. Couvercle de palier     |
| 6. Arbre                       | 15. Tôle de recouvrement    |
| 7. Garniture de presse-étoupe  | 16. Douille de protection   |
| 8. Douille                     | 17. Racleur                 |
| 9. Couvercle de presse-étoupe  |                             |

Figure I.2 Coupe de la pompe centrifuge radiale

PRESSE-ÉTOUFFE: REPRÉSENTATION ET NOTATION



- $d$  = diamètre extérieur de l'arbre (ou de la chemise)
- $D$  = diamètre du boîtier
- $S$  = section de l'anneau tressé
- $J1$  = jeu entre arbre (ou chemise) et fond de boîtier
- $J2$  = jeu entre arbre (ou chemise) et fouloir
- $H$  = hauteur d'empilement (lanterne non prise en compte).

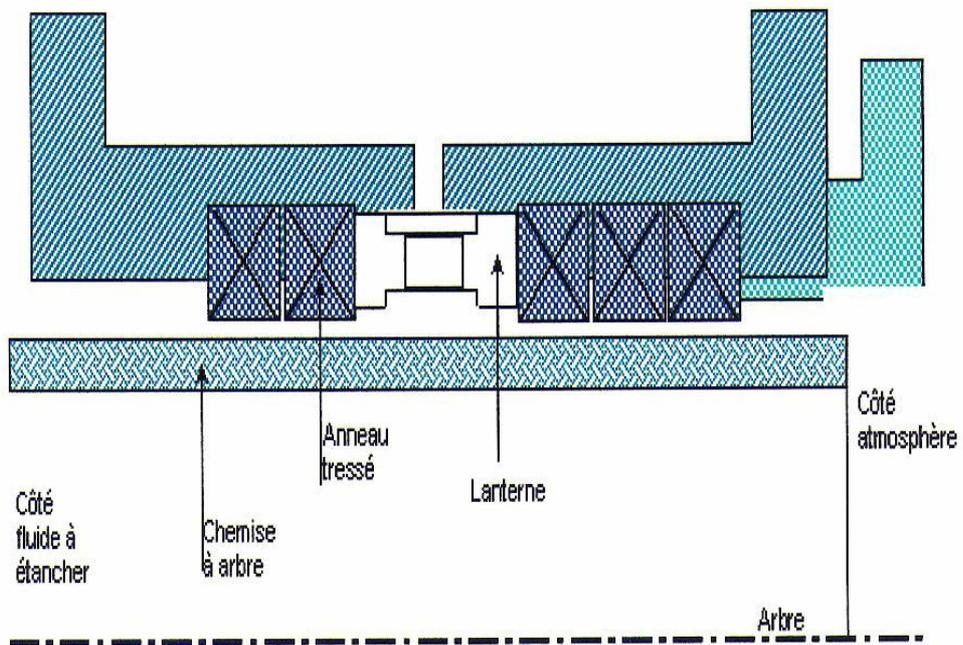


Figure I.3 Différents types de presse - étoupes

**TABLEAU I.1 : Différents modes d'usure des pièces d'une pompe centrifuge**

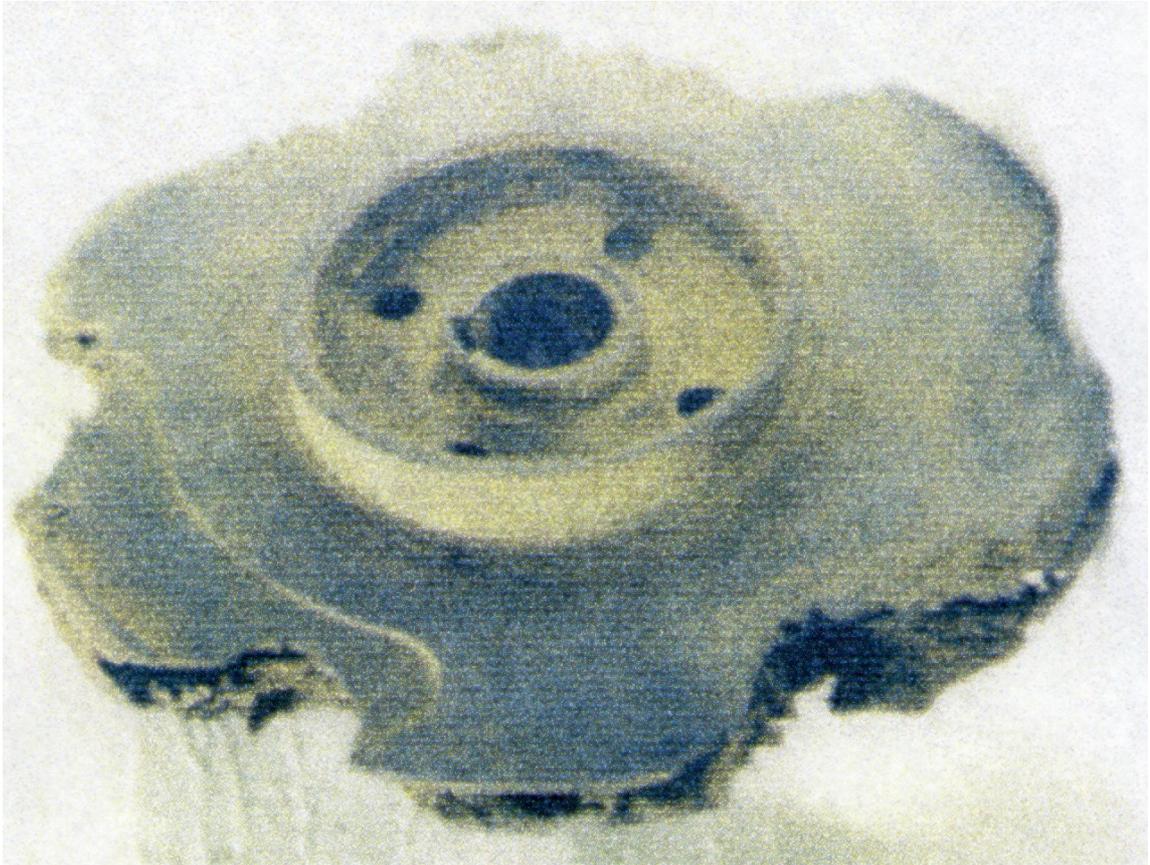
<b>Pièces</b>	<b>Erosion par Cavitation</b>	<b>Abrasion</b>	<b>Corrosion</b>	<b>Vibration</b>	<b>Altération</b>	<b>Rupture</b>
Roue	X	X	X	X	X	X
Clavette	X	X	X	X		X
Flasque	X	X	X			
Volute	X	X	X			
Bague d'étanchéité	X	X	X	X	X	X
Tresse de coton (garniture mécanique)		X		X	X	X
Palier				X	X	X
Arbre		X	X	X	X	X



**PHOTO I.1** Roue fermée centrifuge, endommagée par l'érosion de cavitation



**PHOTO I.2** Roue fermée semi - axiale, endommagée par l'érosion d'abrasion



**PHOTO I.3** Roue fermée centrifuge, endommagée par l'érosion de cavitation et la corrosion



**PHOTO I.4** Roue fermée centrifuge d'une pompe multicellulaire à axe horizontal, endommagée par l'érosion de cavitation (cas d'une installation en charge )

## 6 . Usure cavitationnelle des pompes centrifuges :

### Détérioration par cavitation

Un écrasement brutal des cavités s'accompagne de micro-ondes de chocs qui effectuent un martelage intensif (jusqu'à 1000 HZ avec  $\Delta P = 300 \text{ Kg/cm}^2$ ) des parois de la zone où se produit l'écrasement :

### Le mécanisme de détérioration

#### 1 ère phase.....déformation

Création de petites cavités (Microjets) —————> Formation d'un bourrelet de métal repoussé  
Déformation globale (Ondes de chocs) —————> Ondulation générale de la surface

#### 2<sup>ème</sup> phase..... Erosion

Le phénomène d'érosion par cavitation est essentiellement un phénomène d'endommagement mécanique.

Apparition de décohésions et de microfissures —————> Ruptures aux joints, de grains et de macles

Convergence des cavités —————> Fragmentation des grains

Le fonctionnement en régime de cavitation se manifeste ainsi par une érosion importante des parois et par un bruit de cailloux roulés qui est très caractéristique de la cavitation ; pouvant détruire très rapidement les organes de la pompe (roue et diffuseur)  
Les érosions constatées sont dues essentiellement aux chocs.

### Mécanismes de l'érosion de cavitation Domaine liquide



On distingue plusieurs régions :

- [A] Une zone d'apparition et de développement de la cavitation :  
Production de structures de vapeur identifiables.
- [B] Une zone de transport et d'évolution de ces structures.
- [C] Une zone critique où se produit l'implosion et le rebout des structures vapeurs.
- [R] Une zone réceptrice de la paroi qui subit éventuellement un dommage.

## Chapitre I

Etude de la zone d'implosion : [C] cette zone est la plus critique car elle est le siège de collapse conduisant à une concentration d'énergie susceptible d'endommager le matériau.

On sait que l'érosion peut se produire avant la chute des caractéristiques, or s'il existe des méthodes qualitatives (par exemple enlèvement de la peinture) pour prédire les zones d'érosion, il n'existe pas encore de méthodologie permettant de prédire de manière quantitative l'érosion de cavitation à partir d'essais de courte durée.

Nous n'avons abordé ici que le cas de cavitation à poche qui est la plus fréquente dans les turbomachines en particulier pour les machines centrifuges. Chaque bulle, structure, ou vortex de cavitation donne naissance à un impact dont l'intensité dépend à la fois des caractéristiques du fluide, de la taille, de la forme de la structure et du champ de pression environnant. Un matériau résistant à la cavitation présentera moins de traces d'impacts qu'un matériau moins résistant.

(du moins pour la plupart des matériaux métalliques).

### **6 . 1 . Matériaux constitutifs des pompes centrifuges :**

Le présent chapitre n'a pas l'ambition de traiter tous les problèmes posés par le pompage de liquides divers, par exemple : produits chimiques, acides ... etc. Les quelques considérations ci-dessous concernent le pompage des «eaux» les plus fréquemment rencontrées pour les usages industriels, l'irrigation et l'adduction d'eau.

En dehors d'une eau «neutre» ce qui est généralement le cas de l'eau dite «potable» les eaux à pomper peuvent avoir vis à vis du matériel une action chimique : agressivité, corrosion ou mécanique : érosion.

La connaissance de l'eau à pomper est nécessaire pour le choix des pompes, des matériaux utilisés surtout, si l'on ne veut pas avoir des déboires à l'usage.

Le choix des matériaux est un problème délicat car il implique de trouver un compromis entre le prix et la durée de vie de la pompe.

On donne un exemple de construction des principaux éléments de la pompe : qui pourront être déterminés en fonction de la qualité des fluides à véhiculer et les conditions de fonctionnement : **Tableau I.2**

En tenant compte :

- Du caractère abrasif ou agressif des fluides
- De la température
- De la dimension et la concentration des particules en suspension
- De la vitesse périphérique des roues
- Des conditions d'installation
- Des pressions d'épreuve
- Des normes ou spécifications imposées.

## Exemple de construction des principaux éléments de la pompe

**A déterminer en fonction de la quantité des fluides à véhiculer et des conditions de fonctionnement en tenant compte notamment :**

- Du caractère abrasif ou agressif des fluides,
- De la vitesse périphérique des roues,
- De leur température,
- Des conditions d'installations,
- De la dimension et la concentration des particules en suspension,
- Des normes ou spécifications imposées.

**Tableau I.2 Matériaux des principaux éléments de la pompe**

Volute	Palier	Roue	Arbre	Diffuseur	Pièces d'usures	Chemise	Étanchéité
Fonte Bronze Acier ordinaire Acier inoxydable Fonte GS Fonte Ni-résist	Fonte Bronze Acier ordinaire Acier Inoxydable Fonte GS Fonte Ni-résist	Fonte Bronze Acier ordinaire Acier Inoxydable Fonte GS Fonte Ni-résist Fonte Au chrome	Acier mi-dur Acier forgé  Acier Inoxydable  Acier au chrome	Sans Fonte Bronze  Acier Ordinaire Acier inoxydable Fonte GS  Fonte Ni-résist	Sans Fonte Bronze  Acier Ordinaire Acier inoxydable Acier au chrome Fonte GS Fonte Ni-résist	Sans Bronze Acier au chrome  Acier inoxydable	Tresses  Refroidissement ou alimentation externe

### 6.2. Caractéristiques des matériaux :

Les matériaux sont plus au moins sensibles à l'érosion de cavitation ; la liste ci-dessus donne une classification de métaux en ordre de résistance croissante à l'érosion.

Fonte	Bronze ordinaire
Acier	Bronze d'aluminium
Acier à 13% de chrome	Acier inoxydable type 18/8.

Dans le domaine de la construction des pompes les constructeurs utilisent des alliages de cuivre, les fontes, les aciers inoxydables.

Pour des cas particuliers, surtout dans les industries chimique et pétrolière, des alliages de nickel, d'aluminium, de plomb, de titane ...etc, ainsi que des matières non métalliques qui sont souvent employées. Les pompes d'une construction plus spéciale, ne seront pas traitées ici.

#### Fontes moulées :

La fonte relativement économique, est le matériau le plus employé dans l'industrie des pompes, pour une eau non agressive, on utilise la fonte grise ou des fontes à caractéristiques mécaniques améliorées telle que la fonte à graphite sphéroïdal (fonte G.S.) La fonte peut être choisie selon sa résistance à la rupture :

Tableau I.3. **Caractéristiques des fontes grises.** (Jean-Paul lery, 1977)

Fontes grises et désignations	G <sub>r</sub> (N/mm <sup>2</sup> ) limite de rupture	Dureté HB	Application
F <sub>t</sub> 15	15	160 à 250	Montage pour les pièces à F Forte résistance à l'usure à l'écrasement F <sub>t</sub> 15 faiblement sollicité. F <sub>t</sub> 30 fortement sollicité.
F <sub>t</sub> 20	20		
F <sub>t</sub> 25	25		
F <sub>t</sub> 30	30		

**Aciers moulés** : Les aciers moulés sont caractérisés par leur résistance à l'effet corrosif et abrasif que peut provoquer l'eau, on peut les comparer aux fontes grises, parfois, si on leur ajoute des alliages, leurs propriétés physiques et mécaniques seront fortement élevées. Les aciers inoxydables alliés au chrome, au nickel chrome sont utilisés pour l'usinage des pièces supportant l'attaque corrosive et abrasive.

**Les alliages de cuivre**: Les alliages de cuivre utilisés sont : bronze et le cupro-aluminium

**Bronzes** : alliage de cuivre et étain Ils sont employés pour la construction des roues et pièces d'usure, bagues, douilles pour une éventuelle résistance à l'abrasion et corrosion. Ils ont d'excellentes qualités de coulabilité, d'étanchéité, d'usinabilité et de frottement, ainsi qu'une meilleure tenue à la cavitation.

**Les cupro-aluminium** : Alliage de cuivre et d'aluminium, Ils sont plus coûteux, ont une très bonne résistance mécanique et une excellente tenue à la corrosion, ainsi que l'érosion abrasive et cavitationnelle.

## Chapitre I

**Laitons alliages de cuivre et de zinc** : Excellentes caractéristiques mécaniques très bonne résistance à l'abrasion et à la corrosion et bonnes aptitudes pour la fabrication des pièces étanches.

**Les matières plastiques** : Elles résistent à toute sorte de corrosion, bonne tenue mécanique dans le temps et moins coûteuse.

**Parties statiques** (corps)

- Fonte au nickel chrome (fonte ni- résist.)
- Cupro-aluminium
- Plus rarement acier inox

**Roues** -Cupro-aluminium -Fonte ni-r ésis. - Acier inox

**Arbres et boulonneries:**

- Acier inoxydable
- Plus rarement cupro-aluminium

La simple approche des problèmes effectuée ci-dessus, montre qu'il est nécessaire de fournir la caractéristique de l'eau (agressivité, matières en suspension) au constructeur de pompe pour obtenir une proposition de matériel adapté au service requis, étant entendu qu'il reste souvent un choix difficile à faire entre investissement (prix) et longévité du matériel dont la valeur exacte ne peut guère être chiffrée avec précision.

### 7 . Synthèse

Les phénomènes qui affectent les pompes (cavitation, abrasion...) sont très compliqués à comprendre. L'étude de leurs effets sur les turbo -machines présente un intérêt industriel considérable. La compréhension et la maîtrise de ces phénomènes, contribuent à l'amélioration d'exploitation de celles-ci.

Le choix du matériau pour la construction des pompes, pose un problème délicat parce qu'il faut trouver un compromis entre le prix et la durée de vie de la pompe. Cette optimisation varie d'un cas à l'autre et ne peut se faire que dans le cas d'une collaboration étroite entre le constructeur et l'utilisateur. Nous avons présenté ici une méthodologie destinée à déduire l'érosion de cavitation sur machine réelle à partir d'essais sur modèle dont on a montré l'impact de l'érosion par cavitation lors des essais expérimentaux. Ceci a permis, de proposer une démarche de prévision de l'érosion cette démarche permet une prévision quantitative rapide de l'érosion réelle, elle permet en particulier pour les turbomachines de déduire l'intensité d'érosion pour chaque régime de fonctionnement et de faire ainsi des prévisions de durée de vie : il est ainsi possible de déterminer par exemple l'érosion à différents débits et différents N.P.S.H. dans une pompe.

Il est donc indispensable que l'installation soit projetée et réalisée de sorte que la (ou les) pompe choisie ne puisse jamais fonctionner en cavitation. Un gros problème pratique subsiste : celui de la prévision de la durée de vie des systèmes cavitants. Il est possible aussi de protéger les zones soumises à la cavitation par des placages de matériaux, résistant à l'érosion, ces placages sont effectués par soudage.

Le matériau est en général de même nature, seule sa structure choisie pour sa bonne résistance à la cavitation sera différente.

Pour les roues de grandes dimensions qui seraient irréalisables en acier inoxydable ou qui coûteraient trop cher ; il y a une technique de placage à l'aide de feuilles en alliage du type 18/8, qui sont soudées sur les aubes, exclusivement dans les parties soumises à la cavitation. Les matériaux caractérisés par leur bonne tenue à l'érosion et à la corrosion : les aciers à forte teneur en chrome (13 ou 20 %) et en nickel.

L'arbre, le corps et les flasques sont en général en aciers forgés.

## **CHAPITRE II**

**Etude descriptive du phénomène de cavitation**

## **Chapitre II. Etude descriptive du phénomène de cavitation**

### **II .1 .Aspects généraux de la cavitation**

#### **1. Historique :**

Cavitation" est apparue en Angleterre à la fin du 19<sup>ème</sup> siècle , c'est un problème posé dans les machines par le comportement limite des liquides par **Torricelli** , puis par **Newton** , **Euler**. Au 19<sup>ème</sup> siècle , **Berthelot** et **Reynolds** imaginent des méthodes de mesure de la cohésion des liquides, précisément en 1885, **Thorny Crot** et **Barnady** , chercheurs anglais , en faisant l'étude sur un propulseur d'un navire dont le but d'expliquer la dégradation de ces performances , ils ont émis l'hypothèse qu'autour de l'hélice pouvait se former des bulles , autrement dit , des cavités, c'est ainsi qu'ils inventèrent le mot "CAVITATION" , celui-ci a été adopté en français sans modification .

Pour la première fois en 1893 par **Sir Charles Parsons** a constaté l'effet de la cavitation sur les performances d'une hélice de bateau et en 1895 un premier exemplaire des tunnels hydrodynamiques a été construit.

Depuis des études expérimentales se sont succédées d'approfondir la connaissance physique du phénomène, d'examiner ses conséquences sur le comportement des systèmes hydrauliques (bruit, vibration, érosion ) , à noter aussi des installations d'essais de machines tournantes ont été également construites à cette époque, mais les premières boucles d'essais de turbines construites vers 1910 dans l'établissement **NEYRPIC** à Grenoble. Entre les deux guerres mondiales, plusieurs moyens d'essai et certains nombres de tunnels furent construit dans plusieurs pays, après la fin de la deuxième guerre mondiale, les tunnels de cavitation déjà existant ont été développés rapidement, cause de la course technologique.

Le nombre de cavitation a été introduit au cours des années vingt par **Thomas** et par **Leroux**. La recherche dans le domaine de la cavitation, a largement utilisé des approches théoriques et numériques. On peut distinguer deux lignes de recherche.

La première ligne prend pour thème " la dynamique de la bulle ". La voie a été ouverte par **Rayleigh** (1917), puis par **Lamb** (1923), **Cole** (1948), **Blake** (1949) et **Plesset** (1949).

Un nombre important d'études a été publié à cette époque sur ce sujet, tout en tenant compte des paramètres physiques qui interviennent avec l'introduction d'un outil expérimental de plus en plus fin. La technique analytique a été utilisée dans ce domaine de recherche pour l'étude de la forme des bulles dont la simplicité est relative.

La seconde ligne de recherche avait pour thème :

Les poches de cavitation accrochées à des profils, se basant sur l'ancienne théorie des sillages:

(**Helmholz** (1868), **Kirchhoff** (1869) ,**Levi - Civita** (1907) , **Villat** (1913) et **Riabouchinski** (1920 ) qui est destinée pour la modélisation des sillages monophasiques mais s'est trouvée en fait mieux adaptée aux problèmes de cavitation. **Tulin** en (1953) et **Wu** en (1956) ont permis d'établir la théorie qui conduit à la formulation analytique dans le cas des obstacles de forme simples et de cavités s'étendant jusqu'à l'infini. Cette théorie est énoncée dans le but d'étudier le comportement de l'écoulement au voisinage de ses points, qui peuvent nous donner des limites de la poche. A l'heure actuelle, ces approches sont traitées par les méthodes numériques. La cavitation tourbillonnaire n'a pas fait l'objet de travaux théoriques, à part les études de **Genoux** et **Chahine** (1983), sur les tourbillons toriques formés par périphérie de jets ronds et en (1988) **Lignel** étudia le tourbillon marginal cavitant des ailes tridimensionnelles et des hélices. (**Yves Lecoffre, 1994**)

## **1. 1. Introduction :**

Chaque fois qu'un écoulement liquide traverse des zones où la pression locale instantanée s'abaisse jusqu'au voisinage de la tension de vapeur, la cavitation se manifeste le plus souvent par des effets négatifs (chute de rendement, érosion des parois, bruits, etc...)

Les phénomènes de cavitation font en effet intervenir une mécanique des fluides instationnaire où, bien entendu, les aspects turbulents ne sont pas absents ; il s'y ajoute une mécanique des fluides diphasique dans laquelle interviennent des échanges de chaleur et de masse entre phases avec, pour tout simplifier, une incidence notable de phénomènes de germes de taille microscopique.

De plus l'interaction fluide - paroi, qui a pour principale conséquence l'érosion, rend essentielle une étude fine des propriétés microscopiques des matériaux (**chapitre VI**)

## **1. 2. Définition de la cavitation :**

Il y a cavitation si à un endroit quelconque dans la pompe la pression statique descend en dessous de la tension de vapeur saturante du liquide à sa température, c'est donc une dépression d'un volume donné de fluide. Une partie de celui ci se transforme alors localement en vapeur (phase gazeuse), il en résulte une variation instantanée de la pression (**P**) et le débit (**Q**) ; si le débit est faible, la pompe se désamorçe et si le débit est suffisant, la poche de vapeur est entraînée vers un point voisin de pression supérieure à la tension de vapeur, la poche de vapeur se résorbe brusquement, le liquide qui l'entoure comble ce vide et vient frapper l'impulseur à de très grande vitesse. C'est la cavitation, aussi bruyante et destructive, ces bruits sont engendrés par la propagation des vibrations dans tout le circuit, le bruit sert à la détection de l'incident.

Compte tenu du fait que le liquide s'échauffe dans la pompe, on peut se demander à quelle température on doit considérer la tension de vapeur du liquide pompé. L'expérience montre que pour une pompe fonctionnant normalement, la température reste pratiquement constante jusqu'à la sortie de la roue.

## **2. Situation d'apparition de la cavitation:**

Les circonstances les plus fréquentes d'apparition de la cavitation sont :

La géométrie des parois provoque l'élévation de la vitesse donc il y aura réduction de la pression.

Les rugosités des parois provoquent parfois des sillages cavitants.

Les mouvements vibratoires des parois influent sur l'oscillation de la pression.

Une trop grande vitesse de rotation de la pompe.

Une très grande perte de charge dans les filtres d'aspiration.

Une trop forte viscosité à basse température.

Une dépression dans le réservoir (absence de reniflard pour la mise à la pression atmosphérique)

## **2. 1. Critère de descriptions de la cavitation :**

La cavitation est décrite par trois critères essentiels qui sont : l'aspect, la localisation et la stabilité.

**A) Aspect de la cavitation :**

Les différents aspects visuels présentés par la cavitation sont :

**a) Cavitation par poche :**

Dans ce genre de cavitation (**Fig.II.1**), la phase vapeur constitue une cavité unique, elle reste en général fixée à la paroi d'où l'appellation de la cavitation par poche attachée.



**Figure II.1 :** Cavitation par poche attachée, **Figure II.2 :** Cavitation par bulles séparées

Dans la cavitation par poche, il y a deux paramètres principaux qui interviennent et qui sont :

La viscosité.

Les germes.

**b) Cavitation par bulle :**

Parfois, il y a transition d'une cavitation par poche à une cavitation par bulle et cela dépend de la présence des germes, mais le problème qui se pose c'est de savoir si les deux types de cavitation (par poche et par bulle) existent en même temps ou l'une des deux disparaît s'il est dominé par l'autre. Cependant, l'expérience montre qu'à de faibles teneurs en germes, les deux types de cavitation coexistent et se développent simultanément, mais s'il y a une concentration importante de germes, il y aura disparition de la cavitation par poche au profit de la cavitation par bulles (**Fig.II.2**).

**c) Cavitation de tourbillon :**

Dans de nombreuses situations d'écoulement, se produisent des structures de rotation. Ces structures sont appelées tourbillons et se voient toujours associées au mode de production.

La cavitation de tourbillon est une cavité dont la dimension est la plus grande comparativement à celles sus - citées en (**a et b**). Elle peut s'arranger - en :

Tourbillon de grandes dimensions ayant l'aspect d'une torche ou d'une torsade brillante.

Tourbillon de petites dimensions, brillant et ressemblant à des filaments fulgurants.

**B) Localisation d'une figure de cavitation :**

La localisation de la cavitation est faite sous trois figures :

**a) Cavitation qui apparaît au sein de l'écoulement, ses aspects sont :**

Les poches

Les bulles

Les tourbillons

**b) Cavitation qui apparaît au voisinage d'une surface :**

## Chapitre II

Elle se décompose en deux :

1. Cavitation de la couche limite d'une surface, son aspect est par poche.
2. Cavitation entre deux surfaces appelées aussi cavitation marginale.

**Ses aspects sont par bulle et filament.**

c) Cavitation accrochée à une surface, elle peut avoir les aspects suivants :

Poches

Tourbillons

### **C) Stabilité d'une figure de cavitation :**

La stabilité d'une figure de cavitation est étudiée dans le temps et dans l'espace :

Une figure est dite stable en moyenne, quand les déformations sont rapides dans le temps et faibles par rapport aux dimensions.

Une figure est dite instable quand les dimensions de la cavité varient beaucoup dans un temps suffisant.

### **2. 2. Formes diverses des cavités de vapeur :**

La cavitation prend beaucoup de formes lorsqu'elle se produit à l'intérieur de l'écoulement, parmi ces formes, on a les suivantes :

**1. Bulles isolées** : ce genre de bulles est emporté avec l'écoulement ; généralement, elles sont issues de germes macroscopiques contenus dans le liquide. Ces bulles explosent dans les régions de basse pression et implosent ensuite lorsqu'elles rencontrent un gradient de pression adverse. (Cavitation par poche attachée).

**2. Bulles sous forme de poches** : ce genre de bulles est caractérisé par leurs accrochements aux parois par exemple sur l'extrados de l'aubage d'une roue. (cavitation par bulles séparées )

**3. Cavitation sous forme de filament tourbillonnaire** : elle se produit généralement dans les vortex où la vorticité est très concentrée : zones de cisaillement entre deux écoulements de vitesses d'ensemble différentes.

Exemple : jets noyés, (Cavitation de tourbillon et de mélange)

La cavitation dans les écoulements, c'est à dire d'origine hydrodynamique, est largement privilégiée par rapport à la cavitation ultrasonore qui est utilisée en particulier pour certaines opérations de nettoyage industriel.

### **2. 3. Régimes de cavitation :**

Les régimes limites entre le fonctionnement non cavitant et le fonctionnement cavitant.

Les régimes de cavitation développée : on suppose, en cavitation développée, que ce seuil est largement franchi, et que cela se traduit soit par une modification notable des performances des machines, soit par une extension et un taux de présence suffisant des figures de cavitation.

Le régime de cavitation partielle : dans lequel une cavité prend naissance près du bord d'attaque et se referme sur la paroi. Le régime supercavitant, tel que la cavité se referme au sein de l'écoulement à l'aval du corps.

### **2. 4. Pression de vapeur saturante :**

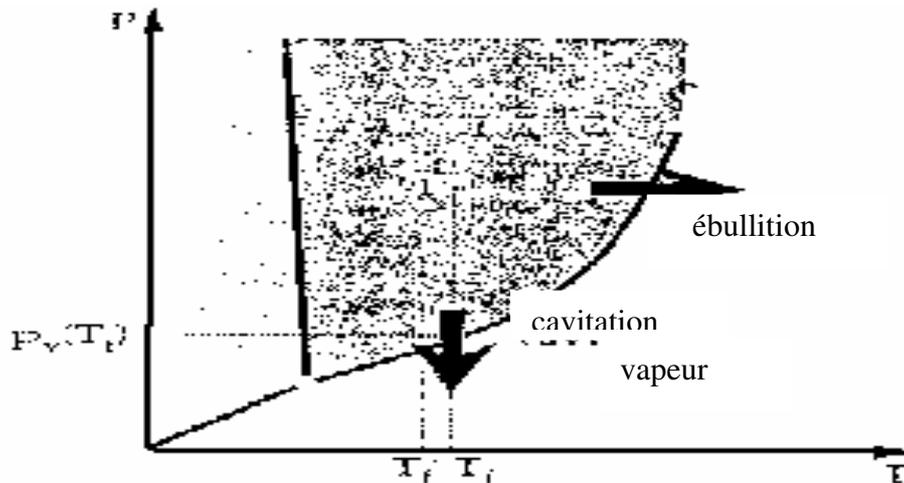
Dans les machines hydrauliques, il est préférable d'évaluer la pression absolue dans la région où on s'attend à avoir le minimum de pression, puis on estime le risque d'apparition de la cavitation en composant la valeur obtenue à celle de la vapeur de pression saturante du liquide qui est fonction de la température. La pression de vapeur saturante est une grandeur qui sert de

## Chapitre II

premier seuil de référence de la cavitation. Si on se réfère au diagramme thermodynamique des états liquide, gaz et solide d'un corps, la courbe  $T_rC$  qui a pour origine le point commun  $T_r$  entre le liquide et vapeur, on considère un point F représentant l'état du liquide à l'entrée de la pompe ou l'organe considéré (**Fig.II.3**). Le changement de phases est effectué selon deux chemins simples :

A pression constante, on élève la température jusqu'à la température d'ébullition.

A température constante  $T_f$ , on abaisse la pression jusqu'à atteindre la courbe de vaporisation  $P_v$ .



La diminution de la pression est provoquée localement par la dynamique de l'écoulement.

**Figure II. 3 :** Courbes de changement de phase. (Yves Lecoffre,1994)

### 3. Conséquences de la cavitation sur les systèmes hydrauliques:

Un système hydraulique est conçu pour véhiculer un liquide homogène, donc tout ce qui en diffère de ce principe génère des conséquences nuisibles au système hydraulique. L'apparition d'un certain volume de vapeur au sein de l'écoulement telles que les bulles, les poches et les tourbillons.

Dans les pompes, ces structures de vapeur apparaissent dans la zone à faible pression à l'entrée des aubages de la roue, puis alors elles sont transportées dans les zones à haute pression.

Lorsque la pression locale du liquide augmente et devient supérieure à la pression de vapeur saturante il y a implosion des bulles d'une manière violente.

Ces implosions donnent naissance à des microjets et des surpressions (ondes de chocs) et du bruit que subira la pompe dont les effets sont :

- L'altération des performances du système hydraulique considéré par rapport au fonctionnement en régime non cavitant, par exemple la diminution de la portance et l'augmentation de la traînée de profils, la chute du rendement de machines.
- Les efforts parasites sur les structures solides.
- Le bruit et éventuellement les vibrations du système.
- L'attaque des parois ou érosion de cavitation, provoquée par la concentration des efforts sur des domaines très réduits et dans des temps très petits.

Il est alors naturel que la cavitation apparaisse de prime abord comme un phénomène nuisible que l'on doit éviter à tout prix.

#### 4. Applications de la cavitation:

La cavitation trouve des applications dans les procédés industriels qui nécessitent la concentration d'énergie sur des petits domaines afin de produire localement des pics de pression élevés.

##### Exemples

1. Le nettoyage des surfaces par ultrasons ou par jets cavitants.
2. La dispersion de particules dans les liquides.
3. La production d'émulsion : pompe à émulsion, à jet.
4. Le massage thérapeutique.
5. La destruction de cellules vivantes et de bactéries.
6. Le dépôt par électrolyse : les bulles brisent les couches d'ions qui entourent les électrodes, ce qui permet d'accélérer le dépôt et d'en améliorer l'uniformité.
7. La cavitation est utilisée pour produire en grand nombre des microbulles servant à retirer d'un liquide le gaz dissous qu'il contient.

#### 5. Paramètres adimensionnels en cavitation

##### 5. 1. Le paramètre de cavitation $\sigma_v$ pour une pompe :

Soit une pompe susceptible de caviter, on choisit un point de référence dans une zone proche du lieu sensible à la cavitation où la mesure de la pression absolue ( $P_{ref}$ ) est possible en régime cavitant. On appelle paramètre de cavitation la quantité :

$$\sigma_v = \frac{P_{ref} - P_v(T_f)}{\Delta P} \dots\dots\dots(II.1)$$

$P_{ref}$  - la pression de référence pour une turbine

$P_v$  - la pression de vapeur saturante à la température du liquide pompé

$T_f$  - la température de fonctionnement

$\Delta P = \rho g H_m$  - la différence de pression qui caractérise la pompe

$H_m$  - désigne la hauteur manométrique de la pompe

##### 5. 2 . Le paramètre de cavitation $\sigma_{vt}$ pour une turbine :

$$\sigma_{vt} = \frac{P_0 + \rho.g.h - P_v(T_f)}{\rho.g.H} \dots\dots\dots(II.2)$$

$h$  - immersion de l'axe de la roue sous la surface libre de sortie sur laquelle la pression atmosphérique  $P_0$  est établie.

$H$  - hauteur de chute.

### 5. 3. Le paramètre de cavitation limite : $\sigma_{vi}$ .

On appelle paramètre de cavitation limite  $\sigma_{vi}$ , la valeur qui correspond à la naissance ou disparition de cavitation. Autrement dit, c'est un fonctionnement entre régime cavitant et régime non cavitant.

Le fonctionnement en régime subcavitant du système hydraulique considéré demande assez généralement, que soit respectée la condition :  $\sigma_v \geq \sigma_{vi}$

Le seuil  $\sigma_{vi}$  dépend de tous les paramètres géométriques et physiques

- 1 – Géométrie
- 2 - Nombre de Reynolds : effet de la viscosité
- 3 - Nombre de Froude : effet de la gravité
- 4 - Nombre de Weber : effet de la tension superficielle
- 5 - Taux de turbulence
- 6 - Rugosité relative
- 7 - Paramètres thermiques
- 8 - Qualité du liquide par rapport aux germes de cavitation.

### 5. 4. La dépression relative de la cavité : $\sigma_c$

On remarque que la pression  $P_c$  dans cette zone est uniforme ou forme alors le nombre adimensionnel  $\sigma_c$ , appelé dépression relative de la cavité :

$$\sigma_c = \frac{P_{ref} - P_c}{\Delta P} \dots\dots\dots(\text{II.3})$$

$P_c$  – pression dans la cavité

Ce nombre est un paramètre de similitude, dans le cas où la pression dans la poche serait égale à la pression de vapeur  $P_v$ , la dépression relative est identique au paramètre de cavitation.

## 6. Conclusion

Afin de lutter contre l'érosion de cavitation sur les pompes certaines recommandations sont souhaitables :

Retarder l'apparition de la cavitation par diminution de **(NPSH)<sub>r</sub>**, en agissant au niveau de la conception de la pompe. Une fois la cavitation établie, limiter les dommages, en particulier l'érosion qu'elle produit, en agissant sur les organes internes de la pompe : les aubes ; avoir des rugosités de surface d'aubages uniformément réparties.

L'emploi d'aubages polis peut retarder l'apparition de la cavitation mais une fois, elle est déclenchée, elle n'est plus influencée par la qualité des surfaces, mais au moins le poli de surface aura une action retardatrice sur les phénomènes d'érosion.

# **CHAPITRE III**

## **Etude expérimentale**

### **Calage d'une pompe centrifuge sans le risque de cavitation**

#### **Essais de cavitation**

#### **Résultats expérimentaux**

#### **Résultats théoriques**

## Chapitre III Etude expérimentale et théorique

### III . 1 . Conception d'un banc d'études didactique :

L'influence des conditions d'aspiration et d'installation des turbomachines sur les courbes caractéristiques autres que le **N.P.S.H.**, est un problème qui a fait l'objet de nombreux travaux de recherches essentiellement à caractère expérimental.

Nous proposons à l'aide d'un banc d'essai universel, **Fig.III.1** de procéder aux essais de pompage, de construire les courbes principales qui caractérisent une pompe centrifuge et qui expriment ses performances pour une vitesse de rotation donnée.

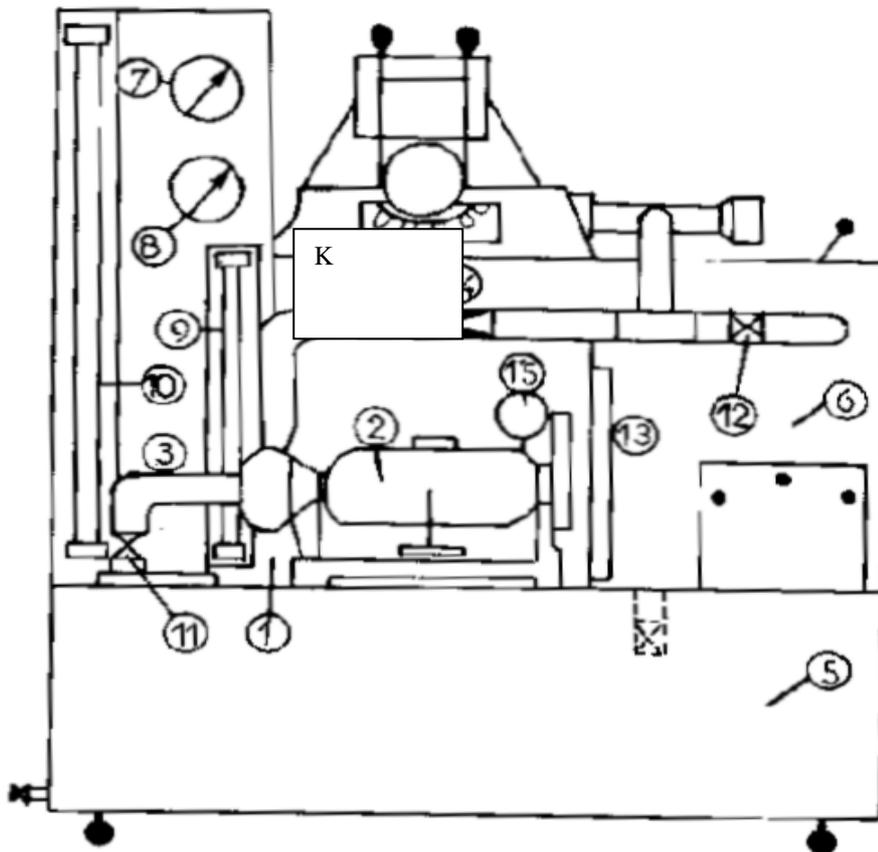
Pour pouvoir tracer ces courbes caractéristiques en vertu des règles d'essais des pompes, il faut un minimum de **8 points**, y compris le point de barbotage et celui qui correspond à la valeur maximale du débit.

Ci- jointe la fiche technique du banc d'essai. Elle est représentée suivant le **tableau III .1** .

#### Manipulation

1. Equilibrer le stator du moteur avec le contre poids.
2. Amorcer la pompe et la mettre en marche.
3. Fixer la vitesse de rotation du moteur constante.
4. Fixer les différents débits **Q**, moyennant le robinet vanne de refoulement et les mesurer par la méthode volumétrique.

Prendre les lectures au niveau du vacumètre, du manomètre, du tachymètre, équilibrer le stator du moteur (pour déterminer le couple à l'arbre de la pompe en ajoutant les poids à chaque variation du débit, jusqu'à ce que le stator soit en équilibre). Les courbes caractéristiques ont été obtenues à partir des essais, pour différentes vitesses de rotation : **n = 2900 t/min** et pour **n = 1450 t/min** (annexe A) .



- |                                  |                                   |
|----------------------------------|-----------------------------------|
| 1 . Pompe centrifuge             | 8 . Vacumètre                     |
| 2 . Moteur                       | 9 -10 . Manomètres différentiels  |
| 3 . Conduite d'aspiration        | 11 . Robinet-vanne d'aspiration   |
| 4 . Conduite de refoulement      | 12 . Robinet-vanne de refoulement |
| 5 . Réservoir principal          | 13 . Indicateur de niveau         |
| 6 . Réservoir de mesure du débit | 14 . Venturi                      |
| 7 . Manomètre                    | 15 . Tachymètre                   |

Figure III.1 Schéma du banc d'essai universel

### Fiche technique du Banc d'essais

**Moteur** : électrique                      **Type** : courant continu à Vitesse variable  
**Puissance** : 1,6 Kw                            **Nombre de tours** : 0÷3000 t/min  
**Courant triphasé** : 50-60 Hz 220/380V  
**Pompe Type** : centrifuge ;            roue ouverte

**Tableau III.1** Fiche technique du banc d'essais

<b>Caractéristiques</b>	<b>Unités</b>	<b>Imposées</b>	<b>Observations</b>
<b>Durée des essais</b>	<b>Heures</b>	4 x4	
<b>Fluide pompé</b>	Eau	Eau	
<b>Température</b>	°C	18	
<b>Viscosité</b>	m <sup>2</sup> /s	10 <sup>-4</sup>	
<b>Densité</b>	kg/m <sup>3</sup>	1	Masse spécifique de l'eau ; $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$
<b>Altitude du lieu d'installation</b>	m	150	Pat/ $\gamma$ - Pv/ $\gamma$ =10,33- 0,18=10,15m
<b>Tension de vapeur d'eau</b>	m	0,18	Pv/ $\gamma$ =0,0012.130=0,18m
<b>Diamètre d'aspiration</b>	mm <sup>2-</sup>	50,8	Diamètre extérieur de l'aubage D <sub>2</sub> =127mm
<b>Diamètre de roulement</b>	mm <sup>1,5-</sup>	38,1	Type d'aube : ouverte nombre d'aubes :6
<b>Dénivellation entre les 2 prises</b>	m	0,14	$\gamma_v + \gamma_M + z = 0,08 + 0,61 + 0,14 = 0,83\text{m}$
<b>Distance entre prise et appareil ; <math>\gamma_v</math></b>	m	0,08	$\gamma_v$ : vacuomètre
<b>Distance entre prise et appareil ; <math>\gamma_M</math></b>	m	0,61	$\gamma_M$ : Manomètre
<b>Rayon du bras de balance</b>	m	0,25	<b>Ft=25cm</b>
<b>Hauteur géométrique d'aspiration</b>	m	0,42	<b>ha=0,42m</b>
<b>Epreuves Hydrauliques</b>	m 1/s	H Q	H=4,89m Q=3,6 l/s $\eta_p = 32\%$

**Tableau III.2** Feuille de lecture

Lecture Des appareils	Numéro des essais							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Lecture du Tachymètre n (t/min)	2900 t/min							
<b>Lecture du (m) vacuomètre <math>P_{vac}/\gamma</math> <math>H_{vac}</math></b>	0,35	0,45	0,75	1,25	1,50	2,00	2,25	2,60
<b>Lecture du (m) manomètre <math>P_{man}/\gamma</math> <math>H_{man}</math></b>	21,5	20,5	18,5	15,8	13,8	10,8	8,4	5,4
Débit $Q = V/t;$ (l/s)	0	20/12	30/9,5	40/8,7	50/9,1	60/9	70/9,5	80/10,6
	0	1,67	3,16	4,60	5,49	6,67	7,37	7,55
Poids W ; (Kg)	1,350	1,750	2,150	2,500	2,600	2,800	2,900	3,050

Chapitre III

**Moteur** : électrique ; **type**: C.C c vitesse variable ;  
**Puissance** : 1,6 Kw **Nombre de tours** : 2900 t/min  
**Courant** : triphasé50HZ 220/380V

**Pompe type** : centrifuge

**Tableau III.3** Construction des courbes caractéristiques  
**H - Q ; P - Q ; η - Q**

Résultats des essais	1	2	3	4	5	6	7	8
$Q \cdot 10^{-3}$ (m <sup>3</sup> /s)	0	1,67	3,16	4,60	5,49	6,67	7,37	7,55
$V_a=4Q/\pi D_a^2$ (m/s)	0	0,824	1,560	2,271	2,710	3,292	3,638	3,727
$V_r=4Q/\pi D_r^2$ (m/s)	0	1,465	2,773	4,037	4,818	5,853	6,468	6,626
$(V_r^2 - V_a^2)/2g$ (m)	0	0,075	0,268	0,568	0,809	1,194	1,458	1,530
$H_{vac}$ (m)	0,35	0,45	0,75	1,25	1,50	2,00	2,25	2,60
$H_{man}$ (m)	21,5	20,5	18,5	15,8	13,8	10,8	8,4	5,4
$H=H_{vac}+H_{ma}+$ $(V_r^2 - V_a^2)/$ $2g + Z$	22,68	21,86	20,35	18,45	16,94	14,82	12,94	10,36
$F=W \cdot g$ (N)	13,243	17,167	21,091	24,523	25,506	27,468	28,449	29,920
$T=L \cdot F$ (Nm)	3,311	4,292	5,273	6,131	6,376	6,867	7,112	7,480
$P_a=\pi n T /$ $30000$ (Kw)	1,005	1,303	1,600	1,861	1,935,	2,084	2,159	2,270
$P_u=9,81QH$ (Kw)	0	0,358	0,631	0,833	0,912	0,970	0,936	0,767
$\eta_p=(P_u/P_a)/$ $100\%$	0	27,47	39,44	44,76	47,13	46,54	43,35	33,79
Observations	0	27	39	45	47	47	43	34

Construction des Courbes Caractéristiques

$H - Q ; P - Q ; \eta - Q$   
 $n = 2900 \text{ } \frac{1}{\text{min}}$

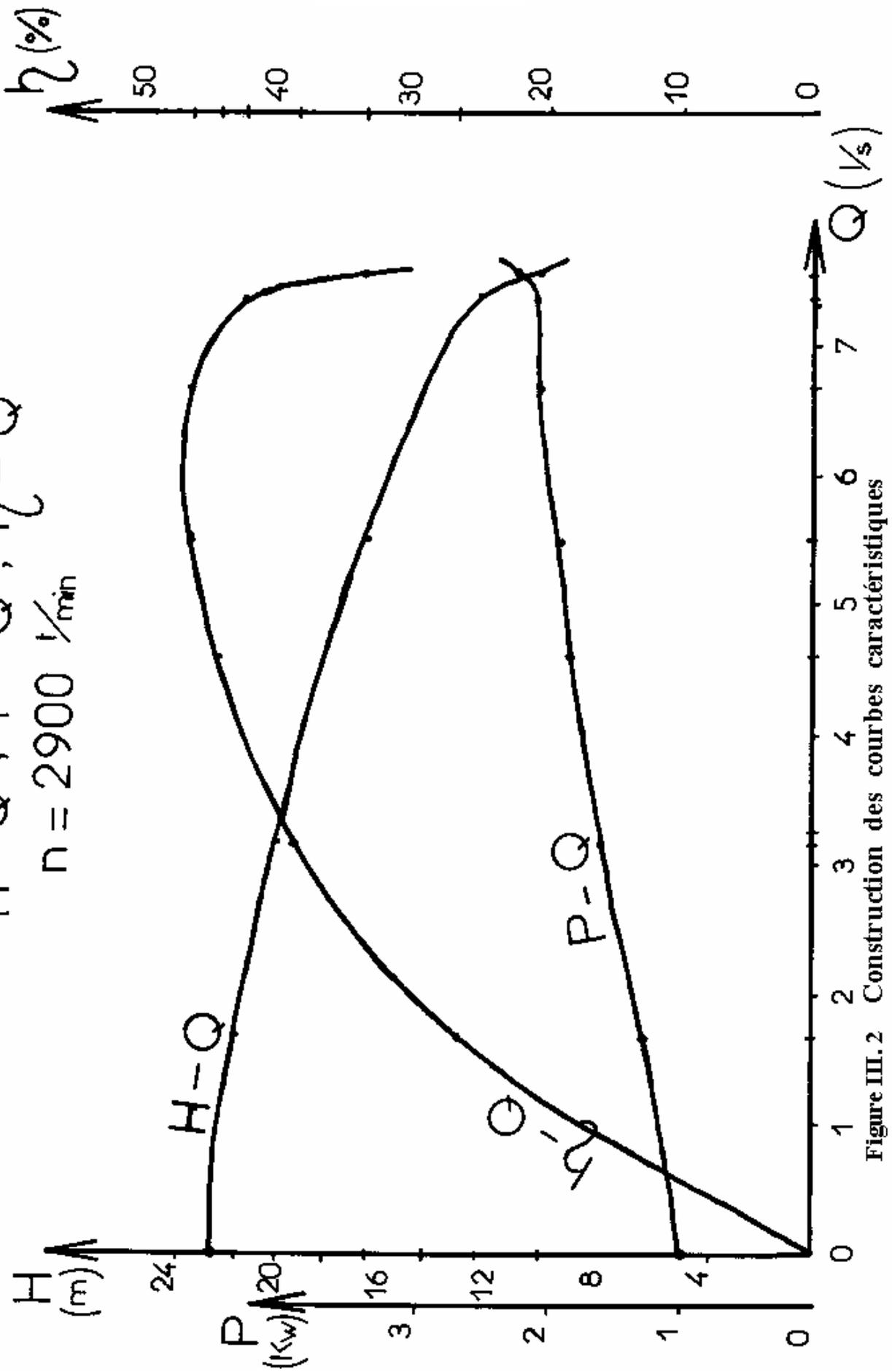


Figure III.2 Construction des courbes caractéristiques

## Résultats des essais

**n=2900 t/min**

**Tableau III.4** Caractéristiques de la pompe

<b>H<sub>M.T</sub></b> (m)	22,68	21,86	20,35	18,45	16,94	14,82	12,94	10,36
<b>Débit Q</b> (l/s)	0	1,67	3,16	4,60	5,49	6,67	7,37	7,55
<b>Puissance</b> <b>Pa</b> (kw)	1,005	1,303	1,600	1,861	1,935	2,084	2,159	2,270
<b>Rendement</b> <b>η(%)</b>	0	27	39	45	47	47	43	34

## Résultats des essais

**n=1450 t/min**

**Tableau III.5** Caractéristiques de la pompe

<b>H<sub>M.T</sub></b> (m)	6,18	5,83	5,41	5,17	4,84	4,49	4,05	3,90
<b>Débit Q</b> (l/s)	0	1,40	1,67	2,66	3,08	3,64	3,70	3,73
<b>Puissance</b> <b>Pa</b> (kw)	0,186	0,242	0,261	0,279	0,298	0,307	0,316	0,335
<b>Rendement</b> <b>η(%)</b>	0	33	34	48	49	52	47	43

**INTERPRETATION DES RESULTATS DES COURBES  
CARACTERISTIQUES**

$$H=f(Q) \quad P=f(Q) \quad \eta=f(Q)$$

Tableau III.6    **Interprétation des résultats**

<b>n=1450 t/min</b>	<b>n=2900 t/min</b>
<b>Q = 0 ;                    H<sub>max</sub> = 6,18m</b>	<b>Q = 0 ;                    H<sub>max</sub> = 22,68 m</b>
<b>Q<sub>max</sub> = 3,73 1/s ;    H<sub>min</sub> = 3,90m</b>	<b>Q<sub>max</sub> = 7,55 1/s ;    H<sub>min</sub> = 10,36m</b>
<b><math>\eta_p = 52\%</math></b>	<b><math>\eta_p = 47\%</math></b>
<b>Q = 3,64 1/s</b>	<b>Q = 5,49 1/s Q = 6,67 1/s</b>
<b>H<sub>MT</sub> = 4,49 m</b>	<b>H<sub>MT</sub> = 16,94 m</b>
<b>Pa = 0,307 kw</b>	<b>Pa = 1,935 kw</b>

## **2 .Interprétation des résultats :**

a) La courbe des débits –hauteurs .la forme de cette courbe est théoriquement, une parabole, mais par suite des imperfection de la pompe, la caractéristique vraie varie quelque peu de parabole théorique.

A débit nul, correspond une pression qui est celle que crée la turbine lorsque la vanne de refoulement est fermée.

A débit maximum correspond une pression nulle. ce point est celui qui correspond à l'ouverture totale de la vanne ou la pompe ne créant pas de pression, peut donner le maximum de débit.

Entre ces deux points extrêmes, il existe un point et un seul, qui possède une particularité qui lui est propre.

Il correspond au maximum de rendement.

L'allure de la courbe varie d'après les éléments qui sont propres à chaque roue : diamètres, largeur et épaisseur des aubades, angle de sortie, pertes internes dans la pompe (choc et frottement).....

b) Les puissances absorbées : Elles sont fonction de la caractéristique (H-Q) et du rendement (Q-N).

La puissance, pour une hauteur donnée et un débit correspondant, est d'autant plus faible que le rendement est meilleur.

c) Courbe de rendement :

Chaque pompe possède une courbe de rendement mécanique dont la valeur est consécutive à la plus ou moins parfaite réalisation.

Cette courbe est la composante d'une diversité de pertes hydrauliques ou mécanique .Nous voyons qu'à débit nul, le rendement est nul et qu'à débit maximum la valeur est égale à zéro .Entre ces deux points extrêmes la courbe est déterminée par une série de points situés à des altitudes différentes passant par un maximum.

## **3. Aspiration d'une pompe centrifuge**

### **3.1. Capacité pratique d'aspiration :**

Les pompes centrifuges sont placées souvent au-dessus du niveau d'eau du réservoir d'où elles aspirent les liquides. Pour que la pompe puisse lever le liquide du niveau placé au dessous de son axe, elle doit créer un vide à l'entrée de la roue, le levage du liquide (aspiration) est effectué sous l'effort de la différence entre la pression atmosphérique qui agit sur la surface du liquide libre et la pression absolue à l'entrée de la pompe qui est inférieure à la pression atmosphérique.

Pourtant la diminution de la pression absolue au-dessous d'une limite déterminée peut entraîner la cavitation qui se produit lorsque à l'intérieur de la pompe la pression absolue du liquide devient inférieure à la tension de vapeur.

La valeur limite de la pression absolue à l'entrée de la pompe au-dessous de laquelle la cavitation commence est désignée dans la littérature anglaise et française par (NPSH) requis, dans la littérature soviétique, est désignée par la hauteur vacumétrique admissible d'aspiration (Hvad) qui représente la valeur du vide mesurée en mètre de colonne d'eau à l'entrée de la pompe. Il est tout à fait clair que chaque pompe aura une capacité pratique d'aspiration qu'il faut prendre en considération. Elle est exprimée en mètre de colonne d'eau en fonction du débit transité .La courbe de la capacité pratique d'aspiration a une forme parabolique en fonction du débit et à chaque fois que le débit augmente la capacité pratique d'aspiration diminue.

A cette notion de capacité pratique d'aspiration s'ajoute la notion NPSH « Net positive section Head » qui est la charge nette d'aspiration.

### Chapitre III

Ainsi (NPSH) requis et  $H_{vad}$  sont liés par la relation :

$$(NPSH)_r = 10 - H_{adv} \dots\dots\dots(III.1)$$

La hauteur vacumétrique admissible des pompes dépend de leur construction, la vitesse de rotation et elle est déterminée par voie expérimentale pendant les essais des pompes.

#### **4. (NPSH) requis et (NPSH) disponible**

la valeur du (NPSH) requis d'une pompe est donnée le constructeur .pour des condition de vitesse et de débit donné, il dépend seulement de la construction interne de la pompe .Afin qu'une installation ait un bon fonctionnement, il faut que le (NPSH) disponible soit supérieure au (NPSH) requis, on note  $(NPSH)_d > (NPSH)_r$  , si cette condition n'est pas remplie, le phénomène de cavitation apparaît .Il faut , soit modifier ou changer la pompe pour abaisser le(NPSH) requis, soit encore modifier l'installation pour élever le (NPSH) disponible. Le (NPSH) disponible dépend uniquement des conditions d'installation de la pompe (longueur et diamètre de canalisation d'aspiration, pertes de charge le long de la canalisation ainsi que la hauteur géométrique d'aspiration).

#### **5. calcul pratique de (NPSH) disponible et (NPSH) requis**

##### **5.1. Charge absolue minimale admissible à l'aspiration (NPSH)<sub>d</sub> :**

Le (NPSH) <sub>d</sub> par définition entre la pression absolue notée  $P_A$  et la pression de vapeur saturante à la température du liquide considéré noté  $P_v$ .

Il sera calculé comme suit :

Soit une pompe centrifuge à axe horizontal qui est représentée sur la **figure III.3** ;dont l'installation est en dépression:

$h_A$  : Hauteur entre l'axe de la pompe et le plan d'eau.

$h_v$  : Hauteur représentative de la pression de vapeur saturante à la

température considérée.  $h_v = \frac{P_v}{\rho}$

$P_A$  : Pression absolue à l'entrée de la roue au point **A**

$P_a$ : Pression atmosphérique régnant sur la surface libre du réservoir.

$V_A$  : Vitesse du liquide au point **A**.

$J_A$  : Pertes de charge totale à l'aspiration.

**A** : Point du filet liquide à l'entrée de la pompe

L'application du théorème de Bernoulli entre le plan d'aspiration ( $P_a, Z_a$ ) et l'entrée de la pompe ( $P_A, Z_A$ ) nous permet d'écrire :

$$\frac{P_A}{\rho} + Z_A + \frac{V_A^2}{2g} + J_A = \frac{P_a}{\rho} + Z_a \dots\dots\dots(III.2)$$

$$\frac{P_A}{\rho} = \frac{P_a}{\rho} + (Z_a - Z_A) - \frac{V_A^2}{2g} - J_A$$

D'après la définition du (NPSH) <sub>d</sub> disponible donnée ci dessus, on a :

$$(NPSH)_d = \frac{P_A}{\rho} - h_v \dots\dots\dots(III.3)$$

Pour le cas d'une installation en dépression, la valeur  $Z_a - Z_A$  est négative, c'est à dire ( $Z_a - Z_A = - h_A$ ) alors :

$$(NPSH)_d = \frac{P_a}{\rho} - h_v - \frac{V_A^2}{2g} - h_A - J_A \dots\dots\dots(III.4)$$

Aspiration d'une pompe  
et détermination de la  
côte de l'axe de la pompe

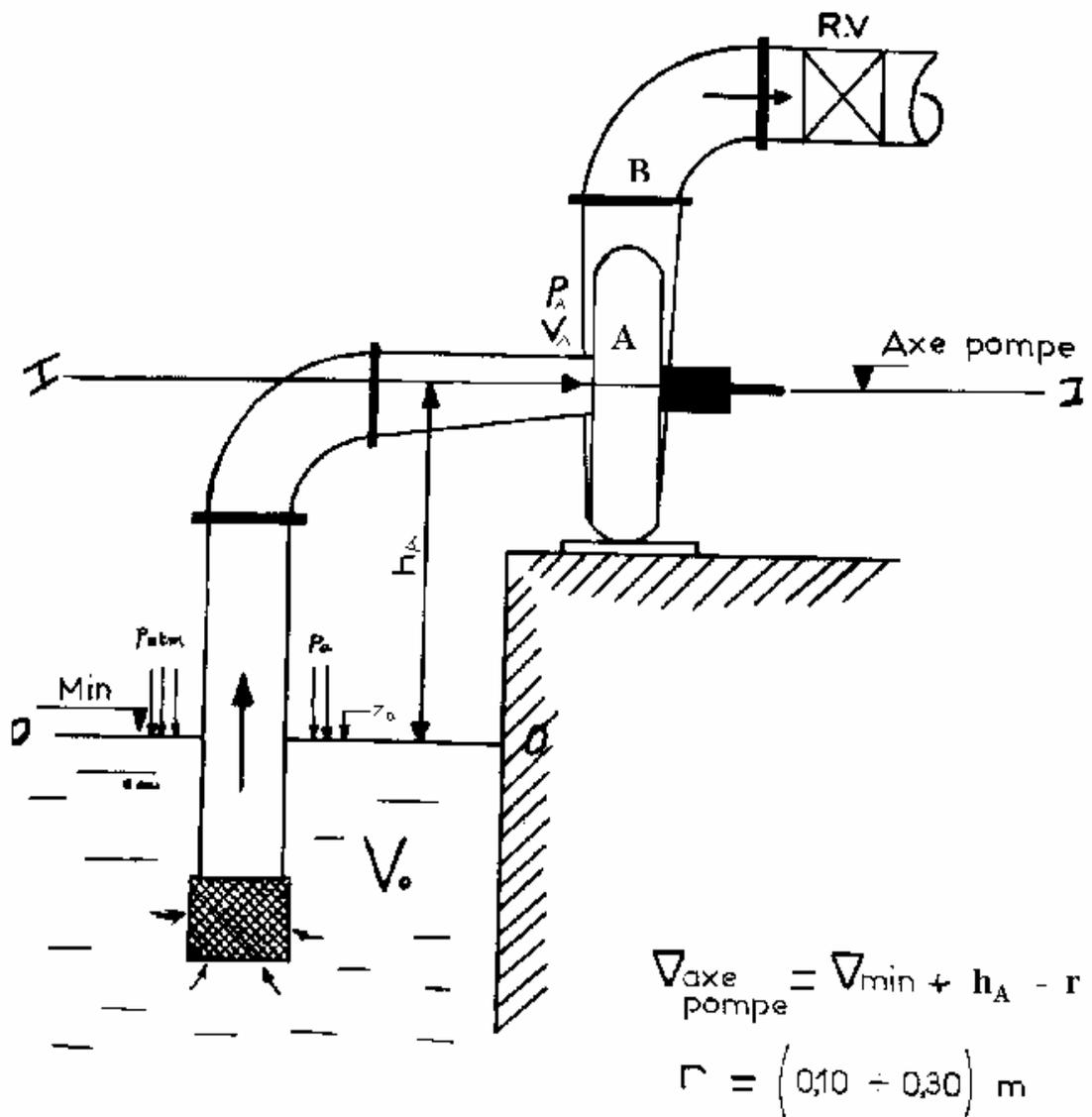


Figure III.3 Installation d'une pompe en dépression

### Chapitre III

Pour le cas d'une installation en charge la valeur  $Z_a - Z_A$  est positive, c'est à dire ( $Z_a - Z_A = h_A$ ) ; on a :

$$(\text{NPSH})_d = \frac{P_a}{\varpi} - h_v - \frac{V_A^2}{2g} + h_A - J_A \dots\dots\dots(\text{III.5})$$

#### Installation d'une pompe en dépression

Pour les altitudes inférieures à **100 m** et pour une eau dont la température ne dépasse **20°c** on peut poser :

$$\frac{P_a}{\varpi} - h_v = 10 \text{ m.c.e} \dots\dots\dots(\text{III.6})$$

De sorte qu'on pourra écrire pour :

L'installation en dépression :

$$(\text{NPSH})_d = 10 - \frac{V_A^2}{2g} - h_A - J_A \dots\dots\dots(\text{III.7})$$

L'installation en charge :

$$(\text{NPSH})_d = 10 - \frac{V_A^2}{2g} + h_A - J_A \dots\dots\dots(\text{III.8})$$

### **5 . 2 . Charge absolue maximale admissible à l'aspiration**

#### **(NPSH)<sub>r</sub> :**

Le **(NPSH)<sub>r</sub>** est une donnée fournie et est déterminée par le constructeur de la pompe. Elle se mesure au même point que le **(NPSH)<sub>d</sub>** c'est-à-dire à la bride d'aspiration d'où l'on pourra écrire :

$$(\text{NPSH})_r = \frac{P_A}{\varpi} - h_v \dots\dots\dots(\text{III.9})$$

qui est une fonction analogue au **(NPSH)<sub>d</sub>**

**P<sub>1</sub>** : Représente la courbe de **(NPSH)<sub>d</sub>**;  $(\text{NPSH})_d = \frac{P_A}{\varpi} - h_v$

**P<sub>2</sub>** : représente la courbe de **(NPSH)<sub>r</sub>**;  $(\text{NPSH})_r = \frac{P_A}{\varpi} - h_v$

**M** : Point d'intersection entre les courbes **(NPSH)<sub>r</sub>** et **(NPSH)<sub>d</sub>**.

**N** : Point d'intersection entre les courbes **(NPSH)<sub>d</sub>** et l'horizontale des ordonnées **h<sub>v</sub>**.

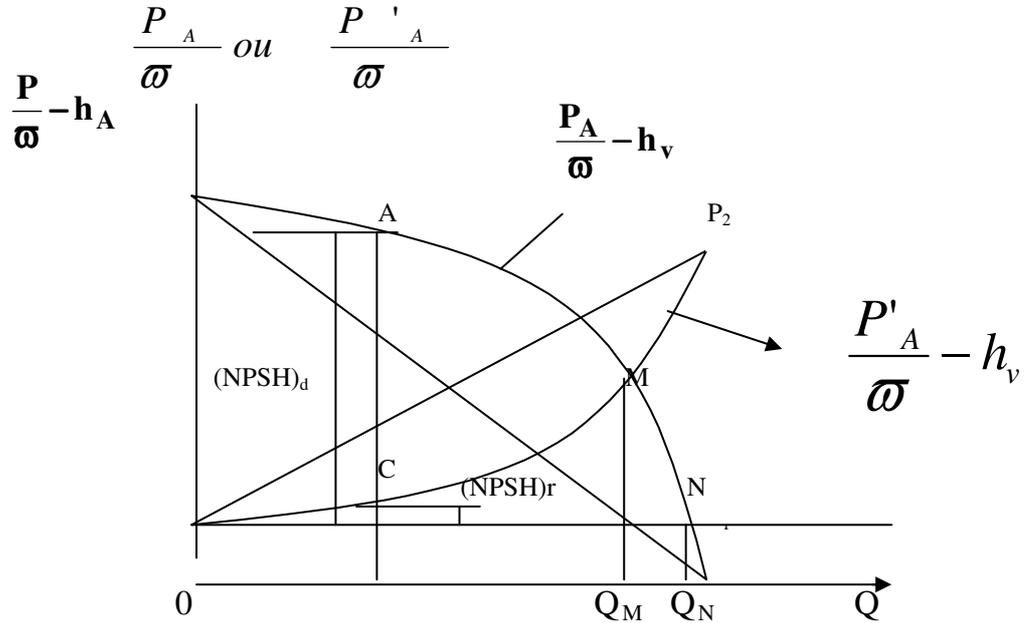


Figure.III.4 (NPSH) disponible et requis (Carlier M.,1968)

Discussion du graphique de (NPSH) disponible et requis (Figure III.4)

1) Si  $Q < Q_M$  :  $(NPSH)_d > (NPSH)_r$  ou  $\frac{P_A}{\omega} - h_v > \frac{P'_A}{\omega} - h_v \dots (III.10)$

Dans ce cas la pression absolue à l'intérieur de la pompe n'atteint pas la pression de vapeur saturante du liquide à sa température, c'est donc la zone de non-cavitation.

2)  $Q = Q_M$  :  $(NPSH)_d = (NPSH)_r$  ou  $\frac{P_A}{\omega} = \frac{P'_A}{\omega} \dots (III.11)$

Dans ce cas la cavitation apparaît du fait que la pression absolue à l'intérieur de la pompe atteint la pression de vapeur saturante du liquide à sa température au point M, il y a alors formation de cavité (poches) conséquence d'une ébullition en M. (début de cavitation).

3) Si  $Q = Q_N$  :

$(NPSH)_d = 0 < (NPSH)_r$  ou  $\frac{P_A}{\omega} = h_v \dots (III.12)$

### Chapitre III

Dans ce cas nous avons une zone de cavitation. Celle-ci commence en **A** jusque vers **M**.

$$Q_M < Q < Q_N$$

On a  $(NPSH)_d < (NPSH)_r$  donc c'est une zone de cavitation qui se développe en M.

En définitif, pour éviter le phénomène de cavitation dans une pompe il ne faut pas que le  $(NPSH)_d$  soit inférieur à une valeur limite de  $(NPSH)_r$  d'où le  $(NPSH)_d > (NPSH)_r$ .

Pratiquement pour éviter la cavitation on prend :

$$(NPSH)_d = (NPSH)_r + S \dots\dots\dots(III.13)$$

**S** : Marge de sécurité : (0,1 - 0,5) m

Si la variation du plan d'eau d'aspiration  $\leq 2m$  on prend **S = 0,1**

Si la variation de la température n'est pas énorme on prend **S = 0,1**

Si on a des pompes à double flux **S = (0,2 - 0,5)m**

Si on a une grande variation de la température du fluide et du plan d'eau à l'aspiration on prend **S > 0,1m**

## **6. Calage d'une pompe par rapport au plan d'eau**

### **d'aspiration :**

#### **6. 1. Introduction :**

C'est en tenant compte de toutes les variables susceptibles d'affecter le comportement de la pompe qu'on est arrivé à la notion **NPSH** : Net Positive Suction Head ; la charge nette d'aspiration.

La vérification des conditions d'aspiration se fait alors en comparant le (NPSH) requis (par la pompe) au (NPSH) disponible (dans l'installation) ; afin d'éviter tout risque de cavitation, il faut que le (NPSH)<sub>d</sub> soit supérieur de quelques centimètres au (NPSH)<sub>r</sub> pour rester dans la bonne plage de fonctionnement à un rendement meilleur.

Cependant une nouvelle méthode basée sur l'analyse des performances des machines en exploitation a été développée afin de mettre au point et d'une façon précise la charge nette d'aspiration, qui nécessite de prendre en considération les conditions réelles d'installation.

Les principaux objectifs de l'étude résumée dans cette thèse ont été les suivants: - Etudier expérimentalement les effets du fluide sur les modes propres des roues de pompe.

- Mettre en place un code de calcul utilisable industriellement permettant de prévoir le comportement d'une roue de pompe centrifuge.

- But de l'essai consiste à vérifier, avec les garanties données par le constructeur, le bon fonctionnement de la pompe, du point de vue qualité, efficacité, dureté et longévité ; de contribuer à la vérification de n'importe quel type d'installation (en aspiration ou en charge ) à installer et à caler une pompe d'une façon correcte et définitive selon les paramètres existants (sans le risque de cavitation) c'est à dire ,de déterminer la charge nette d'aspiration qui nécessite de prendre en considération les conditions réelles d'installation.

#### **6. 2. Méthodes de mesure et résultats**

##### **- Méthode de calcul**

Dans toute installation de pompage, on doit toujours avoir une charge nette à l'aspiration de la pompe supérieure à la charge nominale requise par celle-ci :

Dans tous les cas on peut écrire : afin d'éviter tout risque de cavitation

$$(NPSH)_{disp.} > (NPSH)_{req.} \dots \dots \dots (III.14)$$

Un fonctionnement sans incident des pompes centrifuges n'est possible qu'à la condition, qu'aucune formation de vapeur ne se produise à l'intérieur de la pompe pour cette raison, la hauteur piézométrique au point de référence pour le (NPSH) doit se trouver au moins au-dessus de la tension de vapeur du liquide véhiculé.

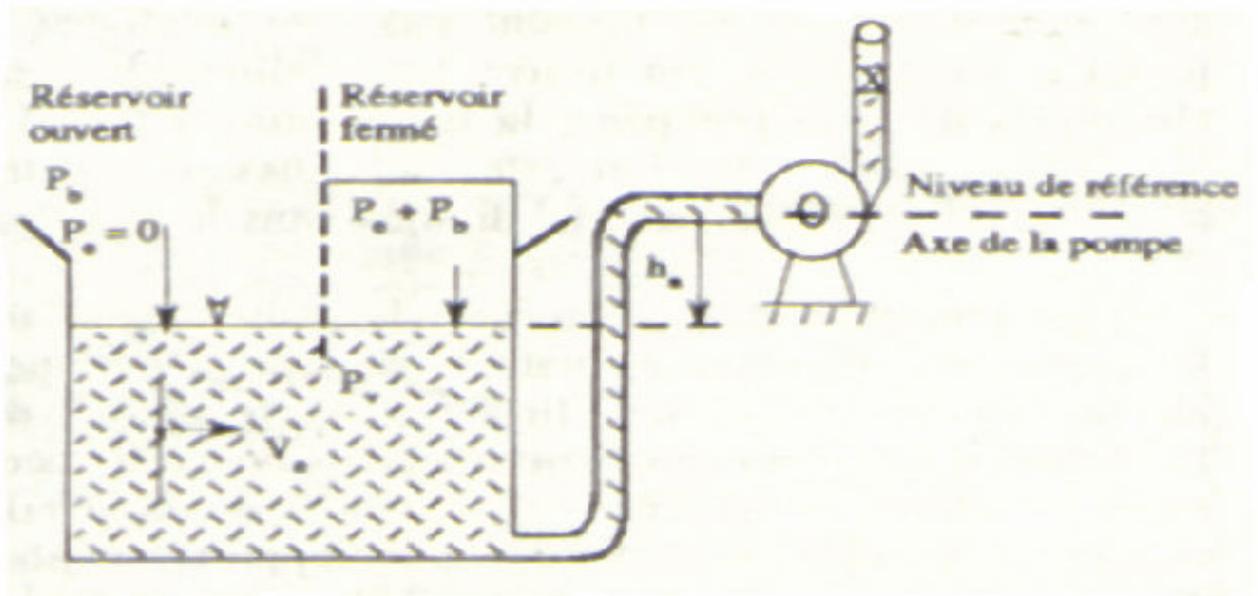
### Chapitre III

Le point de référence pour le (NPSH) est le centre de la roue, c'est à dire le point d'intersection de l'axe de l'arbre de la pompe avec le plan vertical des points extérieurs du bord d'entrée de l'aube. Le (NPSH) requis est la valeur nécessaire pour la pompe ; exprimée "m".

En pratique, on y ajoute souvent une marge de sécurité de **0,5 m**.  
(NPSH) disponible, c'est le NPSH de l'installation, qui est fourni par l'installateur.

Le (NPSH)<sub>disp</sub> doit-être calculé comme suit :

**Cas a :** Fonctionnement en aspiration ,pompe installée en dessus du niveau du liquide



**a) Installation en aspiration :**

**Figure III.5 :** Croquis pour déterminer le (NPSH) disponible  
Cas du fonctionnement en aspiration

$$(\text{NPSH})_{\text{disp}} = \frac{P_e}{\rho g} + \frac{P_b}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - \frac{V_a^2}{2g} - h_a - \sum h_{p_{\text{asp}}} \dots\dots\dots(\text{III.15})$$

Chapitre III

$\frac{P_b}{\rho g}$  Pression atmosphérique lorsque le réservoir est ouvert.

$$\frac{P_b}{\rho g} = 1 \text{ bar } (10^5 \text{ N/m}^2)$$

$\frac{P_e}{\rho g}$  Pression absolue lorsque le réservoir est fermé.

$$\frac{P_b}{\rho g} = 0 \text{ bars}$$

$\frac{P_v}{\rho g}$  - Tension de vapeur de l'eau pompée.

**Va** - Vitesse d'aspiration (m/s)

**ha** - Hauteur d'aspiration (m)

$\sum h_{p \text{ asp}}$  - Somme des pertes de charges singulière et linéaire d'où :

$$\sum h_{p \text{ sin}} = h_{p \text{ asp}}^{\text{lin}} + h_{p \text{ asp}}^{\text{sin g}}$$

$\rho$  - Masse volumique -  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

$g$  - accélération de la pesanteur -  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ , nous prenons  $g = 10 \text{ m/s}^2$ .

$$- \varpi = \rho g$$

Dans la pratique, la formule ci-dessus est simplifiée comme suit :

$$(\text{NPSH})_{\text{disp}} = 10 - h_a - \sum h_{p \text{ asp}} - \frac{V_a^2}{2g} \dots\dots\dots(\text{III.16})$$

Mais réellement, on tiendra compte du lieu d'installation de la pompe, c'est à dire de la pression atmosphérique et de la température (variation) du liquide pompé.

$$(\text{NPSH})_{\text{disp}} = \frac{P_b}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - h_a - \sum h_{p \text{ asp}} - \frac{V_a^2}{2g} \dots\dots\dots(\text{III.17})$$

$\frac{P_b}{\rho g}$  - Pression atmosphérique dépend du lieu d'installation.

(de l'altitude).

**Cas b** : Fonctionnement en charge, pompe installée au-dessous du niveau du Liquide

b) Installation en charge :

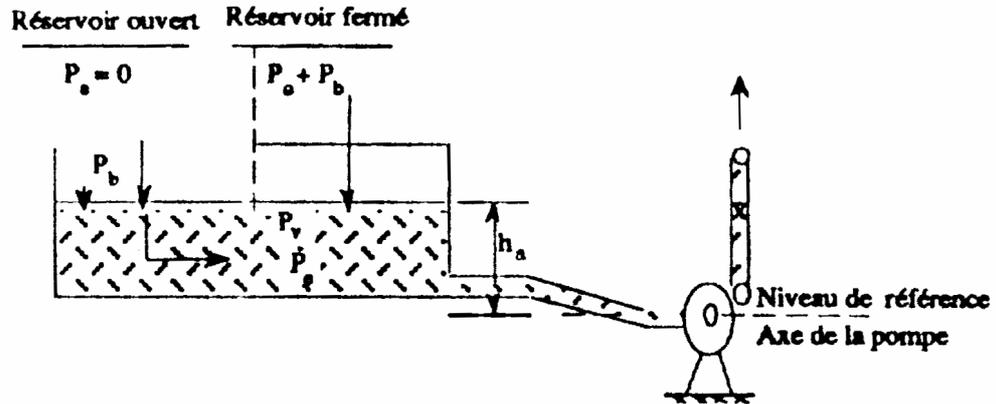


Figure III.6 : Croquis pour déterminer le (NPSH) disponible

Cas de fonctionnement en charge

$$(NPSH)_{disp.} = \frac{P_e}{\rho g} + \frac{P_b}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - \frac{V_a^2}{2g} + h_a - \sum h_{p_{asp.}} \dots \dots \dots (III.18)$$

Formule simplifiée dans la pratique avec les mêmes conditions que pour le (cas a):

$$(NPSH)_{disp.} = 10 + h_a - \sum h_{p_{asp.}} - \frac{V_a^2}{2g} \dots \dots \dots (III.19)$$

(le signe de la hauteur d'aspiration change)

$$(NPSH)_{qisp.} = \frac{P_b}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} + h_a - \sum h_{p_{asp.}} - \frac{V_a^2}{2g} \dots \dots \dots (III.20)$$

Chapitre III

**Tableau III.7 :** Tension de vapeur d'eau en fonction de la température de l'eau  
(La cavitation ,1995,Lecoffre Yves,1994)

<b>T° °C</b>	0	10	15	20	25	30	35	40	45
<b>Pv / ρg (m.c.e)</b>	0,0611	0,1227	0,1404	0,2337	0,3166	0,4241	0,5622	0,7375	0,9582
<b>T° °C</b>	50	55	60	65	70	75	80	90	100
<b>Pv/ ρg (m.c.e)</b>	1,2335	1,5741	1,9920	2,5010	3,1160	3,8550	4,7360	7,0110	10,133

**Tableau III.8 :** Pression atmosphérique en fonction de la côte absolue du lieu

<b>Côte absolue du lieu (m)</b>	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500
<b>Pression atmosphérique Pa/ ω (m)</b>	10,3	10,2	10,1	10,0	9,8	9,7	9,6	9,5	9,4	9,3	9,2	8,6

- Application

$$(NPSH)_d > (NPSH)_r \text{ d'où } (NPSH)_d = (NPSH)_r + 0,5$$

(NPSH)<sub>r</sub> est déduite à partir des courbes caractéristiques cavitationnelles de la pompe choisie) donnée du catalogue des pompes.(Fonctionnement en aspiration )

$$(NPSH)_r + 0,5 = \frac{P_{at}}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - h_a^{ad} - \sum h_{p_{asp.}} \frac{V_a^2}{2g} \dots \dots \dots (III.21)$$

$$h_a^{ad} = \frac{P_{at}}{\omega} - \frac{P_v}{\omega} - \frac{V_a^2}{2g} - \sum h_{p_{asp.}} - (NPSH)_r - 0,5 \dots \dots \dots (III.22)$$

En déduire la côte de l'axe de la pompe c'est à dire caler la pompe par rapport au plan d'eau d'aspiration (∇ Min) sans le moindre risque de cavitation.

$$\nabla_{axe\ pompe} = \nabla_{Min} + h_a^{ad} - r \dots \dots \dots (III.23)$$

r : Réserve de sécurité (0,1 - 0,3 )

### **6. 3. CONCLUSION**

La cavitation perturbe profondément le fonctionnement des turbomachines. Les effets se marquent à la fois sur les caractéristiques de fonctionnement et sur la tenue mécanique. Les considérations que l'on peut retirer de l'application du (NPSH) doivent être traitées avec prudence en particulier, les valeurs de (NPSH)<sub>req</sub>, que l'on peut en déduire, ne sont que des ordres de grandeurs valables pour les pompes de construction courante uniquement. Tout cas litigieux devra faire l'objet d'une étude expérimentale précise dans des conditions aussi proches que possibles des conditions de fonctionnement réel.

Il reste toujours un facteur primordial, c'est les conditions d'installation et d'entretien. Ces conditions sont importantes et ne doivent pas être négligées : parmi ces conditions, on trouve les qualités physico-chimiques de l'eau pompée la température ; le PH ; les matières en suspension ; les sels dissous ; entre autre quantité d'air ou de gaz dissous dans le liquide.

C'est pourquoi, dans notre cas, la connaissance de la qualité des liquides, sa nature, ses caractéristiques physico-chimiques, du lieu géographique de l'installation de pompage, peuvent contribuer efficacement à la lutte contre l'usure de la pompe qui par la suite, ces pompes bien calées par rapport au plan d'aspiration dureront dans le temps.

### **7. ESSAI DE CAVITATION D'UNE POMPE CENTRIFUGE :**

**But:** déterminer la réserve d'aspiration requise de la pompe ( $\nabla h_r$ ) et la hauteur d'aspiration vacuométrique admissible ( $h_{vac}$ ) pour un débit et un nombre de tours constants.

A l'aide du banc d'essai, **Figure III.1**, on amorce la pompe, et la mettre en marche, on fixe une vitesse de rotation : **n = 2900 t/min**

Moyennant le robinet vanne de refoulement pour un débit constant de **3,22 l/s**,

Tout en prenant les lectures des appareils de mesure, on ferme un peu la vanne d'aspiration jusqu'à ce que la lecture du vacuètre soit changée, tout en réglant le débit pour qu'il soit constant pendant les essais.

Des que le régime permanent aura été établi, on prendra les lectures des appareils de mesure, on répète l'opération jusqu'à ce que les lectures au niveau du manomètre commencent à diminuer plus vite que celle du vacuètre, dans ce cas, le régime de la pompe caractérisé par une courbe **H=f(∇h)** est descendante, d'après laquelle on détermine ∇h critique correspondant à la chute de 2% de H.

Les lectures des appareils de mesure sont représentées sur les **tableaux III.12, 13** ; les résultats des essais : **tableaux III.14 - 21** ; et la construction des courbes de cavitation ( $\nabla h_{crit} - Q$ ) sont représentées par les courbes **figures III.7 a, b, c** ; pour différents débits.

Les résultats des essais expérimentaux : **tableau III.22** et la construction des courbes caractéristiques : **figure III.8** ; cavitationnelles (NPSH)<sub>r</sub> - Q ; ( **H<sub>a</sub> - Q**) pour **n=2900 t/min** : **figure III.9**

Les résultats des essais théoriques : **tableau III.23** et la construction théorique de ces courbes cavitationnelles : **figure III.10**.

## 8. METHODES DE MESURE ET RESULTATS

### 8. 1. Résultats expérimentaux :

Le (NPSH) requis et la Ha sont liés par l'expression suivante :

$$H_a^{ad} = \frac{P_a}{\varpi} - \frac{P_v}{\varpi} - \frac{V_A^2}{2g} - (NPSH)_r - \sum hp_{asp} \dots\dots\dots(III.24)$$

**Ha** - la hauteur géométrique d'aspiration admissible :  
(capacité pratique d'aspiration)

(NPSH)requis est indépendant de l'installation de la pompe, il ne dépend que de ce qui se passe dans la pompe. C'est donc une donnée fournie par le constructeur de la pompe pendant les essais de la pompe.

$$(NPSH)_r = a \cdot K_{v.s} \cdot \nabla h_{crit} \dots\dots\dots(III.25)$$

- a** : Coefficient dépend de  $\nabla h_{crit}$
- K<sub>v.s</sub>** : Coefficient dépend de la vitesse spécifique.
- ∇h<sub>crit</sub>** : Caractéristique de la cavitation déterminée pendant les essais.

**Tableau III.9** Coefficient "a" fonction de la hauteur critique  $\nabla h_{crit}$ ..(Richagov B.B.,et ales 1971)

<b>Δhcrit (m)</b>	0	2	4	6	7	8	10	12	14	16
<b>Δ</b>	1,60	1,37	1,20	1,13	1,10	1,09	1,08	1,07	1,06	1,06

**Tableau III.10** Coefficient de vitesse spécifique en fonction des diamètres de la roue

<b>D<sub>2</sub>/D<sub>0</sub></b>	1,00	1,25	1,50	2,00	2,50	3,00
<b>K<sub>v..s</sub></b>	1,10	1,10	1,094	1,052	1,014	1,00

Chapitre III

**D<sub>2</sub>** – Diamètre extérieur de la roue égal à **127 mm**.

**D<sub>0</sub>** - Diamètre de l'ouïe égal à **50,8 mm**.

d'où :

**D<sub>2</sub> / D<sub>0</sub> = 127/50,8 = 2,5** ; la vitesse spécifique est égale à **75**,

d'où **K<sub>v.s.</sub> = 1,014**,

Pour **N<sub>s</sub> = (70 ÷ 150)** pour les pompes centrifuges normales.

(ni rapides, ni faible vitesse) (**Lecoffre Yves, 1994**)

**8. 2. Résultats théoriques :**

D'une façon générale, on peut calculer la réserve de cavitation :

$$\Delta h_{adm} = \varphi \cdot \sigma \cdot H \dots\dots\dots (III.26)$$

**φ** - Coefficient tenant compte des conditions d'exploitation. **φ = 1,1 ÷ 1,5**

**σ** - Constante de cavitation.

**H** - Hauteur d'élévation

$$\sigma = \frac{10}{H} \left( \frac{n}{C} \sqrt{Q} \right)^{4/3} \dots\dots\dots (III.27)$$

D'après **S.ROUDNEV** ; **σ** - Constante de **THOMAS**

**n** - Vitesse de rotation **2900 t/min**

**Q** - Débit de la pompe (m<sup>3</sup>/s)

**C** - Constante (**600 ÷ 800**) pompe à faible vitesse.

(**800 ÷ 1000**) pompes à vitesse normale.

(**1000 ÷ 1500**) pompes à vitesse rapide.

$$\Delta h_d = a \cdot K_{v.s.} \cdot \Delta h_{adm} \dots\dots\dots (III.28)$$

d'où

$$h_a^{adm} = \frac{P_{atm}}{\varpi} - \frac{P_v}{\varpi} - \Delta h_{adm} - \sum h_{p_{asp}} \dots\dots\dots (III.29)$$

$$h_a^{adm} = h_{vac}^{adm} - \frac{V_a^2}{2g} - \sum h_{p_{asp}} \dots\dots\dots (III.30)$$

Mais le plus souvent, la hauteur d'aspiration admissible est déterminée d'après la hauteur vacuométrique admissible d'aspiration ;

d'où **h<sub>vac</sub>** admissible donnée dans les catalogues comme courbes caractéristiques. Les résultats des essais expérimentaux et théoriques sont représentés sur le **tableau III.11**

### 8. 3. Interprétation des résultats :

**Tableau III.11** Récapitulatif des résultats expérimentaux et théoriques.  
Interprétation des résultats.

Résultats Expérimentaux	Résultats Théoriques
Q = 6,00 l/s	Q = 6,00 l/s
H = 16,02 m	H = 16.02 m
h <sub>A</sub> = 3,562 m	h <sub>A</sub> = 3.424 m
(NPSH) <sub>r</sub> = 3,504 m	(NPSH) <sub>r</sub> = 3,195 m
(NPSH) <sub>d</sub> < (NPSH) <sub>r</sub>	(NPSH) <sub>d</sub> > (NPSH) <sub>r</sub>
3,115 < 3,504	3,642 > 3,194
<b>LA POMPE CAVITE</b>	<b>LA POMPE NE CAVITE PAS</b>

(NPSH)<sub>d</sub> > (NPSH)<sub>r</sub> d'où (4,409 > 2,874) : (pour un débit de 5,77 l/s )

L'utilisation pratique du (NPSH)<sub>d</sub>; d'où on peut déterminer directement la côte de l'axe de la pompe :

$$(NPSH)_d = \frac{P_a}{\varpi} - \frac{P_v}{\varpi} - \frac{V_A^2}{2g} - h_A - \sum hp_{asp} \dots\dots\dots(III.31)$$

$$h_A = \frac{P_{atm}}{\varpi} - \frac{P_v}{\varpi} - \frac{V_A^2}{2g} - \sum hp_{asp} - (NPSH)_d \dots\dots\dots(III.32)$$

**h<sub>A</sub> = 10,15 – 2,454 – 4,409 = 3,287 m .** La hauteur d'aspiration est de

**h<sub>A</sub> = 3,287 m.** La côte de l'axe de la pompe est  $\nabla_{Min} + h_A - r$

r : étant une réserve (0,10 ~ 0,30)m

Donc en résumé une pompe tournant à **2900 t/min**, donne un débit de **5,77 l/s**, et une hauteur manométrique de **16,44 m**, avec un rendement de **η<sub>p max</sub> = 47 %**. Le calage de la pompe final est la côte de l'axe de la pompe est  $\nabla_{Min} + h_A - r$ . Dans ce cas, on évite le risque de la cavitation et la pompe fonctionne normalement et sûrement.

## **8. 4. CONCLUSION**

Les aperçus bibliographiques (**Ranald V.Giles, 1975, Richards C.W., 1965**) montrent que la réserve de cavitation est fonction de la hauteur d'élévation, de la constante de Thomas et d'un coefficient variationnel  $\phi$  tenant compte des conditions d'exploitation. Ainsi **S.ROUDNEV** propose une relation donnant le coefficient  $\sigma$  de Thomas, et montre que ce dernier est fonction du débit pompé  $Q$ , de la vitesse de rotation  $n$  et d'une constante  $C$  de vitesse.

Ce qui a permis aux spécialistes du laboratoire "pompes et stations de pompage" de l'Ecole Nationale Supérieure de l'Hydraulique ; de faire l'étude théorique et expérimentale sur une installation d'une pompe sans le risque de cavitation.

Autrefois, il était d'usage courant d'indiquer le pouvoir d'aspiration de la pompe et de le comparer avec la hauteur qu'il fallait assurer dans l'aspiration.

C'est pourquoi, nous considérons, comme la méthode la plus efficace, l'approche où les études expérimentales et théoriques se combinent organiquement.

Les résultats montrent que les conditions d'aspiration de la pompe ont un effet important sur les caractéristiques de cavitation.

Les caractéristiques cavitationnelles nous permettent de nous rendre compte du comportement de la pompe au point de vue de la cavitation, la forme de la cavitation cavitationnelle dépend des éléments de construction de la pompe, donc en modifiant ceux-ci, nous pouvons augmenter les qualités anti-cavitationnelles de la pompe.

Pour les grandes hauteurs d'aspiration, les pompes centrifuges à nombre d'aubes réduites ont le meilleur comportement.

A l'aide de ces caractéristiques cavitationnelles, nous pouvons calculer la hauteur maximum d'aspiration dans les conditions d'utilisation les plus diverses.

Par exemple : altitudes, diverses températures de l'eau et de nous permettre de bien situer le point de fonctionnement de la station de pompage ( $H_{\text{cond}} - Q$ ) ; ( $H - Q$ ) pour que la pompe ne fonctionne en cavitation, avec un rendement optimal et une hauteur d'aspiration admissible.

Enfin cette méthode a l'avantage de séparer nettement les problèmes d'aspiration de pompes qui sont l'affaire du constructeur, et ceux des installations qui sont celles de l'utilisateur.

Les seules précautions à prendre dans les discussions entre utilisateur et constructeur sont celles relatives à la définition du NPSH ; il importe de bien être d'accord sur le plan de référence où l'on mesure ce NPSH.

Nous avons constaté que les résultats théoriques ont montré une bonne concordance avec les résultats expérimentaux.

C'est un problème purement pratique, l'objectif de cette étude est de fournir à l'exploitant des paramètres caractéristiques permettant de faire un choix de pompes répondant aux objectifs définis pour le projet à réaliser et par la suite les pompes dureront dans le temps.

Chapitre III

**Tableau III.12 Construction des courbes cavitationnelles**

<p><b>Moteur : électrique ; type: C.C à vitesse variable ; Puissance : 1,6KW.</b>  <b>Nombre de tours :2900 t/min ; Courant : tri :50HZ .220/380V ;</b>  <b>Pompe type : centrifuge</b>                  Construction de la courbe caractéristique <math>(NPSH)_r - Q</math></p>								
Lectures des appareils								
Premier essai (1 <sup>er</sup> point) à un débit constant								
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
Débit Q(1/s)	<b>30/9,3= 3,22 l/s</b>							
Lecture du vacuomètre	<b>0,75</b>	<b>0,9</b>	<b>1,4</b>	<b>1,9</b>	<b>2,4</b>	<b>3,0</b>	<b>3,25</b>	<b>4,0</b>
Lecture du Manomètre	<b>19,5</b>	<b>18,5</b>	<b>17,8</b>	<b>15,5</b>	<b>13,8</b>	<b>10,8</b>	<b>8,5</b>	<b>1,2</b>
Deuxième essai (2 <sup>e</sup> point)								
Q(1/s)	<b>30/7,1= 4,22 l/s</b>							
$P_{vac}/\gamma=H_{vac}$ (m)	<b>1,0</b>	<b>1,5</b>	<b>2,0</b>	<b>2,5</b>	<b>3,0</b>	<b>3,5</b>	<b>4,2</b>	<b>4,8</b>
$P_{man}/\gamma=H_{Man}$ (m)	<b>17,8</b>	<b>16,2</b>	<b>14,6</b>	<b>12,5</b>	<b>10,5</b>	<b>8,9</b>	<b>3,7</b>	<b>0,4</b>
Troisième essai (3 <sup>e</sup> point)								
Q(1/s)	<b>30/6= 5 l/s</b>							
$P_{vac}/\gamma=H_{vac}$ (m)	<b>1,25</b>	<b>1,5</b>	<b>1,75</b>	<b>2,35</b>	<b>3,1</b>	<b>3,65</b>	<b>4,65</b>	<b>5,0</b>
$P_{man}/\gamma=H_{Man}$ (m)	<b>16,6</b>	<b>15,5</b>	<b>14,5</b>	<b>13</b>	<b>10,5</b>	<b>8,1</b>	<b>2,2</b>	<b>0</b>
Quatrième essai (4 <sup>e</sup> point)								
Q(1/s)	<b>30/5,2 5,77 l/s</b> <b>=</b>							
$P_{vac}/\gamma=H_{vac}$ (m)	<b>1,5</b>	<b>1,75</b>	<b>2,4</b>	<b>3,0</b>	<b>3,5</b>	<b>3,9</b>	<b>4,5</b>	<b>5,0</b>
$P_{man}/\gamma=H_{Man}$ (m)	<b>1,41</b>	<b>13,5</b>	<b>11</b>	<b>9,2</b>	<b>7,5</b>	<b>6,5</b>	<b>2,8</b>	<b>0</b>

**Tableau III.13 Construction des courbes cavitationnelles ( $NPSH)_r - Q$ )**

Cinquième essai (5 <sup>er</sup> point)								
Débit Q(1/s)	<b>30/5=6 1/s</b>							
Lecture du Vacuomètre	1,75	2,1	2,6	3,25	4	4,45	5,30	5,75
Lecture du Manomètre	12,5	11,9	11,1	10	8,5	7,5	2,9	0,75
Sixième essai (6 <sup>e</sup> point)								
Q(1/s)	<b>30/4,1=7,31 1/s</b>							
$P_{vac}/\gamma=H_{vac}$ (m)	2,1	2,55	3,0	4,0	4,75	4,9	5,15	6,0
$P_{man}/\gamma=H_{Man}$ (m)	12,0	11,0	10,5	6,0	5,0	4,7	3,0	0
Septième essai (7 <sup>e</sup> point)								
Q(1/s)	<b>30/3,8=7,89 1/s</b>							
$P_{vac}/\gamma=H_{vac}$ (m)	2,55	2,75	3,1	3,75	4,15	4,6	5,2	6,0
$P_{man}/\gamma=H_{Man}$ (m)	9,7	9,0	8,5	7,1	5,0	4,7	3,8	0
Huitième essai (8 <sup>e</sup> point)								
Q(1/s)	<b>30/3,4=8,82 1/s</b>							
$P_{vac}/\gamma=H_{vac}$ (m)	3,0	3,2	3,65	4,25	4,8	5,25	5,7	6,0
$P_{man}/\gamma=H_{Man}$ (m)	6,9	6,2	5,9	4,95	4,2	3,8	2,5	0



9. Résultats des essais expérimentaux

Tableaux III.15

Résultats des essais expérimentaux

<b>Moteur</b> : électrique ; <b>Type</b> : C.C à Vit. variable ; <b>Puissance</b> : 1,6 Kw ;								
<b>Nombre de tours</b> : 2900 t/mn ; <b>Courant</b> : tri ; 50 Hz, 220/380 V ; <b>Pompe type</b> : Centrifuge								
Paramètres à déterminer	Résultats des essais 2 <sup>ième</sup>							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$H_{vac} = P_{vac}/\omega + Y_v$ (m)	1,0 1,08	1,5 1,58	2,0 2,08	2,5 2,58	3,0 3,08	3,5 3,58	4,2 4,28	4,8 4,88
$H_{man} = P_M/\omega + Y_M$ (m)	17,8 18,41	16,2 16,81	14,6 15,21	12,5 13,11	10,5 11,11	8,9 9,51	3,7 4,31	0,4 1,01
$V_r^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_r^4$ (m)	0.699 $d_r = 38,1$ mm							
$V_a^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_a^4$ (m)	0.221 $d_a = 50,8$ mm							
$(V_r^2 - V_a^2) / 2g$ (m)	0,478 $Z = 0,14$ m ; $h_a = 0,42$ m							
$H = H_{va} + H_{Man} + (V_r^2 - V_a^2)2g + Z$ (m)	20,11	19,01	17,91	16,31	14,81	13,71	9,21	6,51
$J_a = H_{vac} - h_a - V_a^2/2g$ (m)	0,439	0,939	1,439	1,939	2,439	2,939	3,639	4,239
$\Delta h = (P_{at}P_v)/\omega + V_a^2/2g - H_{vac}$	9,291	8,791	8,291	7,791	7,291	6,791	6,091	5,491
$\Delta h'_{crit}$ (m)	6,50							
$\Delta h'_d = a.K_{v.s} \cdot \Delta h'_{crit}$	1,014 1,115 .6,5= 7,349							
$h_{vac}^{adm} = (P_{at} - P_v)/\omega + V_a^2/2g - \Delta h'_d$	3,022							
$(NPSH)_d = (P_{at}P_v)/\omega - h_a - J_a$	9,291	8,791	8,291	7,791	7,291	6,791	6,091	5,491
Observations	Q = 4,22 l/s							

9. Résultats des essais expérimentaux

Tableaux III.16

Résultats des essais expérimentaux

<b>Moteur</b> : électrique ; <b>Type</b> : C.C à Vit. variable ; <b>Puissance</b> : 1,6 Kw ;								
<b>Nombre de tours</b> : 2900 t/mn ; <b>Courant</b> : tri ; 50 Hz, 220/380 V <b>Pompe type</b> : Centrifuge								
Paramètres à déterminer	Résultats des essais 3 <sup>ième</sup>							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$H_{vac} = P_{vac}/\omega + Y_v$ (m)	1,25 1,33	1,5 1,58	1,75 1,83	2,35 2,43	3,10 3,18	3,65 3,73	4,65 4,73	5,0 5,08
$H_{man} = P_M/\omega + Y_M$ (m)	16,6 17,21	15,5 16,11	14,5 15,11	13 13,61	10,5 11,11	8,1 8,71	2,2 2,81	0 0,61
$V_r^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_r^4$ (m)	0.981 $d_r = 38,1$ mm							
$V_a^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_a^4$ (m)	0.310 $d_a = 50,8$ mm							
$(V_r^2 - V_a^2) / 2g$ (m)	0,671 $Z = 0,14$ m ; $h_a = 0,42$ m							
$H = H_{va} + H_{Man} + (V_r^2 - V_a^2)2g + Z$ (m)	19,35	18,50	17,75	16,85	15,10	13,25	8,35	6,50
$J_a = H_{vac} - h_a - V_a^2/2g$ (m)	0,60	0,85	1,10	1,70	2,45	3,00	4,00	4,35
$\Delta h = (P_{at} - P_v)/\omega + V_a^2/2g - H_{vac}$	9,13	8,88	8,63	8,03	7,28	6,73	5,73	5,38
$\Delta h'_{crit}$ (m)	6,45							
$\Delta h_d = a \cdot K_{v,s} \cdot \Delta h'_{crit}$	1,014    .1,12.    6,45=    7,325							
$h_{vac}^{adm} = (P_{at} - P_v)/\omega + V_a^2/2g - \Delta h_d$	3,135							
$(NPSH)_d = (P_{at} - P_v)/\omega - h_a - J_a$	9,13	8,88	8,63	8,03	7,28	6,73	5,73	5,38
Observations	Q = 5 l/s							

**9. Résultats des essais expérimentaux**  
**Tableaux III.17**                      Résultats des essais expérimentaux

<b>Moteur</b> : électrique ; <b>Type</b> : C.C à Vit. variable ; <b>Puissance</b> : 1,6 Kw ;								
<b>Nombre de tours</b> : 2900 t/mn ; <b>Courant</b> : tri ; 50 Hz, 220/380 V <b>Pompe type</b> : Centrifuge								
Paramètres à déterminer	Résultats des essais 4 <sup>ième</sup>							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$H_{vac} = P_{vac}/\omega + Y_v$ (m)	1,5 1,58	1,75 1,83	2,4 2,48	3,0 3,08	3,5 3,58	3,9 3,98	4,5 4,58	5,0 5,08
$H_{man} = P_M/\omega + Y_M$ (m)	14,1 14,71	13,5 14,11	11,0 11,61	9,2 9,81	7,5 8,11	6,5 7,11	2,8 3,41	0 0,61
$V_r^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_r^4$ (m)	1,307 $d_r = 38,1$ mm							
$V_a^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_a^4$ (m)	0.413 $d_a = 50,8$ mm							
$(V_r^2 - V_a^2) / 2g$ (m)	0,894 $Z = 0,14$ m ; $h_a = 0,42$ m							
$H = H_{va} + H_{Man} + (V_r^2 - V_a^2)2g + Z$ (m)	17,32	16,97	15,12	13,92	12,72	12,12	9,02	6,72
$J_a = H_{vac} - h_a - V_a^2/2g$ (m)	0,747	0,997	1,647	2,247	2,747	3,147	3,747	4,247
$\Delta h = (P_{at} - P_v)/\omega + V_a^2/2g - H_{vac}$	8,983	8,733	8,083	7,483	6,983	6,583	5,983	5,483
$\Delta h'_{crit}$ (m)	6,35							
$\Delta h'_d = a.K_{v.s} \cdot \Delta h'_{crit}$ (m)	1,014    1,13.    6,35 =    7,276							
$h_{vac}^{adm} = (P_{at} - P_v)/\omega + V_a^2/2g - \Delta h'_d$	3,287							
$(NPSH)_d = (P_{at} - P_v)\omega - h_a - J_a$	8,983	8,733	8,083	7,483	6,983	6,583	5,983	5,483
<b>Observations</b>	Q= 5,77 l/s							

9. Résultats des essais expérimentaux

Tableaux III.18

Résultats des essais expérimentaux

<p><b>Moteur</b> : électrique ;      <b>Type</b> : C.C à Vit. variable ;      <b>Puissance</b> : 1,6 Kw ;</p> <p><b>Nombre de tours</b> : 2900 t/mn ; <b>Courant</b> : tri ; 50 Hz, 220/380 V ; <b>Pompe type</b> : Centrifuge</p>								
Paramètres à déterminer	Résultats des essais 5 <sup>ème</sup>							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$H_{vac} = P_{vac}/\omega + Y_v$ (m)	1,75 1,83	2,1 2,18	2,6 2,68	3,25 3,33	4 4,08	4,45 4,53	5,3 5,38	5,75 5,83
$H_{man} = P_M/\omega + Y_M$ (m)	12,5 13,11	11,9 12,51	11,1 11,71	10 10,61	8,5 9,11	7,5 8,11	2,9 3,51	0,75 1,36
$V_r^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_r^4$ (m)	1,413 $d_r = 38,1$ mm							
$V_a^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_a^4$ (m)	0,447 $d_a = 50,8$ mm							
$(V_r^2 - V_a^2) / 2g$ (m)	0,996 $Z = 0,14$ m ; $h_a = 0,42$ m							
$H = H_{va} + H_{Man} + (V_r^2 - V_a^2)/2g + Z$ (m)	16,08	15,83	15,53	15,08	14,33	13,78	10,03	8,33
$J_a = H_{vac} - h_a - V_a^2/2g$ (m)	0,963	1,313	1,813	2,463	3,213	3,663	4,513	4,963
$\Delta h = (P_{at} - P_v)/\omega + V_a^2/2g - H_{vac}$	8,767	8,417	7,917	7,267	6,516	6,067	5,217	4,767
$\Delta h'_{crit}$ (m)	5,80							
$\Delta h'_d = a \cdot K_{v.s} \cdot \Delta h'_{crit}$	1,014    1,13    5,80    =6,646							
$h_{vac}^{adm} = (P_{at} - P_v)/\omega + V_a^2/2g - \Delta h'_d$	3,961							
$(NPSH)_d = (P_{at} - P_v)/\omega - h_a - J_a$	8,767	8,417	7,917	7,267	6,516	6,067	5,217	4,767
Observations	Q= 6 l/s							

9. Résultats des essais expérimentaux

Tableaux III.19

Résultats des essais expérimentaux

<p><b>Moteur</b> : électrique ;      <b>Type</b> : C.C à Vit. variable ;      <b>Puissance</b> : 1,6 Kw ;</p> <p><b>Nombre de tours</b> : 2900 t/mn ; <b>Courant</b> : tri ; 50 Hz, 220/380 V ; <b>Pompe type</b> : Centrifuge</p>								
Paramètres à déterminer	Résultats des essais 6 <sup>ième</sup>							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$H_{vac} = P_{vac}/\omega + Y_v$ (m)	2,1 2,18	2,55 2,63	3,0 3,08	4,0 4,08	4,75 4,83	4,9 4,98	5,15 5,23	6,0 6,08
$H_{man} = P_M/\omega + Y_M$ (m)	12,0 12,61	11,0 11,61	10,5 11,11	6,0 6,61	5,0 5,61	4,7 5,31	3,0 3,61	0 0,61
$V_r^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_r^4$ (m)	2,097 $d_r = 38,1$ mm							
$V_a^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_a^4$ (m)	0,664 $d_a = 50,8$ mm							
$(V_r^2 - V_a^2) / 2g$ (m)	1,433		Z = 0,14 m ;				h <sub>a</sub> = 0,42 m	
$H = H_{va} + H_{Man} + (V_r^2 - V_a^2)2g + Z$ (m)	16,36	15,81	15,76	12,26	12,01	11,86	10,41	8,26
$J_a = H_{vac} - H_a - V_a^2/2g$ (m)	1,096	1,546	1,996	2,996	3,746	3,896	4,146	4,996
$\Delta h = (P_{at}P_v)/\omega + V_a^2/2g - H_{vac}$	8,634	8,184	7,734	6,734	5,984	5,834	5,584	4,734
$\Delta h'_{crit}$ (m)	5,40							
$\Delta h'_d = a.K_{v.s.} \Delta h'_{crit}$	1,014    1,15    5,40    =6,297							
$h_{vac}^{adm} = (P_{at} - P_v)/\omega + V_a^2/2g - \Delta h'_d$	4,517							
$(NPSH)_d = (P_{at}P_v)\omega - h_a - J_a$	8,634	8,184	7,734	6,734	5,984	5,834	5,584	4,734
Observations	Q = 7,31 l/s							

9. Résultats des essais expérimentaux

Tableaux III.20

Résultats des essais expérimentaux

<b>Moteur</b> : électrique ; <b>Type</b> : C.C à Vit. variable ; <b>Puissance</b> : 1,6 Kw ;								
<b>Nombre de tours</b> : 2900 t/mn ; <b>Courant</b> : tri ; 50 Hz, 220/380 V ; <b>Pompe type</b> : Centrifuge								
Paramètres à déterminer	Résultats des essais 7 <sup>ième</sup>							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$H_{vac} = P_{vac}/\omega + Y_v$ (m)	2,55 2,63	2,75 2,83	3,1 3,18	3,75 3,83	4,15 4,23	4,6 4,68	5,2 5,28	6,0 6,08
$H_{man} = P_M/\omega + Y_M$ (m)	9,7 10,31	9,0 9,61	8,5 9,11	7,1 7,71	5,0 5,61	4,7 5,31	3,8 4,41	0 0,61
$V_r^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_r^4$ (m)	2,443 $d_r = 38,1$ mm							
$V_a^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_a^4$ (m)	0,773 $d_a = 50,8$ mm							
$(V_r^2 - V_a^2) / 2g$ (m)	1,67		Z = 0,14 m				$h_a = 0,42$ m	
$H = H_{va} + H_{Man} + (V_r^2 - V_a^2)2g + Z$ (m)	14,75	14,25	14,10	13,35	11,65	11,80	11,50	8,50
$J_a = H_{vac} - h_a - V_a^2/2g$ (m)	1,437	1,637	1,987	2,637	3,037	3,487	4,087	4,887
$\Delta h = (P_{at} - P_v)/\omega + V_a^2/2g - H_{vac}$	8,293	8,093	7,743	7,093	6,693	6,243	5,643	4,843
$\Delta h'_{crit}$ (m)	5,35							
$\Delta h'_d = a \cdot K_{v,s} \cdot \Delta h'_{crit}$	1,014    .1,15    5,35    =6,238							
$h^{adm}_{vac} = (P_{at} - P_v)/\omega + V_a^2/2g - \Delta h'_d$	4,685							
$(NPSH)_d = (P_{at} - P_v)/\omega - h_a - J_a$	8,293	8,093	7,743	7,093	6,693	6,243	5,643	4,843
Observations	Q = 7,89 l/s							

9. Résultats des essais expérimentaux

Tableaux III.21

Résultats des essais expérimentaux

<p><b>Moteur</b> : électrique ;      <b>Type</b> : C.C à Vit. variable ;      <b>Puissance</b> : 1,6 Kw ;</p> <p>Nombre de tours : 2900 t/mn ; <b>Courant</b> : tri ; 50 Hz, 220/380 V ; <b>Pompe type</b> : Centrifuge</p>								
Paramètres à déterminer	Résultats des essais 8 <sup>ième</sup>							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$H_{vac} = P_{vac}/\omega + Y_v$ (m)	3,00 3,08	3,20 3,28	3,65 3,73	4,25 4,33	4,8 4,88	5,25 5,33	5,7 5,78	6 6,08
$H_{man} = P_M/\omega + Y_M$ (m)	6,9 7,51	6,2 6,81	5,9 6,51	4,95 5,56	4,2 4,81	3,8 4,41	2,5 3,11	0 0,61
$V_r^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_r^4$ (m)	3,053 $d_r = 38,1$ mm							
$V_a^2/2g = 8Q^2/g\pi^2 d_a^4$ (m)	0,966 $d_a = 50,8$ mm							
$(V_r^2 - V_a^2) / 2g$ (m)	2,087		Z = 0,14 m				h <sub>a</sub> = 0,42 m	
$H = H_{va} + H_{Man} + (V_r^2 - V_a^2)2g + Z$ (m)	12,82	12,32	12,47	12,12	11,92	11,97	11,12	8,92
$J_a = H_{vac} - h_a - V_a^2/2g$ (m)	1,694	1,894	2,344	2,944	3,494	3,944	4,394	4,694
$\Delta h = (P_{at}P_v)/\omega + V_a^2/2g - H_{vac}$	8,036	7,836	7,386	6,786	6,236	5,786	5,336	5,036
$\Delta h'_{crit}$ (m)	5,10							
$\Delta h'_d = a.K_{v,s} \cdot \Delta h'_{crit}$	1,014    1,16    5,10    =5,999							
$h_{vac}^{adm} = (P_{at} - P_v)/\omega + V_a^2/2g - \Delta h'_d$	5,117							
$(NPSH)_d = (P_{at}P_v)\omega - h_a - J_a$	8,036	7,836	7,386	6,786	6,236	5,786	5,336	5,036
Observations	Q= 8,82 l/s							

Caractéristique de la Cavitation  $\Delta h_{crit}$

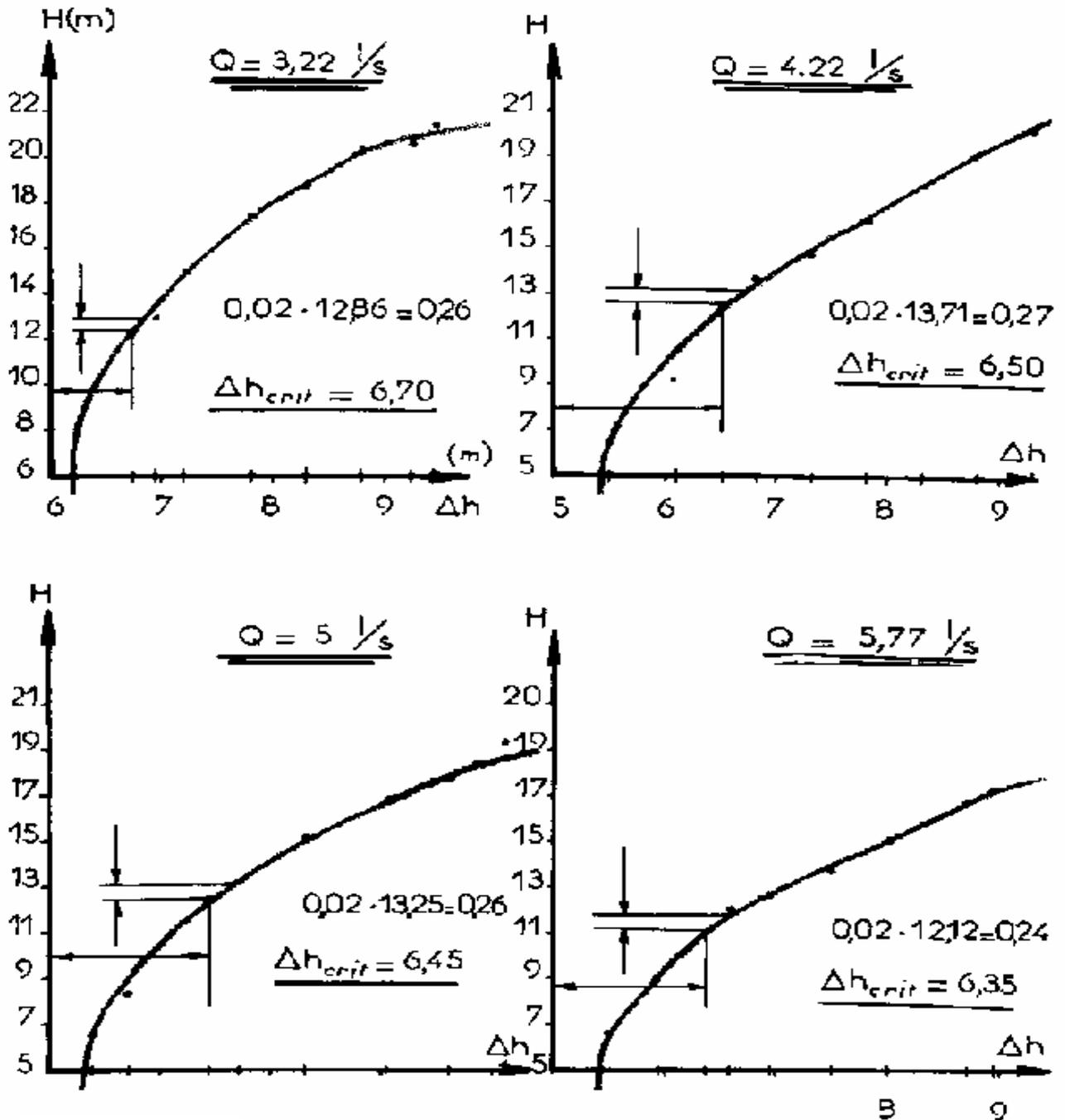


Figure III.7 a Construction des caractéristiques de la cavitation

## Caractéristique de la Cavitation

$\Delta h_{crit}$

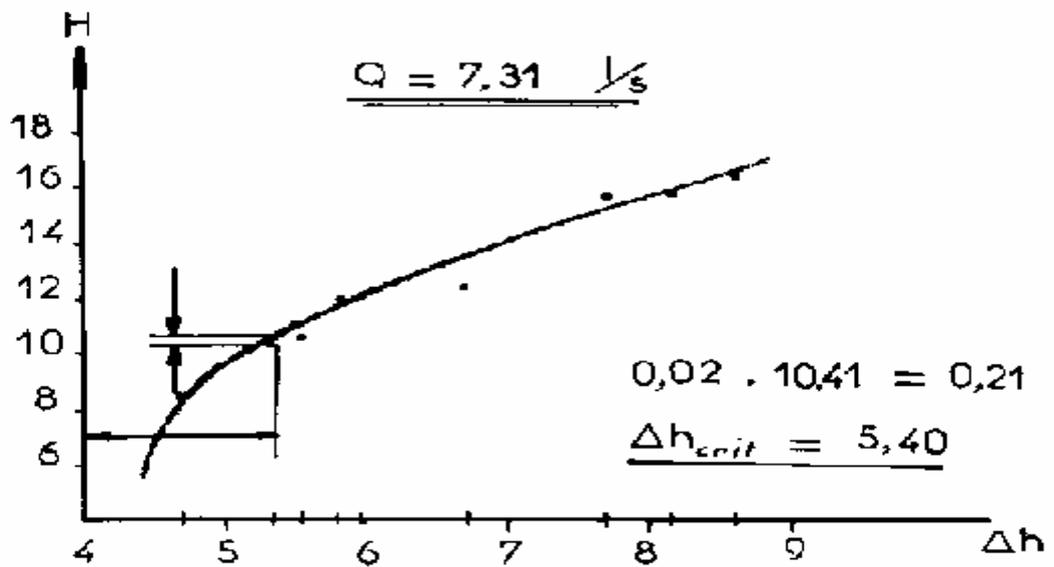
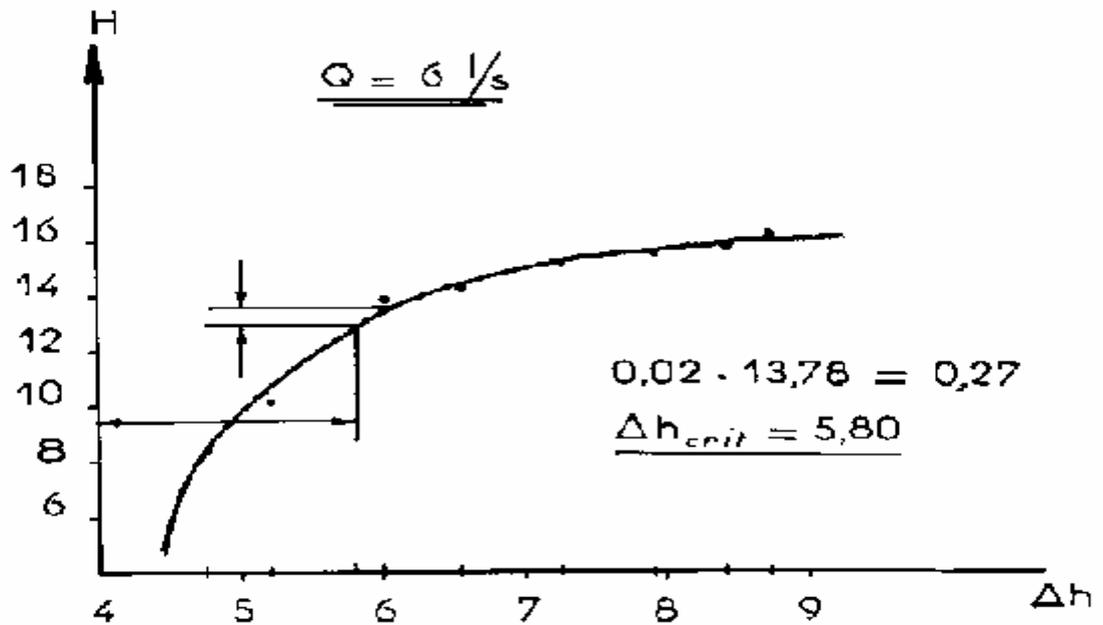


Figure III.7 b Construction des caractéristiques de la cavitation

## Caractéristique de la Cavitation

$\Delta h_{crit}$

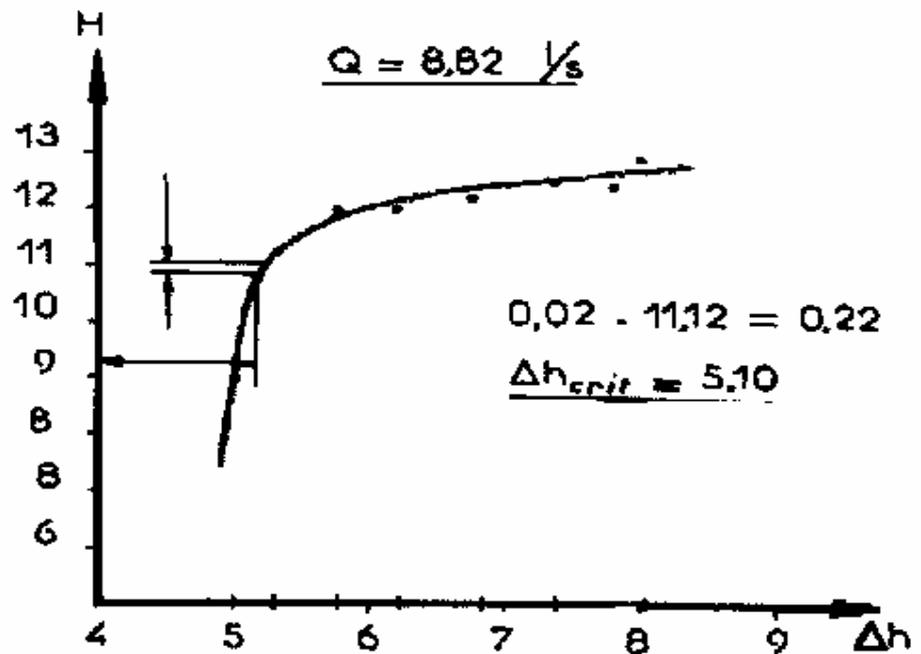
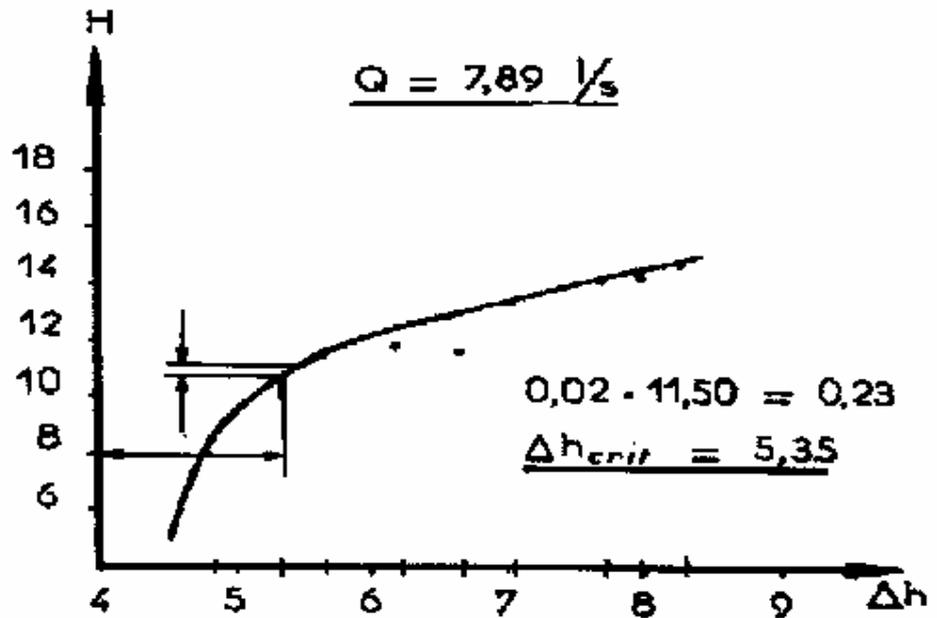


Figure III.7 c Construction des caractéristiques de la cavitation

**Résultats des essais expérimentaux construction des courbes caractéristiques**  $n=2900 \text{ t/mn}$

$$(NPSH)_r \text{-----} Q$$

$$H_a \text{-----} Q$$

Tableau III.22

Construction des courbes cavitationnelles

Q(1/s)	3,22	4,22	5	5,77	6	7,31	7,89	8,82
$Va^2/2g$ (m)	0,129	0,221	0,310	0,413	0,447	0,664	0,773	0,966
Ja (m)	2,257	2,381	2,405	2,454	3,084	3,433	3,492	3,731
$H_{vac}^{adm}$ (m)	2,806	3,022	3,135	3,287	3,951	4,517	4,685	5,117
$H_a^{dm}=h_a=h^{ad}$ $_{vac} Va^2/2g -j_a$ (m)	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42
$\Delta h_d=10,15-$ $h_{vac}^{ad}-j_a$ (m)	5,087	4,747	4,610	4,409	3,115	2,200	1,973	1,302
$\Delta h_r=10,15-$ $\Delta_{req}^{ad}$	2,677	2,801	2,825	2,874	3,504	3,853	3,912	4,151
$h_a^{ad}=H_a=10,1$ $5 -\Delta h_r-j_a$ (m)	5,216	4,968	4,920	4,822	3,562	2,864	2,746	2,268

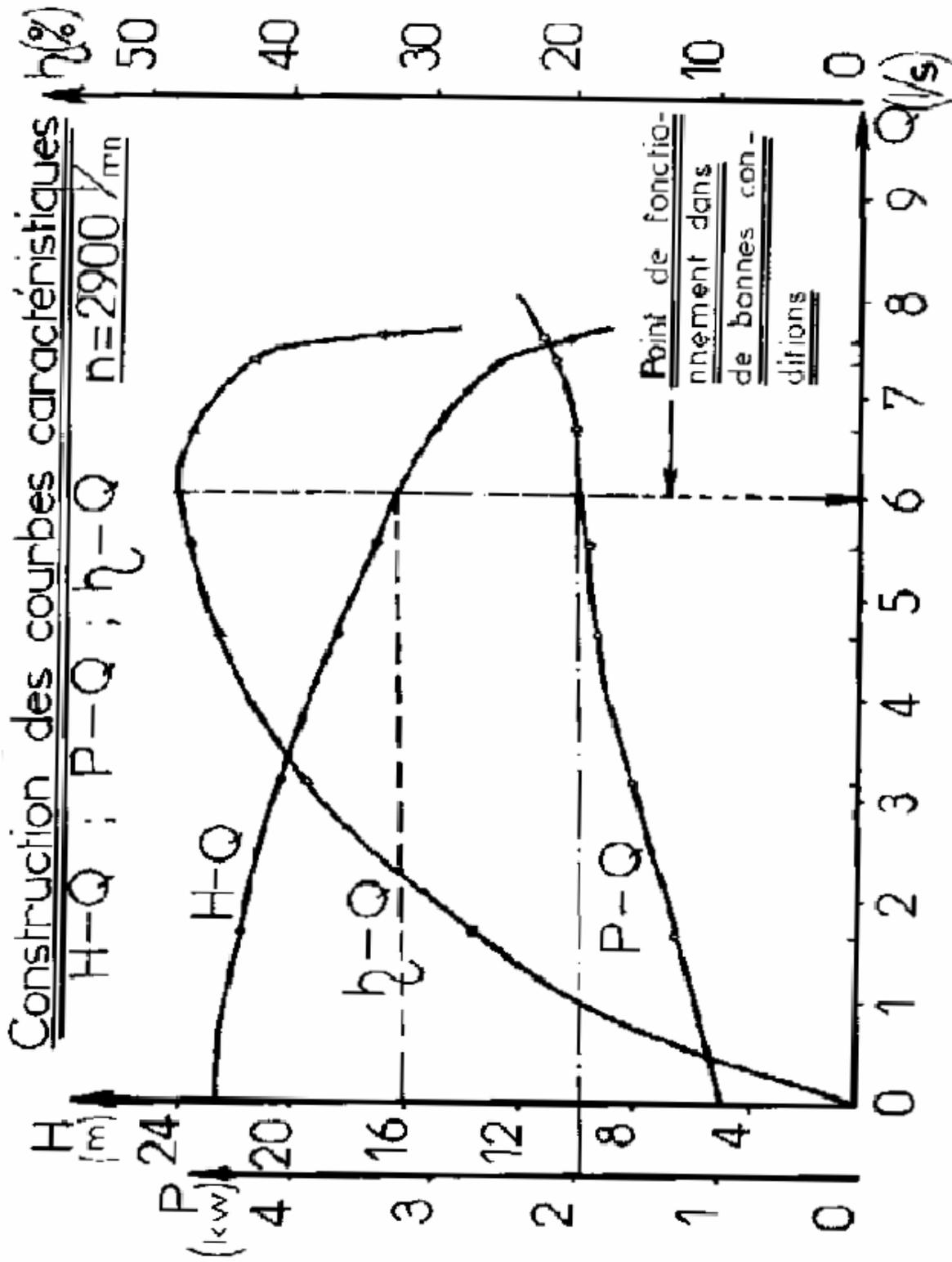
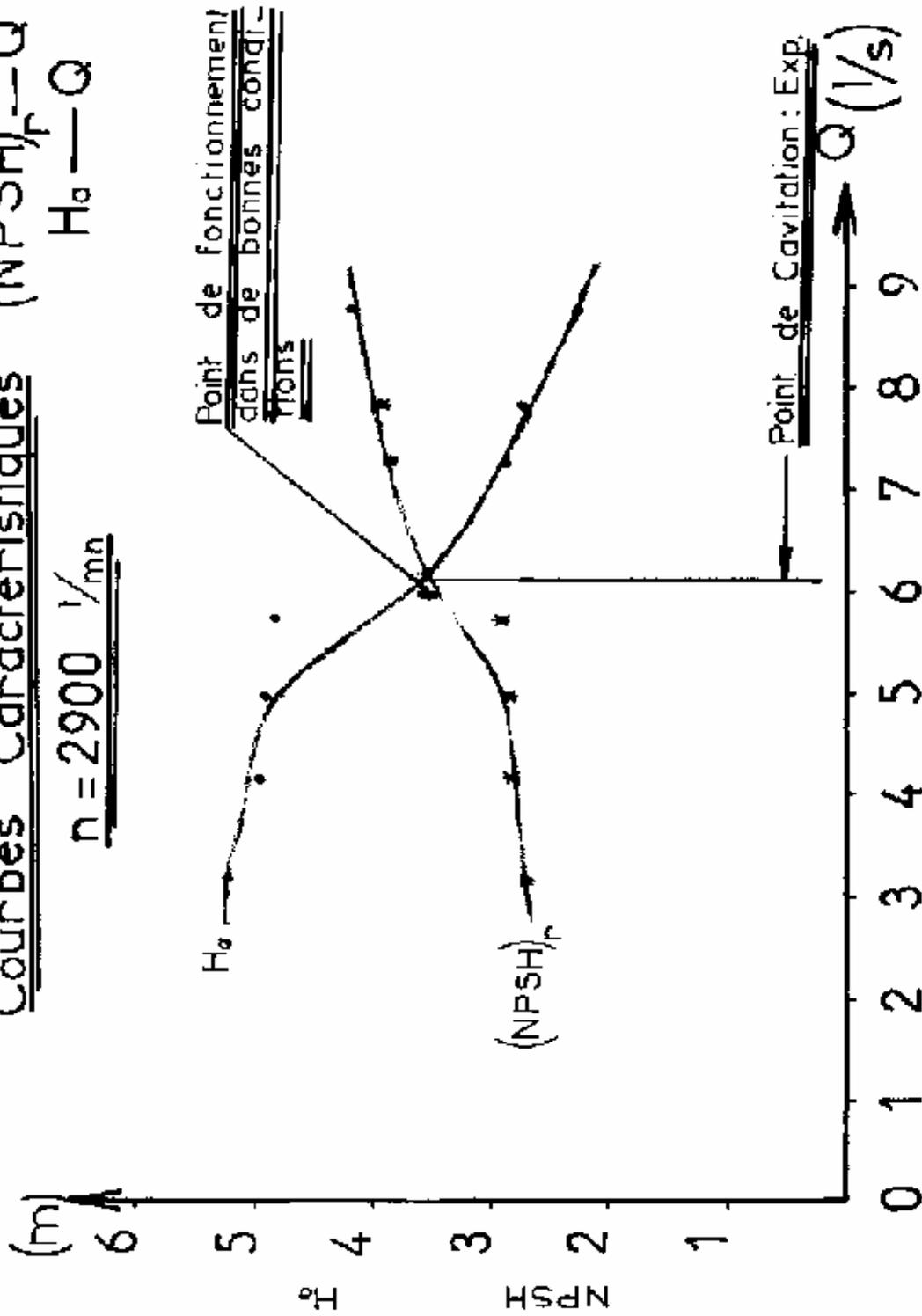


Figure III . 8  $Q=6$  l/s ;  $H=16$  m ;  $P_{abs}=1,95$  kW ;  $P_u=0,94$  kW ;  $\eta_p=48$  %

Courbes Caractéristiques  $(NPSH)_r - Q$   
 $H_a - Q$   
 $n = 2900 \text{ 1/mn}$



Expérimental  
 $\bullet \bullet H_a : 3,56 \text{ m}$   
 $\ast \ast (NPSH)_r : 3,50 \text{ m}$   
 $Q = 6 \text{ l/s}$

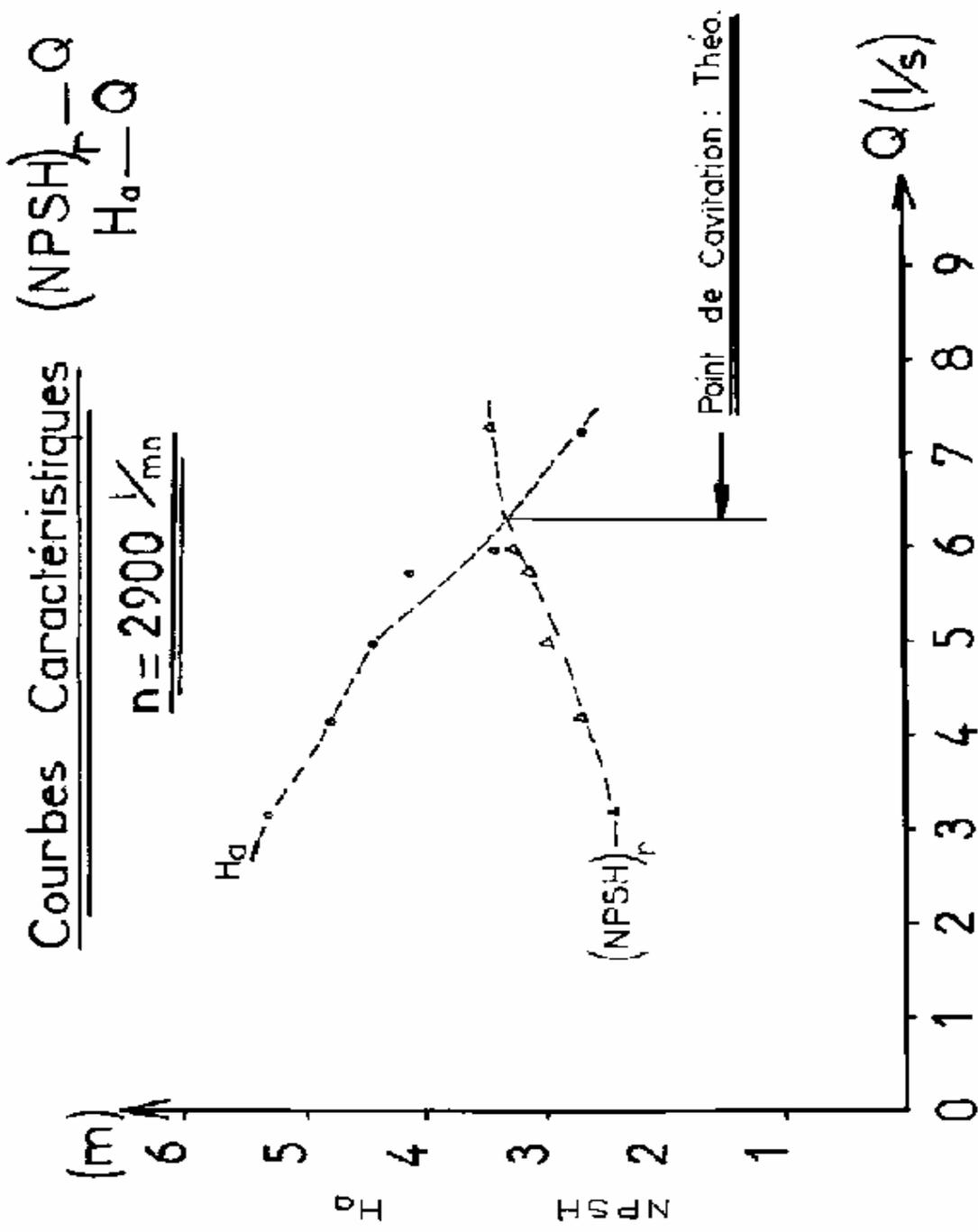
Figure III . 9 Construction des courbes caractéristiques

Chapitre III

10 . Résultats théoriques et construction des courbes  
 $n=2900 \text{ t/mn}$   
 $(NPSH)_r-----Q$   
 $H_a-----Q$

**Tableau III.23 Construction des courbes cavitationnelles**

Débit Q (1/s)	3,22	4,22	5	5,77	6	7,31
$Va^2/2g$ (m)	0,129	0,221	0,310	0,413	0,447	0,664
Ja (m)	2,257	2,381	2,405	2,454	3,084	3,433
H (m)	20,27	18,95	17,77	16,44	16,02	12,78
$\sigma=10/H[n\sqrt{Q/c}]^{4/3}$	0,060	0,077	0,092	0,109	0,115	0,164
$\Delta h_{adm}=\phi.\sigma.H$	1,824	2,189	2,452	2,688	2,763	3,144
$\Delta h_d=a.K_{v.s}.\Delta h_{ad}$	2,570	2,996	3,307	3,571	3,642	4,049
$h_{ad}=H_a=(Pat-P_v)/\omega-$ $\Delta h_d - j_a$	5,323	4,773	4,438	4,125	3,424	2,668
$h_{vac}^{adm}=h_{ad} + Va^2/2g$ $+j_a$	<u>7,709</u>	7,375	7,153	6,992	6,955	6,765
$\Delta h_r= (NPSH)_r=(Pat-$ $P_v)/\omega - h_{vac}^{ad}$	2,441	2,775	2,997	3,158	3,195	3,385



Théorie:  $\circ \circ H_a : 3,42 \text{ m}$   $Q = 6 \text{ } \frac{1}{s}$   
 $\Delta \Delta (NPSH)_f : 3,19 \text{ m}$

Figure III .10 Construction des courbes caractéristiques

## II. Conclusion

En superposant les figures **III.9** et **III.10** " Courbes caractéristiques expérimentales et théoriques " nous remarquons que les deux courbes sont presque les mêmes ; pour un débit nominal  $Q = 6 \text{ l/s}$  à un rendement maximum, que les points du début de cavitation sont peu différents. Cette différence est due à l'essai au laboratoire avec les conditions réelles c'est-à-dire à la température ambiante du liquide et à la pression atmosphérique en fonction du lieu des essais et dont la hauteur d'aspiration admissible sans le moindre risque de cavitation est de :

$$\text{Expérimentalement : } h_{\text{asp}}^{\text{adm}} = 3,562 \text{ m}$$

$$\text{Théoriquement : } h_{\text{asp}}^{\text{adm}} = 3,424 \text{ m}$$

Dont la différence est de **0,038 m**, c'est-à-dire si on augmente la hauteur d'aspiration de quelque centimètre ( $\approx 3,8 \text{ cm}$ ) c'est le début de cavitation, de même si on ouvre le robinet vanne partiellement au-delà de 6 l/s, la pompe cavite aussi (bruit et vibration).

La construction de la courbe expérimentale du (NPSH), n'est pas facile : pour chaque variation du débit, on détermine la hauteur critique d'aspiration de cavitation.

Le  $(\text{NPSH})_r$  d'une pompe représente l'énergie nécessaire à la bride d'aspiration pour assurer le débit à la hauteur normale.

Après utilisation des différentes méthodes (exp.et théo.). On remarque que les résultats théoriques coïncident globalement avec les résultats pratiques, l'écart existant est dû à certaines erreurs de mesure.

## **CHAPITRE IV**

### **ETUDE EXPERIMENTALE SUR LA VISUALISATION DU PHENOMENE DE CAVITATION**

#### **DESCRIPTION DES PHOTOS SUR LA VISUALISATION DE LA CAVITATION**

# CHAPITRE IV. ETUDE EXPERIMENTALE SUR LA VISUALISATION DU PHENOMENE DE CAVITATION

## IV.1. BUT DE L'EXPERIMENTATION

Cette étude expérimentale a pour but la génération du phénomène de la cavitation en introduisant une perte de charge à l'aspiration au moyen d'un robinet vanne. Une fois le phénomène est produit, on procède à sa visualisation en prenant les photos de différentes phases de développement de la cavitation sur le tube Venturi.

A chaque fermeture du robinet vanne, on prend les lectures données par le débitmètre et les appareils de mesure de pression en amont et en aval du tube Venturi. Ces données sont exploitées pour tracer la courbe de l'énergie de pression en fonction de l'énergie cinétique à l'entrée du tube Venturi, c'est

à dire,  $\frac{P_1}{\rho g} = f\left(\frac{V_1^2}{2g}\right)$  afin de déterminer la pression de vapeur saturante de

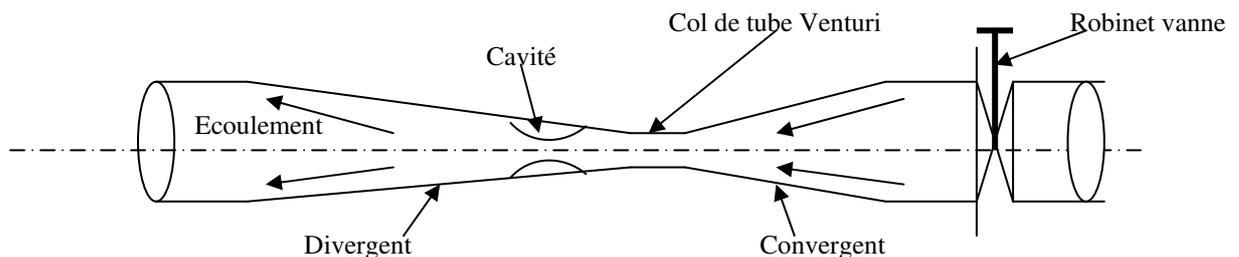
l'eau utilisée et la comparer à celle donnée en fonction de la température de l'eau.

## 2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU BANC D'ESSAI ET DESCRIPTION

L'étude expérimentale sur la visualisation du phénomène de cavitation est réalisée sur deux bancs d'essai au niveau de laboratoire de pompes et stations de pompage de l'Ecole Nationale Supérieure de l'Hydraulique et celui de l'Université de Mascara.

Le principe de fonctionnement des deux bancs d'essai est le même. Notamment, ce qui les différents étant leur construction, d'où on a élaboré la différence dans le **tableau. IV.1.**

En décrivant l'équipement des bancs d'essais on constate que chacun est constitué d'une conduite de Venturi usiné dans un bloc en plexiglas permettant ainsi une parfaite observation du phénomène de cavitation.



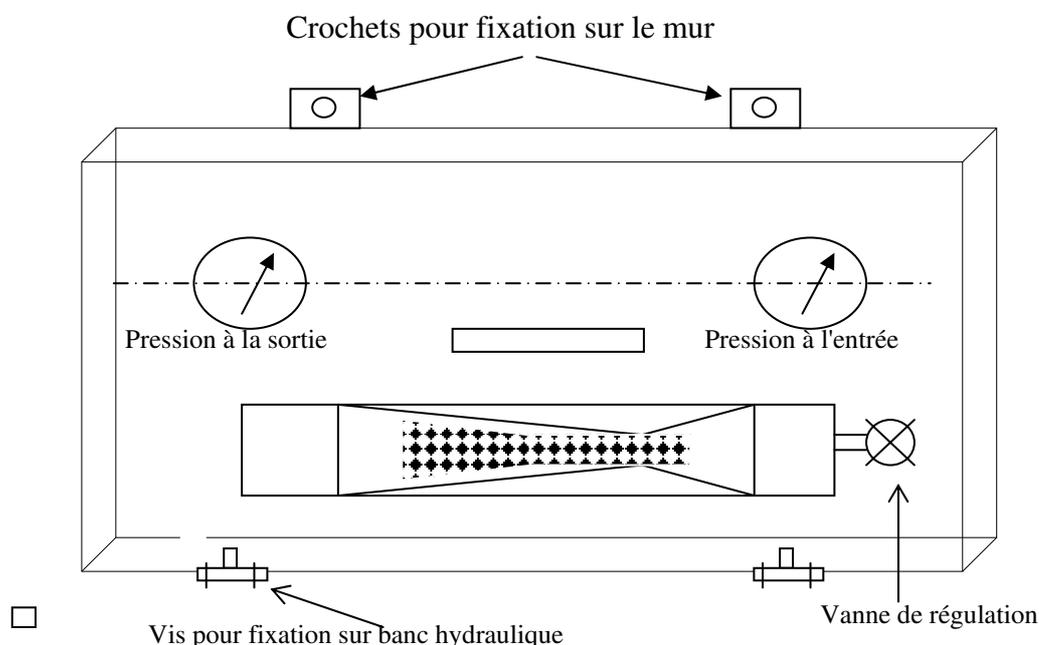
**Figure.IV.1 :** Dispositif de mise en évidence de la cavitation (tube Venturi)

Aux extrémités du Venturi, on trouve deux douilles de raccordement en bronze dont l'une comporte une vanne de réglage de débit. Deux prises de pressions sont disposées l'une dans l'étranglement, l'autre en amont du Venturi et chacune d'elle est reliée par un petit tube en P.V.C. transparent à un manomètre à cadran monté sur un tableau métallique.

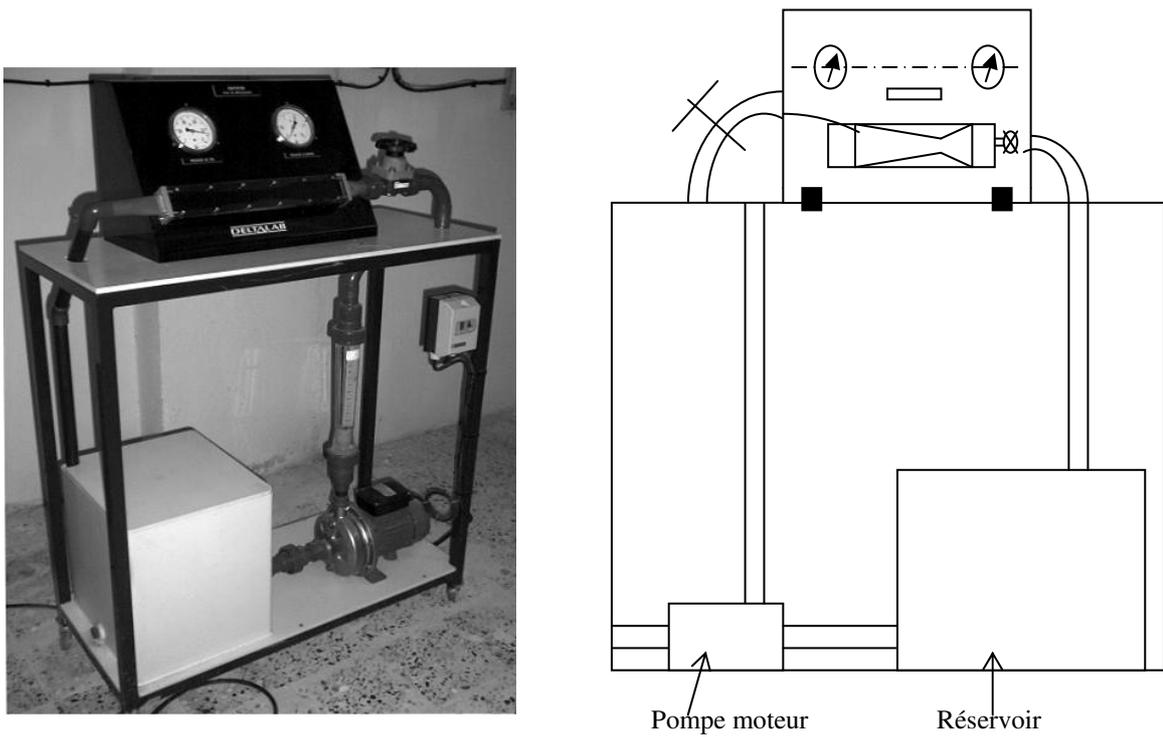
**Tableau IV.1 : Comparaison entre deux bancs d'essais**

<ul style="list-style-type: none"> <li>• Banc d'essai de l'ENSH</li> <li>• Le débit est lu sur un débitmètre placé à l'aval du Venturi.</li> <li>• Le tube Venturi est encombrant en longueur.</li> <li>• Diamètre de la conduite à l'aspiration <math>\Phi_{asp} = 40\text{mm}</math></li> <li>• Diamètre de la conduite de refoulement <math>\Phi_{ref} = 40\text{mm}</math></li> <li>• Capacité du réservoir <b>42 litres</b></li> <li>• Panneau métallique comportant le tube Venturi et les appareils de mesure de pressions est fixe sur le banc hydraulique</li> </ul> <p style="text-align: center;"><b>Figure.IV.3</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Banc de l'université de Mascara</li> <li>• Le débit est calculé par un procédé classique. Volume/ temps.</li> <li>• Le tube Venturi est moins encombrant en longueur.</li> <li>• Diamètre de la conduite à l'aspiration <math>\Phi_{asp} = 30\text{mm}</math></li> <li>• Diamètre de la conduite de refoulement <math>\Phi_{ref} = 30\text{mm}</math></li> <li>• Capacité réservoir <b>30 litres</b></li> <li>• Panneau métallique comportant le tube Venturi et les appareils de mesure de pression est fixé sur le mur.</li> </ul> <p style="text-align: center;"><b>Figure.IV.4</b></p>
---	---

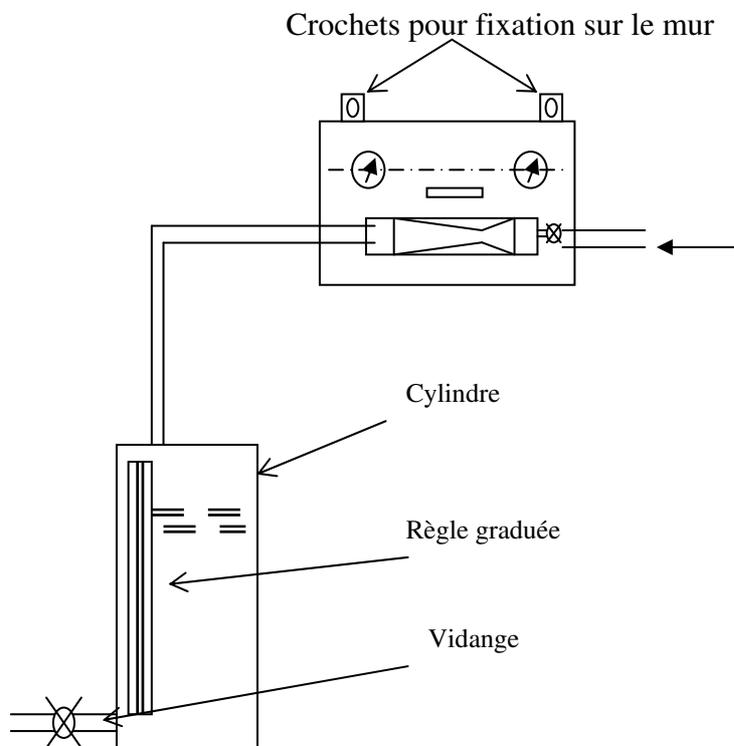
L'équipement complet est monté sur un panneau métallique conçu à être fixé sur le mur ou sur le banc hydraulique et nécessitant seulement un branchement d'eau, on note que les deux bancs d'essai sont de type circuit fermé.



**FigureIV.2** Appareil de visualisation de la cavitation et prise de mesures de pression



**Figure IV.3.** Banc d'essai expérimental pour la visualisation de la cavitation  
Laboratoire de pompes et stations de pompage de l'ENSH



**Figure IV.4.** Banc d'essai expérimental pour la visualisation de la cavitation  
Laboratoire de pompes et stations de pompage de l'université de MASCARA

### 3. PROCEDE EXPERIMENTAL :

1-On ouvre le robinet vanne de régulation au maximum et noter la formation lactée (laiteuse) indiquant la présence de cavitation,. Ainsi que le son peut être entendu lors d'une ouverture rapide du robinet vanne.

2-a) Pour le banc d'essai du laboratoire de pompes et stations de pompage de l'ENSH, on lit directement la valeur du débit, sur le débitmètre et les valeurs de pression à l'entrée et à la sortie du tube Venturi correspondant à chaque fermeture du robinet vanne.

b) pour le banc d'essai de l'Université de Mascara on prend le temps qui correspond au volume d'eau sur le réservoir pour le calcul du débit et on lit directement les valeurs de pression à l'entrée et à la sortie du tube Venturi correspondant à chaque manœuvre du robinet vanne dans le sens de fermeture.

3-On fait descendre la pression à l'amont graduellement jusqu'à la disparition de la cavitation.

### 4. THEORIE

Définissons au préalable les notations utilisées (**Figure IV.5**)

$P_1$  : Pression à l'entrée du tube Venturi (après le robinet vanne)

$P_2$  : Pression au col du tube Venturi.

$P_v$  : Pression de vapeur saturante.

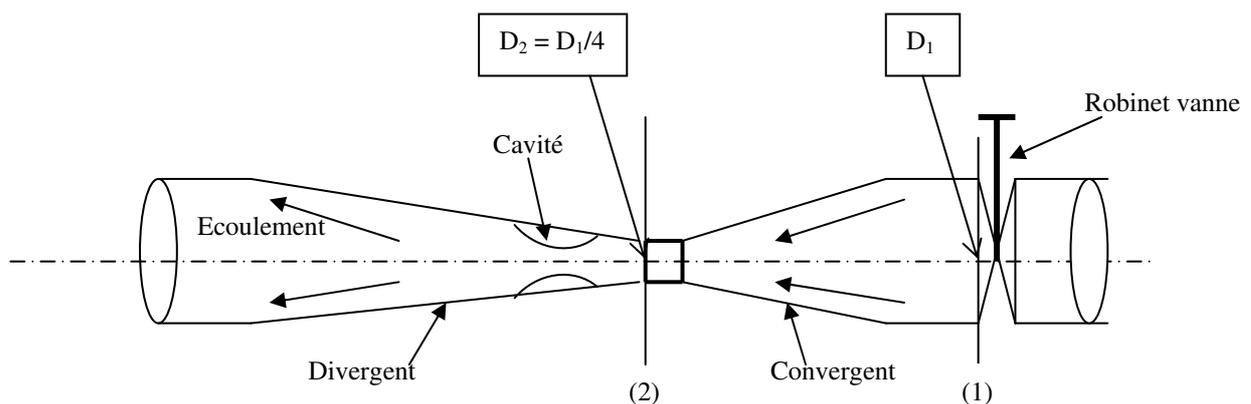
$V_1$  : Vitesse à l'entrée du tube Venturi.

$V_2$  : Vitesse au col du tube Venturi.

$h_L$  : Perte de charge.

$D_1$  : Diamètre à l'entrée du tube Venturi.

$D_2$  : Diamètre du col du tube Venturi ( $D_2 = 1/4 D_1$ )



**Figure.IV.5.** Dispositif de mise en évidence de la cavitation.

Application du théorème de Bernoulli entre la section (1) et (2)

Chapitre IV

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_L \dots\dots\dots(\text{IV.1})$$

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + h_L$$

Application de l'équation de continuité entre la section (1) et (2)

$$V_1 S_1 = V_2 S_2$$

$$V_2 = V_1 \frac{S_1}{S_2}$$

$$\text{Or } \frac{S_1}{S_2} = 4$$

Donc :  $V_2 = 4 V_1 \dots\dots\dots(\text{IV.2})$

En substituant (2) dans (1) :

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{V_1^2(16-1)}{2g} + h_L \dots\dots\dots(\text{IV.3})$$

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = 15 \frac{V_1^2}{2g} + h_L$$

Le phénomène de cavitation se produit alors  $P_2 = P_v$

$$\frac{P_1}{\rho g} = 15 \frac{V_1^2}{2g} + h_L + \frac{P_v}{\rho g}$$

$$\frac{P_1}{\rho g} = (K_1 + K) \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_v}{\rho g}$$

Mais  $h_L = K_1 \frac{V_1^2}{2g}$

Si on met  $K_2 = K_1 + K$  on aura :

$$\frac{P_1}{\rho g} = K_2 \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_v}{\rho g}$$

**5. CALCULS ET RESULTATS :**

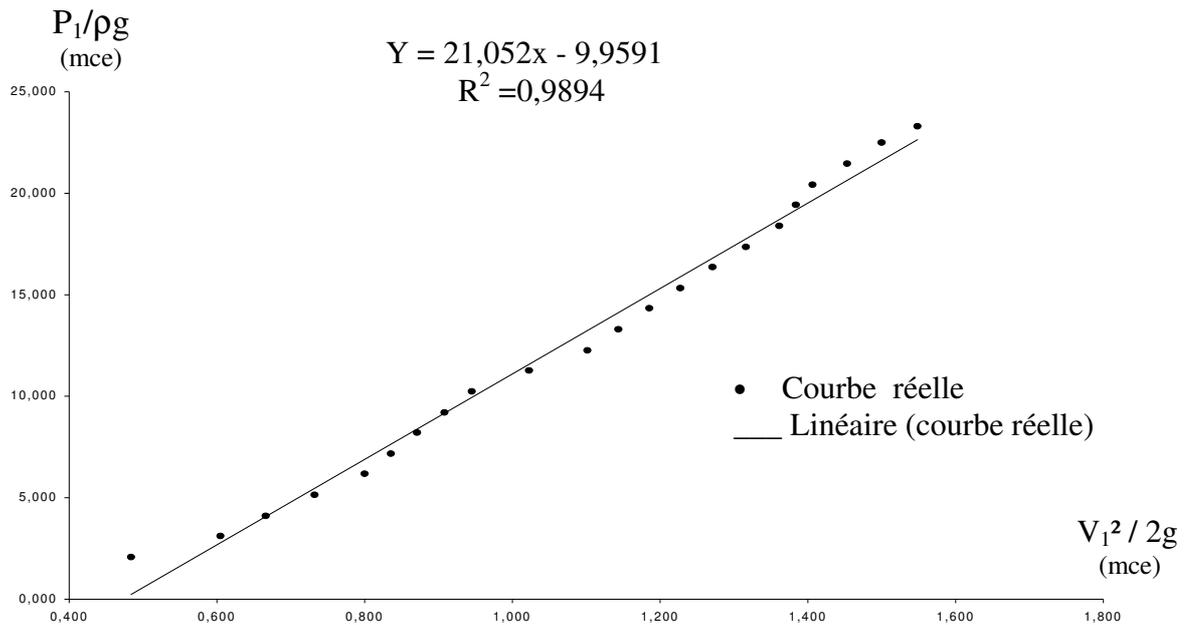
**5.1. Banc d'essai du laboratoire de pompes et stations de pompage de l'Ecole Nationale Supérieure de l'Hydraulique :**

Les essais sont effectués avec une eau à une température de 30°C, la valeur de la pression de vapeur saturante égale  $h_v = 0,433 \text{ m.c.e.}$  (Tableau III.7)

**Tableau IV.2 : Résultats des essais effectués sur le banc d'essai de l'ENSH**

Pression à l'entrée $P_e$ (bar)	$PI/\rho g = 10,2 \cdot P_e$ (mce)	Pression à la sortie $P_s$ (bar)	$PI/\rho g = 10,2 \cdot P_s$ (mce)	Débit $Q$ ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	$Q/161,29 \cdot 10^{-6}$ (m/s)	$V_2 = 4,166 V_1$ (m/s)	$V_1^2/2g$ (mce)
2,284	23,297	0,860	8,772	0,00088889	5,511	22,959	1,548
2,204	22,481	0,860	8,772	0,00087500	5,425	22,601	1,500
2,104	21,461	0,880	8,976	0,00086111	5,339	22,242	1,453
2,004	20,441	0,900	9,180	0,00084722	5,253	21,883	1,406
1,904	19,421	0,890	9,078	0,00084028	5,210	21,704	1,383
1,804	18,401	0,890	9,078	0,00083333	5,167	21,524	1,361
1,704	17,381	0,890	9,078	0,00081944	5,081	21,166	1,316
1,604	16,361	0,910	9,282	0,00080556	4,994	20,807	1,271
1,504	15,341	0,910	9,282	0,00079167	4,908	20,448	1,228
1,404	14,321	0,910	9,282	0,00077778	4,822	20,089	1,185
1,304	13,301	0,910	9,282	0,00076389	4,736	19,731	1,143
1,204	12,281	0,910	9,282	0,00075000	4,650	19,372	1,102
1,104	11,261	0,920	9,384	0,00072222	4,478	18,654	1,022
1,004	10,241	0,920	9,384	0,00069444	4,306	17,937	0,945
0,904	9,221	0,920	9,384	0,00068056	4,219	17,578	0,907
0,804	8,201	0,920	9,384	0,00066667	4,133	17,220	0,871
0,704	7,181	0,920	9,384	0,00065278	4,047	16,861	0,835
0,604	6,161	0,920	9,384	0,00063889	3,961	16,502	0,800
0,504	5,141	0,930	9,486	0,00061111	3,789	15,785	0,732
0,404	4,121	0,930	9,486	0,00058333	3,617	15,067	0,667
0,304	3,101	0,930	9,486	0,00055556	3,444	14,350	0,605
0,202	2,060	0,790	8,058	0,00049722	3,083	12,843	0,484

Chapitre IV



**Figure IV.6 :** Courbe  $P_1/\rho g$  en fonction de  $V_1^2 / 2g$

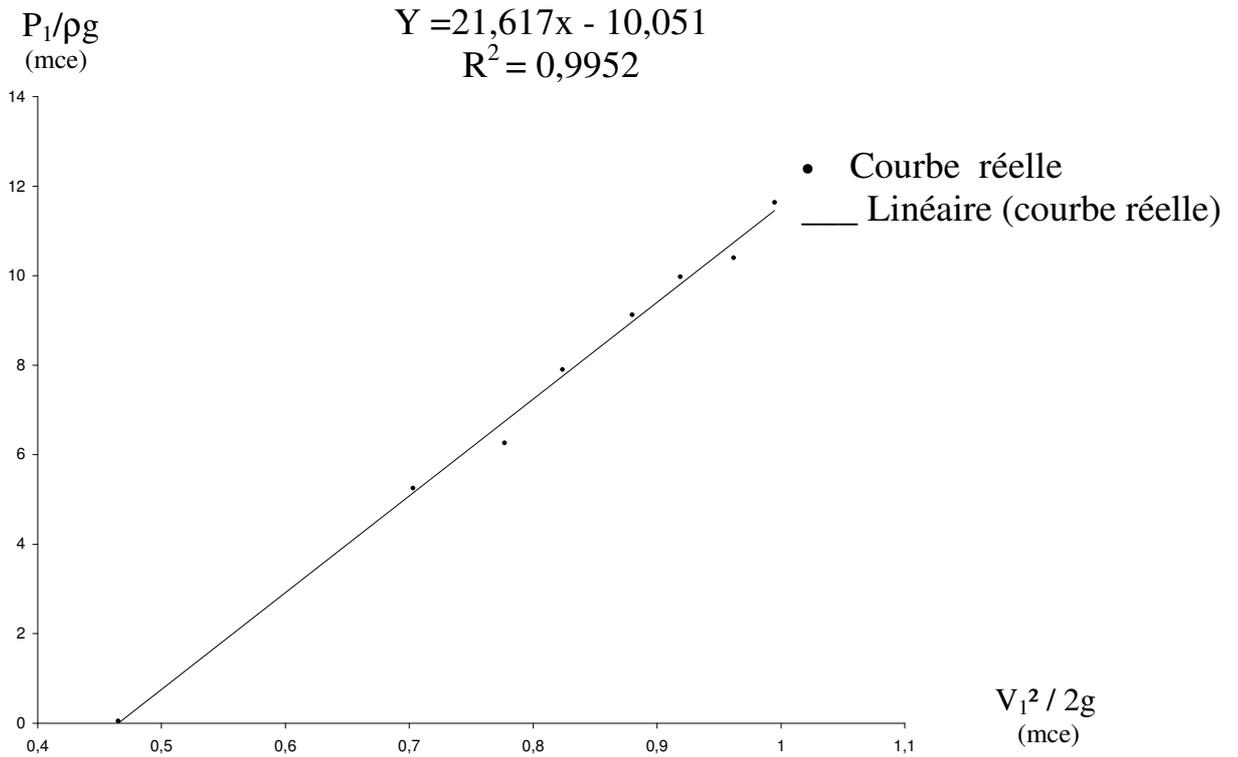
**5 .2. Banc d'essai du laboratoire de pompes et stations de pompage de l'université de MASCARA :**

Les essais sont effectués avec une eau à une température de  $20^\circ\text{C}$ , la valeur de la pression de vapeur saturante  $h_v = 0,239\text{mce}$  (**Tableau III.7**)

**TableauIV. 3.** Résultats des essais effectués sur le banc d’essai de l’université de Mascara

Pression à l'entrée $P_e$ (bar)	$P_1/\rho g = 10,2 \cdot P_e$ (mce)	Pression à la sortie $P_s$ (bar)	$P_1/\rho g = 10,2 \cdot P_s$ (mce)	Débit $Q$ ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	$Q/161,29 \cdot 10^{-6}$ ( $\frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{m}^3/\text{s}}$ )	$V_2 = 4,166 V_1$ (m/s)	$V_1^2/2g$ (mce)
1,141	11,6382	0,55	5,61	0,0007169	4,418	18,405388	0,99483812
1,02	10,404	0,55	5,61	0,0007049	4,344	18,097104	0,96179083
0,978	9,9756	0,55	5,61	0,000689	4,246	17,688836	0,91888461
0,895	9,129	0,55	5,61	0,0006743	4,155	17,30973	0,87991972
0,775	7,905	0,55	5,61	0,0006525	4,02	16,74732	0,82366972
0,614	6,262	0,55	5,61	0,0006335	3,904	16,264064	0,77682039
0,515	5,253	0,55	5,61	0,0006027	3,714	15,472524	0,70304771
0,005	0,051	0,36	3,672	0,0004901	3,02	12,58132	0,46485219

Chapitre IV



**Figure IV.7 :** Courbe  $P_1/\rho g$  en fonction de  $V_1^2 / 2g$

**5. 3. Interprétations :**

Les courbes obtenues sur la **figure IV.6** et la **figure IV.7** sont des fonctions linéaires qui ne passent pas par l'origine, elles sont de la forme:

$$y = a x + b, \text{ c'est-à-dire :}$$

$$\frac{P_1}{\rho g} = K_2 \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_v}{\rho g}$$

$K_2$  : étant la pente de la droite.

Sur le graphique tracé, le terme  $\frac{P_v}{\rho g}$  est négatif, parce qu'on n'a pas pris en

considération la pression atmosphérique. En prenant en considération la pression atmosphérique  $P_{atm} = 10,33 \text{ mce}$ , on pourra alors déterminer la pression de vapeur saturante absolue  $(P_v)_{absolue}$ :

$$\left(\frac{P_v}{\rho g}\right)_{absolue} = \left(\frac{P}{\rho g}\right)_{atm} - \left(\frac{P_v}{\rho g}\right)_{relative} \dots\dots\dots(IV.5)$$

## Chapitre IV

### **a) Banc d'essai de laboratoire des pompes et stations de pompage de l'ENSH (Figure IV.6) :**

A partir de la droite d'équation:

$$y = 21,052 x - 9,95$$

Nous aurons  $(P_v)_{\text{relatif}} = 9,95 \text{ mce}$

Donc :

$$\left( \frac{P_v}{\rho g} \right)_{\text{absolue}} = 10,33 - 9,95 = \mathbf{0,38 \text{ mce}}$$

$$\left( \frac{P_v}{\rho g} \right)_{\text{absolue}} = \mathbf{0,38 \text{ mce}}$$

Qui est proche de la valeur de la pression de vapeur saturante à une température de l'eau  $T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### **b) banc d'essai de laboratoire de pompes est station de pompage de l'université de MASCARA (figure IV.7) :**

A partir de la droite d'équation:

$$y = 21.617 x - 10.051$$

Nous aurons  $(P_v)_{\text{relative}} = 10.051 \text{ mce}$

Donc :

$$\left( \frac{P_v}{\rho g} \right)_{\text{absolue}} = 10,33 - 10.051 = \mathbf{0,28 \text{ mce}}$$

$$\left( \frac{P_v}{\rho g} \right)_{\text{absolue}} = \mathbf{0,28 \text{ mce}}$$

Qui est proche de la valeur de la pression de vapeur saturante à une température de l'eau  $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . L'écart existant entre les valeurs de la pression de vapeur saturante données par les résultats expérimentaux et ceux données par le tableau III.7, est qu'on n'a pas pris en considération la pression atmosphérique qui varie en fonction de l'altitude, on a pris une pression atmosphérique égale à 10,33 mce qui correspond à une altitude 0, alors que le lieu où on a effectué l'essai dépasse les **100** mètres d'altitude qui correspond à une certaine pression atmosphérique. On déduit que la pression de vapeur saturante dépend de la température du liquide pompé, elle est encore un seuil de référence pour la cavitation.

## **6. VISUALISATION DE LA CAVITATION**

Il est connu que la visualisation des interfaces liquide - vapeur joue un grand rôle en recherche sur la cavitation. Nous présentons sur la figure. IV.8 les différentes étapes de développement de la cavitation sur des photos prises avec un appareil photo numérique.

### **6.1. Description des photos sur la visualisation de la cavitation :**

La **figure IV.8** montre les résultats de la visualisation sur le développement de la cavitation dans un tube Venturi. Nous observons que l'écoulement au col du tube Venturi présente une bande attachée constituée de bulles piégées par le bulbe. Plus on abaisse la pression, plus cette cavitation se développe. La poche au col du Venturi est due principalement à l'étranglement c'est donc une cavitation partielle puis on a affaire à une cavitation caractérisée par une longue poche se refermant au sein du liquide, au fur et à mesure que la pression baisse on passe progressivement d'une poche contenant presque de la vapeur à une poche constituée d'un mélange diphasique et enfin se produit le décrochage alors la cavitation n'est plus du type attachée.

On constate que le détachement est irrégulier suivant l'envergure du type de cavité.

A l'amont de l'étranglement du tube Venturi, la poche constitue une zone où la pression est égale à la pression de vapeur saturante  $P_v$  donc la poche est constituée de vapeur pratiquement pure.

A l'aval du tube Venturi, la poche est constituée d'un mélange diphasique ce qui veut dire que la pression à l'intérieur de la poche diffère sensiblement à la pression de vapeur saturante.

On déduit alors qu'une bulle de cavitation peut contenir non seulement de la vapeur, mais aussi des gaz, en particulier l'air qui est incondensable, par conséquent la pression à l'intérieur de la bulle (cavité) est égale à la pression de vapeur saturante augmentée de la pression du gaz.

*Chapitre IV*



**Pe = 2,284 bars**  
**Ps = 0,860 bars**  
**Q = 3200 l/h**



**Pe = 2,104 bars**  
**Ps = 0,860 bars**  
**Q = 3100 l/h**



**Pe = 1,704 bars**  
**Ps = 0,890 bars**  
**Q = 3000 l/h**



**Pe = 1,204 bars**  
**Ps = 0,910 bars**  
**Q = 2700 l/h**



**Pe = 1,004 bars**  
**Ps = 0,920 bars**  
**Q = 2500 l/h**



**Pe = 0,704 bars**  
**Ps = 0,920 bars**  
**Q = 2300 l/h**

## **7. CONCLUSION**

Nous avons représenté sur la figure IV.8, l'évolution de la longueur de la cavité principale ; les rayons des ondes de choc auxquels nous avons ajouté la cote du centre d'émission, ainsi que les vitesses moyennes de propagation de ces ondes.

On remarque que l'effondrement de la cavité principale est accéléré à chaque génération d'ondes due au collapse de la cavité voisine. L'implosion de la cavité principale a lieu entre la 4<sup>e</sup> et 5<sup>e</sup> photo à une distance de 3,5 cm de la paroi d'émission.

Les ondes de choc ainsi que le rebond qui en résultent sont visibles sur les photos.

Le suivi simultané de la présence de la phase vapeur, de la pression et de l'évolution des cavités obtenue par un appareil photo numérique ultra rapide, nous permet de mettre en évidence la formation d'ondes de choc sphériques très violentes à l'instant du collapse permet d'expliquer à lui seul que ce type de cavitation puisse endommager n'importe quel alliage industriel.

Par ailleurs, le traitement d'un très grand nombre de photos, nous permettra entre autres, d'établir la formation des cavités, dimensionner leur diamètre, savoir le contenu, l'évolution du collapse des vortex cavitants et à la fin nous permettra de faire une corrélation entre l'influence de gaz ou de l'air occlus et dissous dans l'eau sur le comportement des pompes en cavitation.

# **CHAPITRE V**

**NAISSANCE DE LA CAVITATION**

**EVOLUTION DE LA BULLE**

**ORGANISATION INFORMATIQUE**

## Chapitre V. DYNAMIQUE DE LA BULLE

### V. I. Introduction :

Rappelons que la cavitation est le phénomène de vaporisation des liquides sous l'effet de la dépression généralement due à de grandes vitesses d'écoulement.

C'est donc la formation de poches et de bulles de vapeur au sein d'un milieu liquide initialement homogène. La cavitation, quand elle se produit prend les formes suivantes :

- Celles de bulles isolées,
- Celle de poches (dites aussi cavités),
- Et celle de filament tourbillonnaire cavitant.

De nombreuses études se sont succédées afin d'approfondir la connaissance physique du phénomène et d'examiner ses conséquences sur le comportement des systèmes hydrauliques (érosion, bruit).

Les recherches se sont surtout orientées vers la dynamique de la bulle en prenant en compte tous les paramètres physiques et en mettant en œuvre des techniques expérimentales de plus en plus fines.

### 2. Naissance de la cavitation :

On est conduit, pour expliquer l'origine du phénomène de cavitation dans les liquides, à postuler l'existence d'amorces de rupture constituées par des inclusions de gaz et de vapeur présentes au sein du fluide.

En d'autres termes, on substitue à l'image d'un milieu liquide homogène, celle d'un milieu hétérogène (**La cavitation, 1995**).

De nombreuses expériences montrent que ces inclusions existent réellement, leur taille entre le micromètre et le demi - millimètre environ, de sorte que la tension superficielle les contraints à garder la forme sphérique. On appelle ces microbulles " germes de cavitation". Ces germes peuvent évoluer. Ils peuvent par exemple, selon le cas grossier ou au contraire diminuer en taille sous l'effet de la variation de la pression du liquide c'est ce cas que nous proposons d'étudier dans ce qui suit.

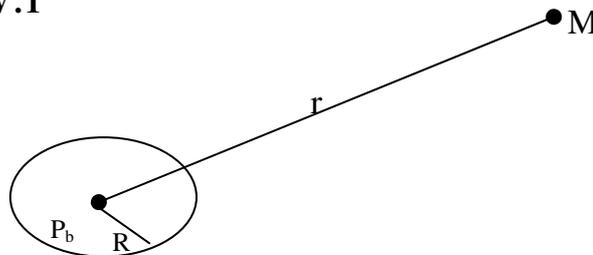
### 3. L'équation de RAYLEIGH- PLESSET

L'équation de Rayleigh- Plesset permet de décrire le mouvement de bulles sphériques dans un champ de pression variable.

#### 3.1 . Formulation:

On considère un germe de rayon initial  $R_0$ , plongé dans un liquide au repos ou l'accompagnement dans son mouvement sans vitesse de glissement.

On suppose que le liquide est incompressible, qu'il occupe un domaine grand par rapport à la dimension de la bulle et que celle-ci se déforme sphériquement. **Figure V.1**



**Figure V.1** Représentation de la bulle à l'instant t. (**La cavitation, 1995**)

Chapitre V

- R** : Rayon de la bulle à l'instant t ;
- r** : Rayon au point **M** (**r < R**) ;
- P<sub>b</sub>** : Pression dans la bulle ;
- P** : Pression à l'infini.

L'équation de continuité en coordonnées sphériques s'écrit :

$$4\pi r^2 U_r = 4\pi R^2 \frac{dR}{dt} \dots\dots\dots(V.1)$$

Avec  $U_r$ : vitesse radiale au point M. On déduit donc cette vitesse:

$$U_r = \frac{R^2}{r^2} \frac{dR}{dt} \dots\dots\dots(V.2)$$

La conservation de la quantité de mouvement suivant r impose:

$$\frac{\partial U_r}{\partial t} + U_r \frac{\partial U_r}{\partial r} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \nu \left[ \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( r^2 \frac{\partial U_r}{\partial r} \right) - 2 \frac{U_r}{r^2} \right] \dots\dots\dots(V.3)$$

- Avec : **ν**: Viscosité cinématique du liquide ;
- P**: Pression
- ρ**: Masse volumique du liquide

En remplaçant  $U_r$  par son expression et en intégrant entre l'infini et R, on obtient :

$$P(R) = P_\infty + \rho \left[ R \frac{d^2R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR}{dt} \right)^2 \right] \dots\dots\dots(V.4)$$

- Avec: **P(R)** : pression à l'interface du coté liquide ( $r=R^+$ )
- P<sub>∞</sub>**: pression à l'infini ( $r \rightarrow \infty$ ).

Le terme lié à la viscosité s'est annulé en raison de l'incompressibilité du liquide. La pression dans la bulle est donnée par :

$$P_b = P_v + P_g \dots\dots\dots(V.5)$$

- P<sub>b</sub>**: pression dans la bulle ;
- P<sub>v</sub>**: pression de vapeur saturante dans la bulle ;
- P<sub>g</sub>**: pression partielle du gaz non condensable.

L'équilibre des contraintes normales à l'interface de la bulle se traduit par la relation :

$$P_g + P_v - \frac{2S}{R} = P(R) + \frac{4\mu}{R} \frac{dR}{dt} \dots\dots\dots(V.6)$$

- Avec: **S**: tension superficielle ;
- μ**: viscosité dynamique.

En combinant les équations (4) et (6) on obtient l'équation de Rayleigh-Plesset.

$$\rho \left[ R \frac{d^2R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR}{dt} \right)^2 \right] + \frac{4\mu}{R} \frac{dR}{dt} = -P_\infty - \frac{2S}{R} + P_v + P_g \dots\dots\dots(V.7)$$

Avec les conditions initiales  $R(t=0)=R_0$  et  $\frac{dR(t=0)}{dt} = 0$

**3 . 2 . Pression de gaz :**

La pression du gaz inclus dans la bulle est déterminée à partir des conditions initiales par la relation :

$$P_g \left[ \frac{4}{3} \pi R^3 \right]^k = P_{go} \left[ \frac{4}{3} \pi R_0^3 \right]^k \dots\dots\dots(V.8)$$

**k** : exposant poly tropique caractéristique de la transformation thermodynamique subi par le gaz (lorsque l'évolution est isotherme, (k=1) ;

**R<sub>0</sub>**: rayon de la bulle en équilibre à l'instant initial ;

**P<sub>go</sub>** : pression de gaz partielle à l'instant initial.

Dans le cas isotherme ( k=1) on a donc :

$$P_g = P_{go} \left( \frac{R_0}{R} \right)^3 \dots\dots\dots(V. 9)$$

avec P<sub>go</sub> qui est donnée par la relation :

$$P_{go} = P(R_0) - P_v + \frac{2S}{R_0} \dots\dots\dots(V.10)$$

$$P_{go} = P_0 - P_v + \frac{2S}{R_0}$$

l'équation de Rayleigh Plesset devient :

$$\rho \left[ R \ddot{R} + \frac{3}{2} \dot{R}^2 \right] + 4\mu \frac{\dot{R}}{R} = \left( P_0 - P_v + \frac{2S}{R_0} \right) \left( \frac{R_0}{R} \right)^3 - P_\infty + P_s - \frac{2S}{R} \dots\dots(V.11)$$

**3 . 3 . Rayon critique et pression critique :**

Nous considérons une microbulle contenant du gaz et de la vapeur, en équilibre dans un milieu liquide et indéfini.

L'équilibre de l'interface demande que la pression intérieure, somme des pressions partielles du gaz **P<sub>g</sub>** et de vapeur **P<sub>v</sub>** soit égale à la pression extérieure **P<sub>∞</sub>** augmentée du terme superficiel, Soit:

$$P_\infty = P_g + P_v - \frac{2S}{R_0} \dots\dots\dots(V.12)$$

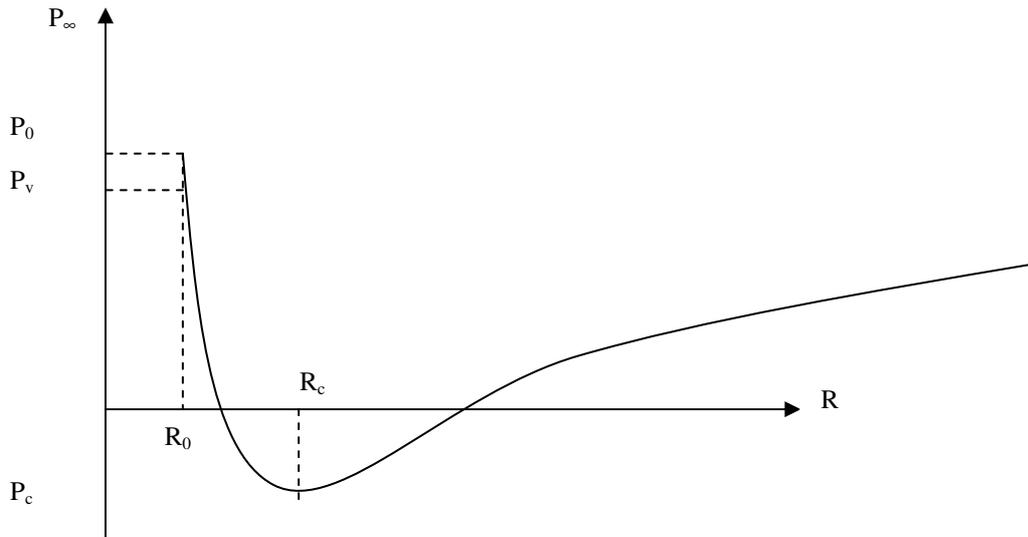
Donc  $P_\infty = P_{go} \left( \frac{R_0}{R} \right)^3 + P_v - \frac{2S}{R_0}$

Soit  $P_\infty = \left( P_g + P_v - \frac{2S}{R_0} \right) \left( \frac{R_0}{R} \right)^3 + P_v - \frac{2S}{R_0}$

La température de **P<sub>∞</sub>** en fonction de R présente un minimum de coordonnées:

$$R_c = \sqrt{\frac{3P_{go}R_0^3}{2S}} = \sqrt{\frac{3\left(P_0 - P_v + \frac{2S}{R_0}\right)R_0^3}{2S}} \dots\dots\dots(V.13)$$

$$P_c = P_v - \frac{4S}{3R_c} \dots\dots\dots(V.14)$$



**Figure V.2** Equilibre du germe sphérique. (La cavitation, 1995)

La courbe d'équilibre (**Figure V.2**) donne accès à la notion de stabilité de la taille du germe.

L'équation sur la branche descendante de la courbe est stable tandis que l'équilibre sur la branche ascendante est instable. Donc la stabilité est assurée pour **R** inférieur à **R<sub>c</sub>** par le jeu conjoint des forces de pression du gaz et de la tension superficielle : les premières s'opposent à la diminution du rayon du germe que les secondes tendent à provoquer.

Le minimum **P<sub>c</sub>** de la pression **P<sub>∞</sub>** que le germe peut supporter dans des conditions stables constitue pour lui une valeur limite ou critique. Lorsque le germe est sollicité au-delà de sa pression critique (**P<sub>∞</sub> < P<sub>c</sub>**), il devient instable et grossit beaucoup. On dit qu'il a été activé.

### **3. 4. Traitement de l'équation de RAYLEIGH - PLESSET :**

On considère un germe de rayon initial **R<sub>0</sub>** soumis à un saut brutal de pression de sa valeur d'équilibre initial **P<sub>0</sub>** à une valeur constante **P<sub>∞</sub>**.

En choisissant échelle de longueur la valeur **R<sub>0</sub>** du rayon de la bulle en équilibre à l'instant initial et pour échelle de temps une valeur **T** à priori inconnue, on peut introduire les variables adimensionnelles suivantes :

Chapitre V

$$\tilde{R} = \frac{R}{R_0} \quad \text{et} \quad \tilde{t} = \frac{t}{T}$$

dans ce cas l'équation de Reyleigh Plesset peut se réécrire sous la forme adimensionnelle suivante :

$$\tilde{R}\ddot{\tilde{R}} + \frac{3}{2}\dot{\tilde{R}}^2 + \text{Re}^{-1}\frac{\ddot{\tilde{R}}}{\tilde{R}} = \text{Th}\left(\frac{1}{\tilde{R}^3} - 1 + \alpha\right) + \text{We}\left(\frac{1}{\tilde{R}^3} - \frac{1}{\tilde{R}}\right) \dots\dots\dots(\text{V.15})$$

Avec:

$$\text{Re} = \frac{R_0^2}{4\nu T} \quad : \text{ nombre de Reynolds;}$$

$$\text{Th} = \frac{P_0 - P_v}{\rho R_0^2} T^2 \quad : \text{ nombre de Thoma;}$$

$$\text{We} = \frac{2S}{\rho R_0^3} T^2 \quad : \text{ nombre de Weber;} \quad \alpha = \frac{P_0 - P_\infty}{P_0 - P_v} \quad : \text{ écart de pression.}$$

Pour expliciter les phénomènes physiques qui gouvernent l'évolution de la bulle dans les instants qui suivent le saut de pression, on définit les temps caractéristiques suivants :

- Temps caractéristique de viscosité : qui est la durée nécessaire pour que l'influence de la viscosité puisse se faire sentir :

$$T_v = \frac{R_0^2}{4\nu} \quad \text{ce qui donne} \quad \text{Re} = \frac{T_v}{T}$$

- Temps de pression : qui est la durée caractéristique de la réponse d'une bulle de rayon initial **R<sub>0</sub>** à une variation de pression **P<sub>0</sub>-P<sub>v</sub>** :

$$T_p = R_0 \sqrt{\frac{\rho}{P_0 - P_v}} \quad \text{ce qui donne} \quad \text{Th} = \left(\frac{T_p}{T}\right)^2$$

- Temps caractéristique de la tension superficielle : qui est la durée nécessaire pour que les effets de la tension superficielle puissent intervenir :

$$T_s = \sqrt{\frac{\rho R_0^3}{2S}} \quad \text{ce qui donne} \quad \text{We} = \left(\frac{T}{T_s}\right)^2$$

- Lorsque ces temps ont des ordres de grandeur différents, l'équation de Rayleigh Plesset se simplifie car un terme reste dominant (les autres deviennent négligeables) ;

- T<sub>v</sub> sera de même grandeur que T<sub>s</sub> si **R<sub>0</sub>** est du même ordre de grandeur que  $R^* = \frac{8\rho\nu^2}{S}$   $T_v \cong T_s$  si  $R_0 \cong R^* = \frac{8\rho\nu^2}{S}$

- T<sub>s</sub> est de même ordre que T<sub>p</sub> si **R<sub>0</sub>** est du même ordre de grandeur que :

Chapitre V

$$R_1 = \frac{2S}{P_o - P_v}$$

$$T_s \cong T_p \quad \text{si } R_o \cong R_1 = \frac{2S}{P_o - P_v}$$

- $T_v$  est du même ordre de grandeur que  $T_p$  si  $R_o$  est du même ordre de grandeur que :

$$R_2 = \frac{4v\sqrt{\rho}}{\sqrt{P_o - P_v}}$$

$$T_v = T_p \quad \text{si } R_o \cong R_2 = \frac{4v\sqrt{\rho}}{\sqrt{P_o - P_v}}$$

Dans la pratique, les germes présents dans l'eau, ont un rayon très supérieur à  $R^*$ . On définit un nouveau paramètre  $\epsilon$  comme suit :  $\epsilon = \frac{R^*}{R_o}$

Les temps caractéristiques seront donc en ordre de grandeur, comme l'indique la relation suivante :

$$T_p \cong \sqrt{\epsilon} T_s \cong \epsilon T_v$$

En conséquence, on aura  $T_p \ll T_s \ll T_v$ .

On choisit alors comme temps caractéristique  $T = T_p$

Ce qui entraîne :  $Th = 1, Re^{-1} = \epsilon, We = \epsilon$

Ce qui réduit l'équation de Rayleigh Plesset à la forme suivante :

$$\tilde{R}\ddot{\tilde{R}} + \frac{3}{2}\dot{\tilde{R}}^2 + \frac{\tilde{R}}{\tilde{R}^3} = \frac{1}{\tilde{R}^3} + \alpha - 1 + \epsilon \left( \frac{1}{\tilde{R}^3} - \frac{1}{\tilde{R}} \right) \dots \dots \dots (V.16)$$

Avec les conditions initiales  $\tilde{R}(0) = 0 (t = 0)$

**3. 5. Evolution de la bulle :**

Nous pouvons discuter l'évolution de la bulle en fonction de la valeur de l'écart de pression.

- Si  $\alpha = 0$ , c'est à dire  $P = P_o$ , la seule solution possible à l'équation de Rayleigh Plesset est l'équilibre initial, ce qui est logique dans la mesure où la pression à l'infini ne varie pas.
- Si  $\alpha > 1$ , c'est à dire  $P > P_v$ , il n'y a pas d'équilibre final possible et le rayon de la bulle croît indéfiniment
- Si  $\alpha < 1$ , c'est à dire  $P > P_o$ , la bulle oscille périodiquement et ce mouvement va s'amortir lorsque les effets de la tension superficielle et de viscosité ne seront plus négligeables, donc pour des temps de l'ordre de  $\frac{T_p}{\sqrt{\epsilon}}$
- Si  $\alpha < 0$  tout en étant grand en valeur absolue, c'est à dire  $P > P_o$ , la bulle subit une phase de recompression intense, le rayon de la bulle tend vers zéro avec une vitesse infinie, c'est la phase d'implosion.

## 4 . RESOLUTION NUMERIQUE DE L'EQUATION DE RAYLEIGH PLESSET

L'équation de Rayleigh Plesset est une équation différentielle du second ordre. Une telle équation qui se rencontre fréquemment dans la pratique ne peut être résolue par une méthode exacte et l'on doit utiliser une méthode numérique qui donne des valeurs approchées de la solution recherchée.

Nous allons utiliser la méthode de Runge-Kutta d'ordre quatre.

Pour plus de simplicité d'écriture on notera le rayon adimensionnel  $R$  au lieu de  $\tilde{R}$  l'équation de Rayleigh Plesset s'écrit donc :

$$\ddot{R} = \frac{1}{R^4} + \frac{\alpha}{R} - \frac{1}{R} + \frac{\epsilon}{R^4} - \frac{\epsilon}{R^2} - \frac{3\dot{R}^2}{2R} + 3\frac{\dot{R}^2}{R^2} \dots\dots\dots(V.17)$$

$$\ddot{R} = f(t, R, \dot{R}) \quad \text{avec } R(0) = 1 \quad \text{et} \quad \dot{R}(0) = 0$$

On découpe l'intervalle de temps d'étude  $[t_0, b]$  en  $n$  parties égales de longueur  $h$  ( $t_0, t_1, t_2, \dots, t_n$ )

$$h = \frac{b - t_0}{n} \quad \text{dans notre cas } h = \frac{\text{temps total d'étude}}{T_p} \frac{1}{\text{nombre de pas}}$$

La méthode de Runge-Kutta est fondée sur une formulation de récurrence. Connaissant la valeur de  $R$  à l'instant  $t_i$  ( $R_i$ ) et la valeur de  $\dot{R}$  au même instant ( $\dot{R}_i$ ), on peut calculer ces mêmes valeurs à l'instant  $t_{i+1}$  c'est ainsi que :

$$R_{i+1} = R_i + h(\dot{R}_i + K_i)$$

$$\text{et } \dot{R}_{i+1} = \dot{R}_i + K_i^*$$

$$\text{avec } K_i = \frac{1}{3}(k_1 + k_2 + k_3)$$

$$K_i^* = \frac{1}{3}(k_1 + 2k_2 + 3k_3 + k_4)$$

$$\text{et } k_1 = \frac{h}{2} f(t_i, R_i, \dot{R}_i)$$

$$k_2 = \frac{h}{2} f\left(t_i + \frac{h}{2}, R_i + \beta_i, \dot{R}_i + k_1\right) \quad \text{où } \beta_i = \frac{h}{2} \left( \dot{R}_i + \frac{k_1}{2} \right)$$

$$k_3 = \frac{h}{2} f\left(t_i + \frac{h}{2}, R_i + \beta_i, \dot{R}_i + k_2\right)$$

$$k_4 = \frac{h}{2} f(t_i + h, R_i + \delta_i, \dot{R}_i + 2k_3) \quad \text{où } \delta_i = h(\dot{R}_i + k_3)$$

## **5. ORGANISATION INFORMATIQUE**

Les méthodes numériques de résolution s'apprêtent bien à la programmation, c'est pour cela que nous avons réalisé un programme pour la résolution de l'équation de Rayleigh- Plesset et pour le calcul du rayon critique et de la pression critique.

### **5.1 Séquences de calcul :**

Pour mieux organiser notre programme, nous l'avons doté d'un menu qui permet à l'utilisateur de choisir l'opération qu'il désire effectuer en appuyant sur la touche appropriée. Trois choix lui sont permis :

- Soit l'étude de l'équilibre de la bulle ;
  - Soit l'étude de l'évolution de la bulle après un saut de pression ;
  - Et soit sortir du programme.
- Si le choix correspond à l'étude de l'équilibre de la bulle, le programme exécute alors les séquences suivantes :

Après la saisie des données étudiées, le programme calcul les valeurs du rayon critique et de la pression critique, ces valeurs sont ensuite affichées sur écran. On calcule ensuite les valeurs de la pression en faisant varier le rayon, tout en prenant soin d'enregistrer ces valeurs dans un fichier ouvert spécialement pour cela.

Une fois cela fait, une représentation graphique de P en fonction de R est donnée sur écran. On retourne ensuite au menu pour permettre le choix de la même opération pour un autre exemple ou le choix d'une autre opération ou de quitter le programme.

- Si le choix correspond à l'étude de l'évolution de la bulle après un saut de pression, le programme exécute les séquences de calcul suivantes:

Après la saisie des données, quelques constantes nécessaires à la résolution de l'équation de Rayleigh Plesset sont calculées.

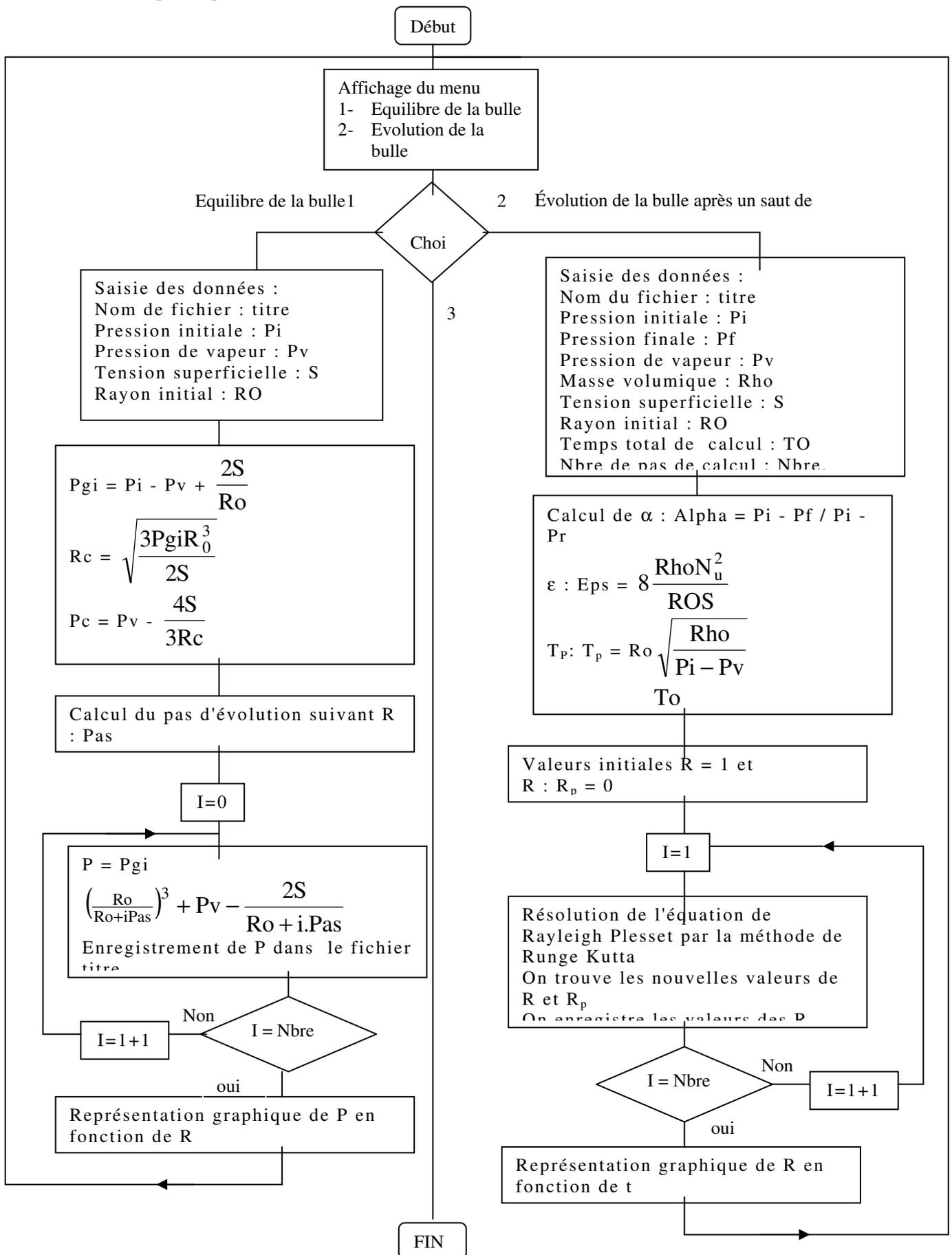
Le rayon adimensionnel, qui en réalité  $R/R_0$  est initialisé à 1 et sa dérivée à 0. L'équation de Rayleigh Plesset est résolue, en utilisant la méthode de Runge Kutta d'ordre 4, on trouve ainsi la valeur de R au temps  $t_0+h$ , cette valeur est enregistrée dans un fichier ouvert spécialement pour cela. On refait cette séquence jusqu'à l'épuisement du nombre de pas de calcul demandé par l'utilisateur. Une fois cela fait, une représentation graphique du rayon adimensionnel en fonction du temps adimensionnel est donnée sur écran. On retourne ensuite au menu pour permettre un autre choix.

- Si le choix correspond demande à quitter, on sort complètement du programme.

### **5.2 Listing du programme :**

Il est représenté en Annexe B

5.3 Organigramme



## **6 . EXEMPLES D'APPLICATION**

Pour mieux illustrer le programme que nous avons réalisé, nous lui avons appliqué quelques exemples, nous en citerons deux :

- Un pour le cas de l'équilibre de la bulle,
- Et un autre, pour l'évolution de la bulle après un saut de pression.

### **6.1 Exemple sur l'équilibre de la bulle :**

Les données telles qu'elles ont été saisies sur ordinateur en Annexe B et les résultats obtenus (les valeurs du rayon critique et de la pression critique ainsi que la représentation graphique de l'évolution de la pression en fonction du rayon) sont représentés sur la figure V.3

### **6.2 Exemple sur l'évolution de la bulle après un saut de pression:**

Les données telles qu'elles ont été saisies aussi pour ce cas et la représentation graphique obtenue est illustrée sur la figure V.4.

## **7 INTERPRETATION DES RESULTATS**

Pour le cas de l'équilibre de la bulle, nous, remarquons que la pression critique calculée est bien inférieure à la pression de vapeur, ce qui confirme la théorie. L'allure de la courbe obtenue est identique à celle représentée en **figure V.2** l'échelle prés. En effet, la courbe décroît progressivement jusqu'à la pression critique et remonte en tendant vers  $P_v$ . L'échelle est tellement réduite que sur la représentation graphique les valeurs de la pression au-delà de  $R_c$  se confondent avec  $P_v$ . Pour le cas de l'évolution de la bulle après un saut de pression, les résultats obtenus confirment la théorie, et la représentation graphique le montre clairement. On voit bien que dans l'exemple la bulle oscille périodiquement.

## **8. Conclusion**

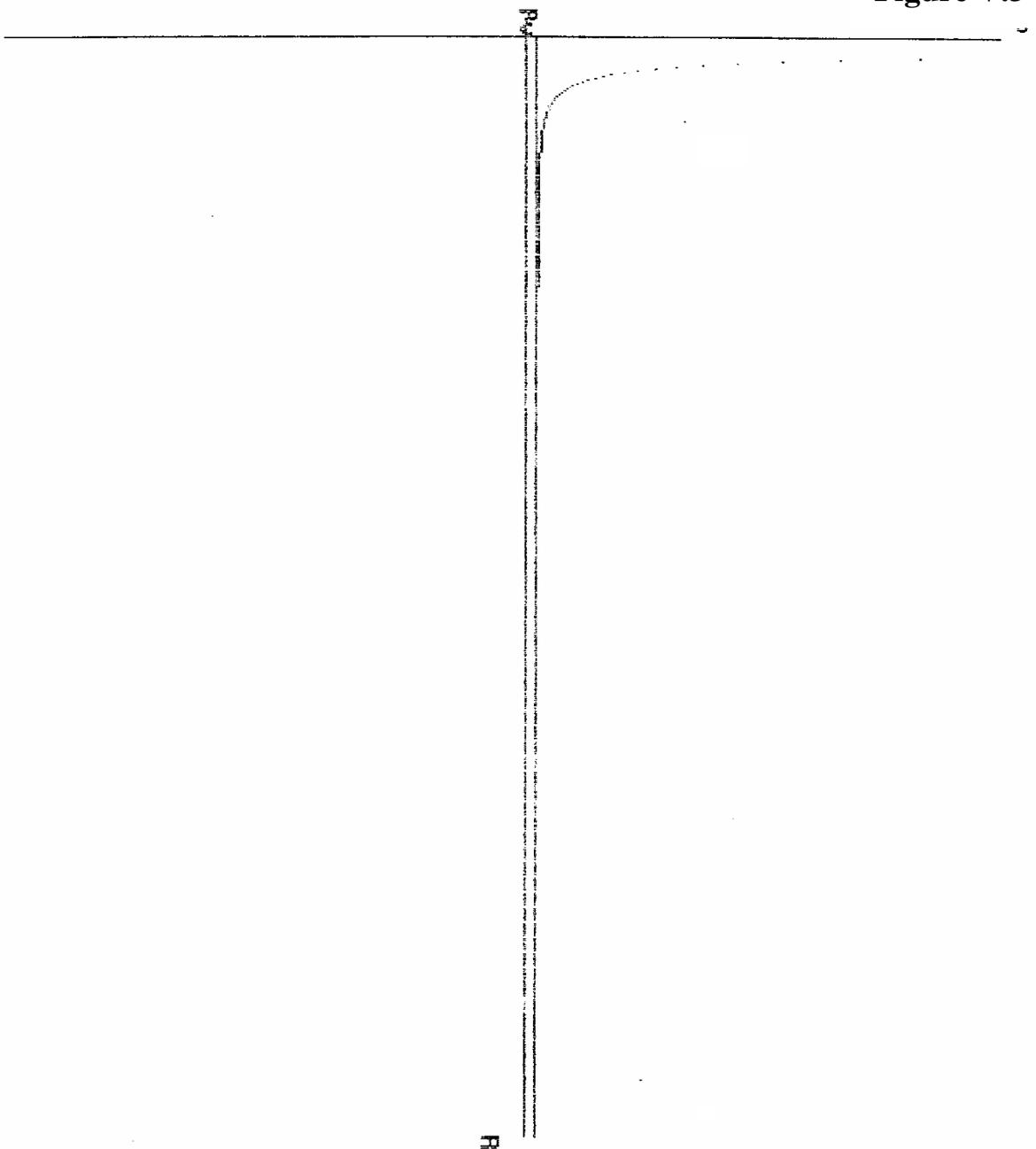
A partir des résultats obtenus et la représentation graphique obtenue est illustrée sur les figures V.3, 4. (équilibre de la bulle, évolution de la bulle après un saut de pression)

L'équilibre de la bulle se fait progressivement jusqu'à atteindre une valeur minimale de la pression critique.

## Chapitre V

Le rayon critique	: 0,0439
La pression critique	: 2334,6639
Titre	: c : cavitat.1. Bul
Pression initiale	: 101325
Pression de vapeur	: 2337
Tension superficielle	: 0,077
Rayon de la bulle à l'instant initial	: 0,001

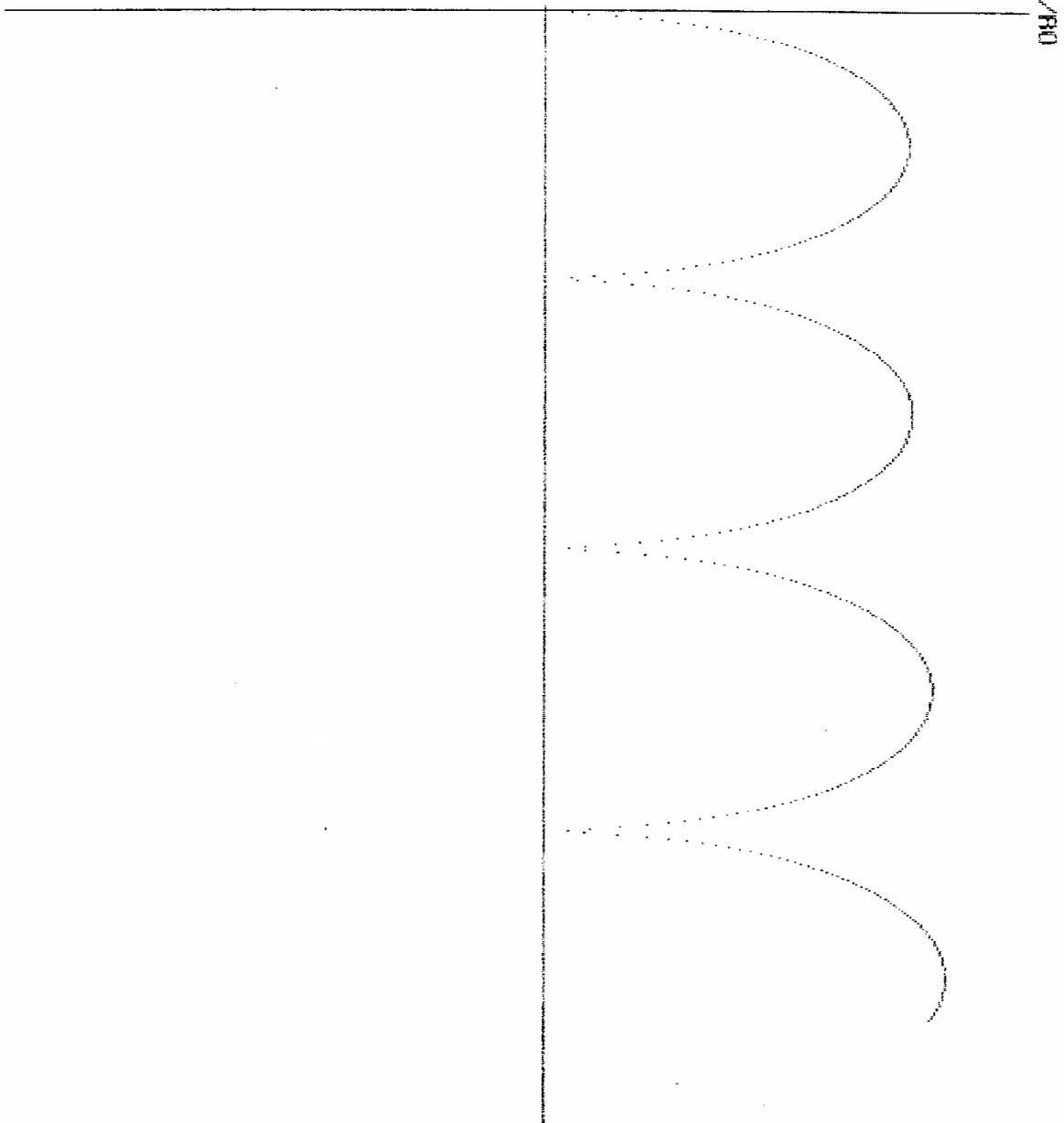
**Figure V.3**



## Dynamique de la bulle Evolution de la bulle après un saut de pression

Titre	: c: cavitat 2. bul.
Pression initiale	: 101325
Pression finale	: 5855
Pression de vapeur	: 2337
Masse volumique	: 1000
Viscosité cinématique du liquide	: 0,000001
Tension superficielle	: 0,077
Rayon de la bulle à l'instant initial	: 1
Temps total de calcul	: 50
Nombre de pas de calcul	: 500

**Figure V.4**



t/T

## **CHAPITRE VI**

### **PHENOMENE DE L'EROSION PAR ABRASION**

#### **ETUDE EXPERIMENTALE SUR LES CHUTES DES CARACTERISTIQUES HYDRAULIQUES D'UNE POMPE SOUS L'EFFET DE L'ENDOMMAGEMENT MECANIQUE**

#### **CAS DE L'EROSION ABRASIVE**

## **Chapitre VI. 1. PHENOMENE DE L'ABRASION**

### **VI. 1. 1 Introduction :**

L'abrasion est un mécanisme dont les particules solides entraînées dans les liquides (sable, gravier, métaux, ...provoquent des coupures, rayures ou des déformations de la surface interne de l'organe principal de la pompe (roue ).

Les métaux qui présentent une rugosité et faible dureté sont sensibles à l'attaque abrasive. L'érosion abrasive se manifeste sur les matériaux fragiles par des éclats et fissures, et sur les matériaux ductiles par des piqûres, des polissages, des rayures et des copeaux, par conséquent, l'érosion abrasive est une perte de matière d'une surface solide au contact d'un fluide contenant des particules solides.

### **1. 2 Conditions d'apparition de l'abrasion :**

Il existe deux conditions principales à l'origine de l'apparition de l'abrasion, lesquelles sont :

- a) La dureté des particules abrasives est plus élevée que celle de la surface abrasée.
- b) Les particules abrasives doivent avoir des angles orientés convenablement.

## **2. FACTEURS DE L'EROSION ABRASIVE**

L'usure abrasive n'est pas un phénomène qui se manifeste à la simple présence du sable, mais il tient compte notamment de :

- Dureté des matériaux érodés.
- Orientation géométrique des particules abrasives.
- Diamètre des particules.
- Vitesse des particules abrasives.
- Influence de l'ambiance.

Dans ce qui suit, nous allons parler de l'influence de ces paramètres sur l'érosion abrasive.

### **2. 1. Influence de la dureté des matériaux érodés :**

Lorsqu'on parle de la nature des matériaux on désigne :

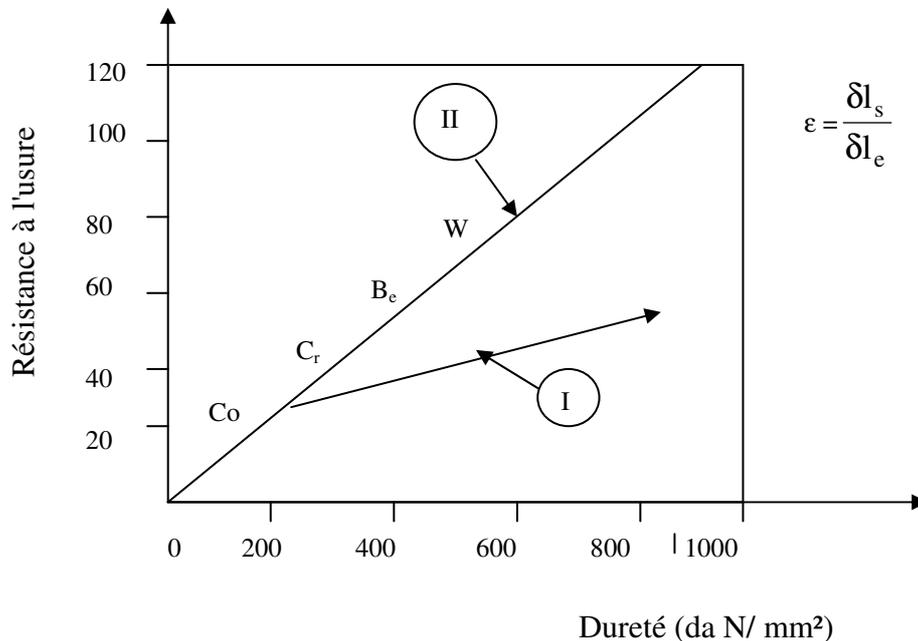
- La structure métallurgique (c'est à dire la composition chimique)
- Les propriétés mécaniques des métaux et alliages.

S'intéressant, particulièrement à la couche superficielle (l'interface), parce que le problème d'usure met en jeu deux surfaces (la surface abrasée et la couche superficielle du corps abrasif).

D'après le graphique de la **Figure VI.1**, on constate que l'usure abrasive est une droite linéaire qui passe par l'origine et est croissante de la dureté.

## Chapitre VI

$\epsilon$  : est la résistance relative à l'usure, qui est le rapport de l'usure linéaire d'un échantillon standard  $\delta l_s$  à celui de l'échantillon étudié  $\delta l_e$  tel que :



**FigureVI.1** Résistance à l'usure pour des matériaux purs et un acier à 83% de carbone ayant subi différentes températures de revenu.(Maurice et al ,1974)

### **2. 2. Influence de l'orientation géométrique des particules**

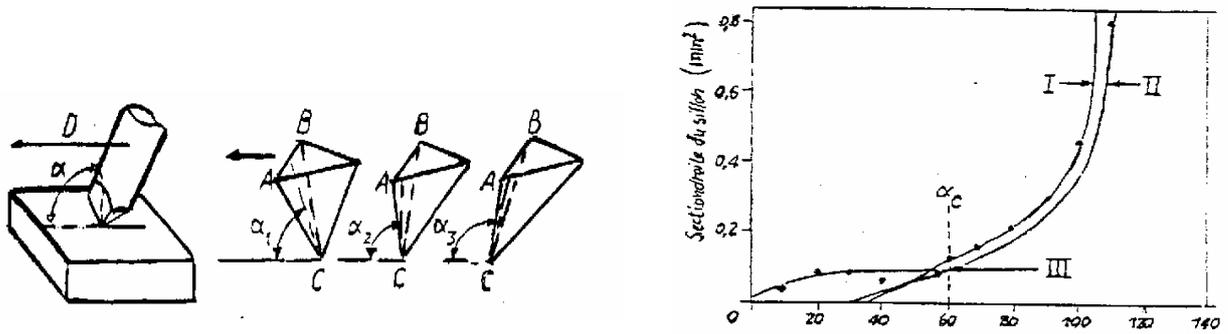
#### **abrasives :**

La condition (b) voir paragraphe (VI-1-2) est mise en exergue par l'expérience suivante :

Une tige à pointe pyramidale rayée sous une charge donnée la surface plane d'un échantillon métallique (**FigureVI.2**), le déplacement de la tige se fait parallèlement à la surface.(Maurice et al ,1974) .

On trace la courbe montrant l'évolution de la section droite de la rayure en fonction de l'angle d'inclinaison  $\alpha$  de la face d'attaque du frotteur par rapport au plan (**FigureVI.3**)

On remarque sur le graphique (FigureVI.3) qu'à partir d'un certain angle  $\alpha_{\text{critique}}$  ( $\alpha_c$ ), il y a une augmentation brusque de la largeur de la rayure qui correspond à l'apparition d'un copeau. L'angle critique correspond à l'intersection de deux courbes, l'une d'un matériau écrouissable et l'autre d'un matériau non écrouissable. L'existence de cet angle critique ( $\alpha_c$ ), veut dire, qu'une seule partie des particules abrasives fixées sur une toile (ex : papier abrasif ), soient correctement orientées pour couper les autres particules ne provoquent que des rayures .



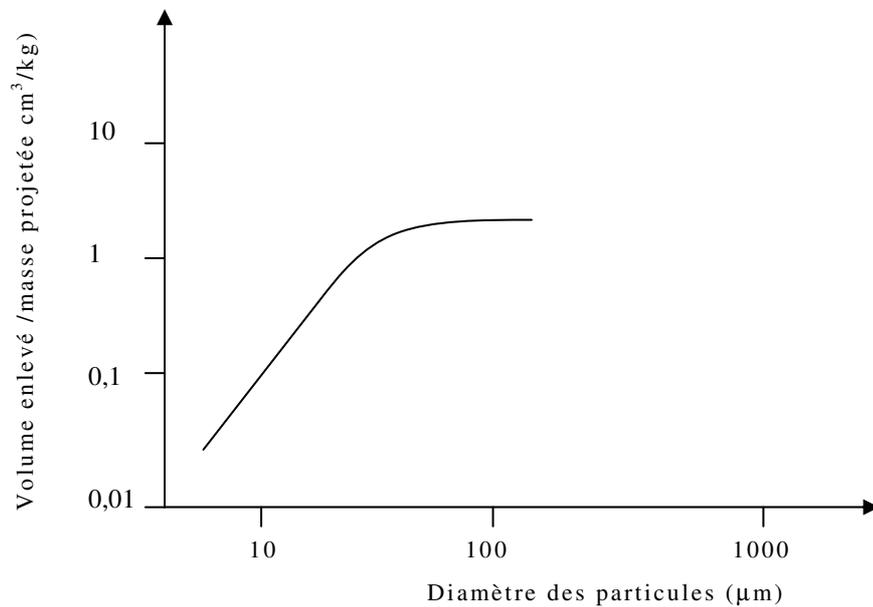
Si  $\alpha < \alpha_0$  pas de copeau, Si  $\alpha > \alpha_0$  pas de copeau  
 Facteur de l'usure : charge 2N, vitesse d'abrasion 0.5mm/s Frotteur en courbure de tungstène piste de plomb .

Fig.VI.2 Angle d'attaque d'une part en (Maurice et al ,1974)

fonction de l'angle d'attaque

### 2. 3. Influence des diamètres des particules :

Pour savoir l'influence de la taille des particules abrasives on se propose d'analyser la courbe de la figureVI.4.



Abrasif : particules de quartz  $\alpha = 90^\circ$  et vitesse 240m/s  
 Echantillon en alliage d'aluminium

FigureVI.4 Perte par érosion en fonction de la taille des particules érosives de quartz

## Chapitre VI

La courbe montre l'évolution de la perte de masse en fonction du diamètre des particules abrasives de quartz cette courbe présente deux parties principales :

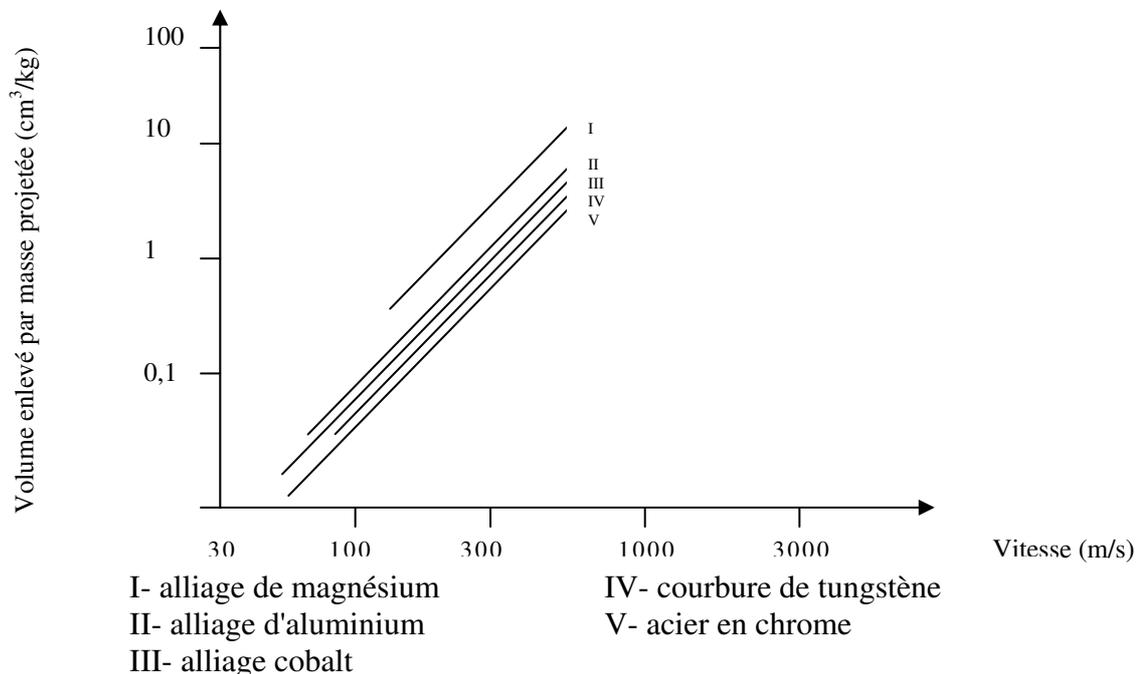
- a- Lorsqu'il y a accroissement des particules de **5 à 10  $\mu\text{m}$** , la perte de masse croit rapidement et ceci suivant une fonction linéaire.
- b- Lorsqu'on a des particules dont la taille est supérieure à **100  $\mu\text{m}$**  la perte de masse est lente.

Après cette constatation, on peut dire que la perte de masse par abrasion croit linéairement avec la distance d'abrasion, parce que le frotteur rencontre une surface fraîche dont les caractéristiques sont constantes.

### **2. 4. Influence de la vitesse des particules abrasives :**

A partir du graphique de la **figureVI.5** qui présente la perte de masse en fonction des vitesses des particules érosives, on constate que la perte de masse augmente légèrement avec l'augmentation de la vitesse d'abrasion. Cette augmentation de perte de masse est due à la chute des caractéristiques mécaniques du matériau par effet de la chaleur qui est due à l'augmentation de la vitesse.

On note que tous les matériaux qui présentent des défauts d'usage ainsi que les pièces qui présentent des changements de sections, contribuent à une perte de masse, lorsque le liquide véhiculé dans la pompe est chargé de particules solides.



Facteur de l'usure particulier érosive en quartz de 150  $\mu\text{m}$  de diamètre et angle d'attaque de 90°

**FigureVI.5** Perte de masse par érosion en fonction de la vitesse des particules érosives.

## **2. 5. Influence de l'ambiance :**

On entend par terme ambiance la nature du milieu, la température qui entoure les pièces dans les régions de contact ainsi que les conditions de pression.

Lorsqu'il y a usure, il y a des débris, ceux ci forment une masse frottante, cependant, la formation de cette masse dépend du nombre de jonctions métalliques et leurs tailles, le milieu ambiant donc contribue à l'accélération ou au ralentissement du phénomène d'abrasion, suivant qu'il favorise ou défavorise la jonction des débris.

## **3 . PHENOMENE D'ABRASION DANS LES POMPES CENTRIFUGES**

Les pompes centrifuges sont utilisées pour le transfert des liquides (aspiration et refoulement), ces liquides contiennent des solides en suspension, surtout dans les opérations de dragage, pompage de pâte à papier, pompage des eaux à partir des oueds, évacuation des eaux usées et pompage des eaux souterraines.

Ces types de pompage sont des exemples de manutention de solides en suspension. La présence de solides dans les liquides pompés affecte d'une part, les caractéristiques mécaniques, d'autre part, les caractéristiques hydrauliques.

L'abrasion provoque de fortes perturbations dans l'écoulement ainsi que des destructions d'ordre mécanique.

En conséquence, la présence du sable dans le fluide pompé cause l'érosion abrasive et génère du bruit et des vibrations, qui à leur part influent sur la chute des performances des pompes.

### **3. 1. Erosion par abrasion :**

L'érosion abrasive est d'origine mécanique, elle réduit la durée de vie des pompes, en affectant l'organe principal (roue) de celle ci. La méconnaissance du mécanisme d'érosion par abrasion reste toujours posé par le constructeur et l'exploitant.

### **3. 2. Mécanique de l'érosion par abrasion :**

Les particules solides contenues dans l'eau, lors du pompage seront en contact avec la surface de la roue, et soumises à un léger mouvement de glissement, elles provoquent l'usure mécanique qui est une forme spéciale de fatigue.

Si le matériau est fragile, il se fissure et s'écaille à la surface, s'il est ductile, il se déforme plastiquement, avec accompagnement d'écrouissage, la surface écrouée peut alors être fissurée comme un matériau fragile, par l'effet du choc répété.

La rugosité et l'usure qui en résultent s'appellent érosion.

### **3. 3. Bruits et vibrations :**

Toutes les pompes lors de leurs mises en marche génèrent du bruit et des vibrations.

### **3. 4. Bruits d'abrasion :**

L'abrasion est toujours accompagnée d'un bruit caractéristique. L'abrasion d'une pompe centrifuge est caractérisée par un bruit de cailloux roulés, qui est un indice de l'usure abrasive. Le bruit devient intense avec la présence importante de particules solides.

### **3. 5. Vibrations de l'abrasion :**

Les vibrations qui apparaissent lors du contact (particules abrasante-Surface abrasée) sont liées nécessairement au phénomène de frottement lui-même. Elles correspondent aux variations de forces de frottements.

## **4. FACTEURS INFLUENTS SUR LE DEGRE D'EROSION**

L'érosion par abrasion dépend de plusieurs paramètres, à savoir:

### **4. 1. Influence de la vitesse de rotation :**

La perte de masse par érosion abrasive augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation du moteur.

En règle générale, les pompes sont étudiées et construites pour fonctionner à des vitesses de rotation qui correspondent exactement à un service (débit, hauteur) bien déterminés, tout en essayant de satisfaire la condition technico-économique.

Cependant, les risques d'érosion par abrasion constituent l'un des entraves majeures à cette tendance en raison des conséquences économiques qui peuvent en résulter tel que les frais de maintenance les pièces de rechanges, le coût de la main d'œuvre ainsi que le coût du temps perdu.

C'est pourquoi, il s'avère nécessaire pour les pompes de grandes puissances ou de grandes dimensions ou requérant un service de haute fiabilité de fonctionnement limites compatibles avec une exploitation industrielle acceptable.

### **4. 2. Particules contenues dans l'eau :**

Une eau chargée de particules solides dures peut user le matériel prématurément, cela dépend de la quantité des particules, de sa nature minérale, de la grossièreté et la forme des grains.

### 4. 3. Nature minérale des particules :

Les particules solides les plus souvent rencontrées avec l'eau sont données dans le **tableau. VI.1.**

**Tableau.IV.1** Composition et densité du sable présent dans l'eau. (Maurice et al ,1974)

Matériau	Composition	Densité dN//mm <sup>2</sup>
Quartz, silice, sable	SiO <sub>2</sub>	800

Ces particules solides peuvent être aussi (sable gros, gravier fin, argile dure, argile lâche)

### 4. 4. Quantité :

L'usure abrasive est inhérente aux quantités du sable contenu dans l'eau, que se soit pour le pompage des eaux de surface ou les eaux souterraines (**Tableau.VI.2**)

**Tableau.VI.2** Diamètre et quantité des particules présentes lors du Pompage. (Maurice et al ,1974)

Types d'installation ( pompes)	Diamètre de la particule (mm)	Quantité des particules
Pompe de surface ( AEP.Irrigation)	0,2 à 0,5	(3 g/l) avec le taux de particules abrasives <2%
Pompe immergée	0,2 à 0,5	( 30 à 50) g/m <sup>3</sup>

Une quantité de sable grossier importante provoque une usure plus forte, une quantité très importante de particules fines peut être un obstacle à l'écoulement.

### 4. 5. Influence de la nature des matériaux :

Pour éviter les déboires à l'usage des pompes, il faut bien connaître la nature de l'eau à pomper, par conséquent, faire un bon choix de la pompe et les matériaux la constituant.

Les pompes ne doivent pas travailler pendant une durée longue sans qu'elles soient soumises aux services d'entretien, aussi elles ne doivent pas s'engorger.

Afin de faire face à ce genre de problème, il faut choisir des éléments hydrauliques de pompes adaptés et des matériaux favorables à la résistance contre les sollicitations abrasives et corrosives.

La résistance du matériau à l'abrasion est représentée par les caractéristiques mécaniques tel que la dureté, la ductilité et la structure métallurgiques.

## Chapitre VI

Il est à noter, que les surfaces des métaux étirés sont plus résistantes que celles des métaux coulés, les surfaces lisses résistent mieux que les surfaces rugueuses.

Tous les défauts de surfaces accélèrent la destruction de matériaux, des recherches et des essais ont été faites par la société ALLEMANDE de fabrication des pompes et matériels hydrauliques KLEIN, SCHAWZIN et

BECHER (KSB) sur des matériaux différents pour sélectionner celui qui est le mieux résistant à l'érosion abrasive. (**Travaux de la société allemande, 1978,1980**)

Le tableau ci-dessous donne les résultats de l'essai.

**Tableau.VI.3** Influence de l'abrasion sur le matériau :

Matériaux	Abrasion g/m <sup>2</sup>
Fonte grise / GG25	110
G-X120 Cr Mo292/1.4138	100
Fonte spéciale alliée au Nickel ERN	90
G-X190Cr 16/ Fonte dure au chrome	18,3
G-X290 GNISI 862/NI-HARD4	7,5
NORIHARD 153	2,7

Les conditions de l'essai sont les suivantes :

Sable **quartzeux- eau**

Rapport du mélange **1:1**

Granulométrie **0,9 à 1,2 mm**

Durée de l'essai **2h**

Vitesse **3000 tr/min**

Echantillon **∅ 55**

**NB:** NORIHARD 133. (G-X-250 CrMn153) est une fonte martensitique au chromemolybdène qui se caractérise par une haute résistance à l'usure, elle est utilisée (pompe en NORIHARD) pour les eaux de levage chargées de particules solides ou dans les déssableurs de station d'épuration des eaux usées.

## **5. ENDROIT D'ATTAQUE DE L'ABRASION DANS LES POMPES**

Si une pompe fonctionne dans les conditions d'abrasion (pompage d'eau chargée de solide) pendant un temps suffisant, l'érosion des aubes, de l'oeillard et des flasques de la roue apparaît, la perte de masse de la roue par abrasion est fonction de la nature du matériau avec lequel est usinée.

Selon les services après vente (SAV) de l'entreprise Nationale de Production de Matériaux Hydrauliques de Berrouaghia (ENPMH), l'attaque abrasive est rencontrée dans les pompes de surfaces et surtout les pompes immergées, dont les organes les plus touchés sont :

- Les roues ;
- L'arbre de la pompe ;
- Chemise- entre- toise ;
- Bagues d'usure ;
- Corps intérieur de la pompe, diffuseur à ailettes fixes ou sans ailettes.

## **6. PERTES DE PERFORMANCES HYDRAULIQUES**

Les particules solides véhiculer dans un liquide lors du pompage, sont animées d'une énergie cinétique, mais cette énergie ne peut être transformée en énergie de pression, c'est à dire son énergie cinétique est perdue.

A noter que dans le mélange liquide- solide, les solides ne peuvent avoir ou transmettre aucune énergie de pression.

Les particules solides alors sont transportées dans la pompe (lors du pompage) et au-delà presque entièrement aux dépens de l'énergie fournie au fluide par la roue, pour cette raison l'énergie par unité de poids du mélange (hauteur totale) est considérablement plus faible que pour le liquide pompé exempt de particules solides.

La présence des particules solides dans le liquide, lors de l'écoulement, provoque la chute des performances hydraulique des pompes, qui est due au mouvement relatif du liquide par rapport aux particules solides qui gênent l'écoulement du fluide, par conséquent, la perte de performances hydrauliques augmente avec la concentration des solides dans le liquide.

Devant ce phénomène de l'érosion abrasive qui affecte le fonctionnement des pompes, en les usants prématurément, il devient alors nécessaire, de faire des études expérimentales sur l'endommagement qui provoque l'abrasion et de traduire les résultats expérimentaux sur des courbes et les interpréter.

Dans le but de mettre en évidence les conséquences de l'endommagement mécanique des pompes sous l'effet de l'érosion abrasive et de mettre au point une base de calcul et de mesure de degré d'usure, une étude expérimentale a été réalisée à l'Entreprise Nationale de Production des Matériaux Hydrauliques de Berrouaghia, dont on parlera en détail dans le chapitre VI.

## 7. CONCLUSION

Il est nécessaire de fournir les caractéristiques de l'eau (agressivité, matière en suspension ...) au constructeur de la pompe pour obtenir une progression du matériel adapté au service requis.

L'étude de l'interaction fluide-structure en érosion de cavitation est réalisée. L'analyse d'échantillons soumis à l'agression d'une structure de cavitation pendant une durée suffisamment courte pour n'occasionner qu'un nombre identifiable d'empreintes est considéré comme un moyen de caractériser de façon globale le potentiel érosif d'un écoulement : les bulles sont créées en amont dans une zone où la pression est inférieure à la pression atmosphérique, chaque fois qu'une bulle disparaît, un choc se propage dans la masse d'eau.

L'usure est due à l'agressivité des gaz dégagés qui attaquent les métaux et à la succession des chocs sur les surfaces métalliques . Elles engendrent une série de petits trous qui grandissent et s'approfondissent sous l'effet des ondes de pression. Au final, le métal prend une allure «d'éponge » caractéristique de ce type d'attaque.

Aujourd'hui, et depuis une vingtaine d'années, ce problème est en grande partie maîtrisé par l'utilisation de matériau spécifique. Ce sont par les nouvelles machines des aciers inox 17/4 (17% de chrome, 4% de nickel) ou 13/4 (13% de chrome, 4% de nickel).

Pour les plus anciennes encore constituées d'aciers ordinaires, des revêtements de métaux nobles déposés sont utilisés : le revêtement se fait par doublage (des plaquettes minces sont soudées bord à bord sur le métal de base)ou par soudure ( des cordons de soudure jointifs sont ensuite meulés pour réaliser le profil ) .

Maintenant ,il existe des nouveautés techniques qui semble t-il contourner le phénomène d'usure par un procédé intéressant pour éliminer le sable dans les eaux de forage : elle consiste à installer au refoulement de la pompe un séparateur centrifuge « cyclone » Cet appareil , en transformant le profil de vitesse de l'eau de linéaire en circulaire , crée une importante force centrifuge qui va séparer les particules selon leur densité .Les grains de sable vont être projetés à la périphérie de la chambre de centrifugation ; l'eau du fait du vortex ainsi créé dans le séparateur est aspiré vers le haut et ressort en surverse .

Le séparateur pourra éliminer environ 98% des particules de diamètres supérieurs à 75 mm.

Il existe aussi une nouvelle technique de pompe capable de véhiculer des fluides agressifs et corrosifs.

## **8. ETUDE EXPERIMENTALE SUR LES CHUTES DES CARACTERISTIQUES HYDRAULIQUES D'UNE POMPE SOUS L'EFFET DE L'ENDOMMAGEMENT MECANIQUE : CAS DE L'EROSION ABRASIVE**

### **8. 1. Introduction :**

L'endommagement mécanique d'une pompe engendre une diminution de paramètres hydrauliques, notamment ; la hauteur manométrique totale (**HMT**), le débit (**Q**), le rendement ( **$\eta$** ), cet endommagement n'est pas tolérable du point de vue exploitation.

Cet essai réalisé sur une pompe industrielle de petite taille, se proposant l'objectif suivant :

Mettre en évidence la chute des performances hydrauliques de la pompe **80NVA230 8** sous l'effet de l'érosion abrasive.

### **8. 2. Méthodologie de l'expérimentation :**

On peut engendrer l'érosion abrasive en faisant fonctionner la pompe en régime abrasif, au voisinage de la limite d'apparition de l'abrasion sur une boucle d'essai et quantifier l'évolution de l'abrasion en relevant les caractéristiques correspondantes. L'essai consiste à un dosage de sable dans l'eau à raison de 15Kg/m<sup>3</sup> et un temps de fonctionnement de 196 heures. (KHODJET -KESBA Omar, KETTAB A.,2007)

### **8. 3. Boucle d'essai :**

L'essai a été effectué sur un banc d'essai universel du type circuit fermé à l'Entreprise Nationale de Production de Matériaux Hydraulique de Berrouaghia (Wilaya de Médéa). Ce banc d'essai sert à réaliser les essais hydrauliques sur les pompes industrielle et domestique. Le schéma technologique du banc d'essai de POVAL, est donné sur la **figure.I.1** Le moteur et la pompe sont montés sur un massif unique. La pompe est connectée au moteur par un accouplement élastique.

### **8. 4. Utilité du banc d'essai :**

Avant de procéder à la vente d'une pompe, POVAL (ex: l'ENPMH) de Berrouaghia procède à une série de mesure et d'essai sur les pompes afin de s'assurer qu'elles correspondent bien aux conditions imposées pour une meilleure exploitation. Les bancs d'essais sont aussi utilisés dans le but d'étudier en modèle ou en vraie grandeur d'une manière approfondie les divers organes constituant la pompe, leur influence mutuelle et aussi de pouvoir déterminer en fonction des paramètres qui imposent les meilleures dimensions à donner aux organes étudiés.

### **8. 5. Critique du banc d'essai de POVAL de BERROUAGHIA:**

Le banc d'essai de POVAL ne peut répondre rigoureusement à notre manipulation, par ce qu'il y a :

- Absence d'un agitateur pour agiter le mélange ( liquide - solide) ;
- Les vitesses de rotation sont relevées par un tachymètre car le stroboscope est en panne.

### **8. 6. Caractéristique et constitution de la pompe choisie :**

La pompe choisie pour les essais est une pompe de fabrication Algérienne à POVAL de Berrouaghia. Elle est du type **80 NVA 230 8**.

Où :

- **80** : Désigne le diamètre de refoulement
- **NVA** : Désigne une pompe monocellulaire à axe horizontal
- **230** : Désigne le diamètre de la roue
- **8** : Désigne l'ouverture du canal des aubes

Ces pompes sont prévues pour le pompage de fluides non agressifs et à une température maximale **80°C**, elles sont généralement utilisées pour :

- L'irrigation
- L'alimentation en eau potable
- L'industrie
- L'entraînement de ces pompes peut être par moteur électrique monophasé **220 v-50 HZ**  
triphase **380 v -50 HZ**
- Moteur thermique diesel ou essence.

### **8. 7. Constitution de la pompe étudiée :**

La pompe 80 NVA 230 8 est formée de :

- Un couvercle d'aspiration jouant le rôle de distributeur, c'est à dire assurer une répartition uniforme des vitesses à l'entrée de la roue
- Roue fermée centrifuge, sa rotation fournit l'énergie à la pompe.
- Corps de la pompe qui joue le rôle de volute, et collecte l'eau à la sortie de la roue et transforme une partie de l'énergie cinétique en énergie de pression.

Les autres éléments qui constituent la pompe sont indiqués sur la **figure I.2** et les matériaux constituant les principales pièces sont représentés dans le **tableau VI.4** .

## Chapitre VI

**Tableau VI.4** Matériaux constituant les principales pièces de la pompe. (Michel Hug, 1075)

Désignations	Matière
Corps spiral	Ft20
Roue centrifuge fermée	Ft15
Couvercle d'aspiration	Ft20
Corps chevalet	Ft20
Douille	Bronze
Couvercle de presse-étoupe	Ft15
Bague d'étanchéité	Bronze
La tresse	Fil de coton
Arbre	Acier (A60)
Douille de protection	Acier (A37)
Couvercle de palier	Ft15
Couvercle de protection	Acier (A33)

### **8. 8. Moteur d'entraînement :**

A POVAL, lors des essais, la pompe type 80NVA230 8 est entraînée par un moteur dont les caractéristiques relevées sur la plaque signalétique sont :

- Triphasé **asynchrone** ;
- Puissance **18 Kw** ;
- Coefficient de puissance  **$\cos\varphi=0,88$**  ;
- Tension **U=380Volts** ;
- Fréquence **f=50Hz** ;
- Vitesse de rotation **n=2980 tr/min**

### **8. 9. Description de la roue choisie pour les essais :**

La roue choisie est en état neuf, ces caractéristiques sont :

- La masse. **m = 3345g**;      Roue fermée
- Epaisseur du flasque **e<sub>1</sub> = 2mm**;
- Epaisseur des aubes **b<sub>2</sub> = 8mm**;
- Diamètre extérieur **D<sub>2</sub> = 230mm**;      Nombre d'aubes **x = 6**;

### **8. 10. Description du sable utilisé :**

Les particules abrasives utilisées dans l'expérience sont des sables de rivières dont la nature minéralogique est (**silice + quartz**) leur diamètre varie entre **0,6mm** et **1,4mm**. Le mélange (solide -liquide) constitue une eau chargée dont la teneur du sable dans ce mélange est de **15 Kg/m<sup>3</sup>**.

## 9 . MANIPULATION

- ☐ Mettre en place la pompe et le moteur d'entraînement (sur le bâtis)
- Dévisser le couvercle d'aspiration et le déplacer en arrière.
  - Remplir le réservoir avec de l'eau. L'installation est en charge donc on n'amorce pas la pompe.
  - Brancher le moteur à la source d'énergie.
  - Mettre en marche la pompe.
  - Laisser tourner la pompe un peu de temps pour s'adapter au régime de fonctionnement du moteur d'entraînement.
  - A partir du pupitre de commande, on ouvre l'électrovanne progressivement jusqu'à atteindre Le débit maximum et pour chaque valeur du débit on prend les grandeurs suivantes :
  - La pression à l'aspiration.
  - La pression au refoulement.
  - L'intensité du courant.
  - Le nombre de tour par minute à l'aide d'un tachymètre.

Après le huitième point du 1<sup>ère</sup> essai, on arrête la pompe et on ajoute **15kg** de sable dans le réservoir d'eau en l'agitant à chaque fois par un agitateur afin d'éviter sa décantation au fond du réservoir et on refait le même processus de manipulation. Après chaque essai, on arrête le moteur, on déconnecte la source d'énergie afin de retirer la roue pour la peser sur une balance et prendre des photos. De la même manière on refait les essais deux fois.

## 10. GRANDEURS CALCULEES

### 10. 1. Hauteur manométrique totale (Hmt) :

$$Hmt = \frac{P_a - P_r}{\varpi} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} + Z \text{ (m)} \dots\dots\dots (VI.1)$$

$$Hmt = \frac{P_M}{\varpi} - \frac{P_V}{\varpi} + Z \text{ (m)} \dots\dots\dots (VI.2)$$

- P<sub>r</sub>** : Pression absolue à la sortie de la pompe ;
- P<sub>a</sub>** : Pression absolue à l'entrée de la pompe ;
- V<sub>r</sub>** : Vitesse moyenne à la sortie de la pompe ;
- V<sub>a</sub>** : Vitesse moyenne à la rentrée de la pompe ;
- P<sub>M</sub>** : Valeur de pression donnée par l'appareil de mesure au refoulement (manomètre) ;
- P<sub>V</sub>** : Valeur de pression donnée par l'appareil de mesure à l'aspiration (vacuomètre) ;
- Z** : Distance verticale entre les deux prises d'appareils de mesure sur l'axe de la pompe, dans notre cas **Z = 0,3m** ;
- ϖ** : Poids volumique de l'eau (N/m<sup>3</sup>)

### 10. 2. Puissance absorbée (P<sub>abs</sub>)

$$P_{abs} = UI\sqrt{3} \cos\phi \text{ (Kw)} \dots\dots\dots (VI.3)$$

**10. 3. Puissance utile (Pu)**

$$P_u = \varpi H Q \dots\dots\dots (VI.4)$$

Q : Débit en m<sup>3</sup>/s ;

H : Hauteur manométrique totale en (m) ;

$\varpi = \rho g$  : poids volumique de l'eau (N/m<sup>3</sup>).

**10. 4. Rendement de la pompe [ $\eta$  (%)]**

$$\eta = \frac{P_a}{P_{abs}} (\%) \dots\dots\dots (VI.5)$$

Pour le calcul de chutes de performances hydrauliques.

**10. 5. Chute de la hauteur manométrique totale [ $\Delta H$  (%)]**

$$\Delta H = \frac{H - H_1}{H} \% \dots\dots\dots (VI.6)$$

H<sub>1</sub> : Hauteur manométrique totale dont la roue est érodée

H : Hauteur manométrique totale dont la roue est neuve.

**10. 6. Chute de débit [ $\Delta Q$  (%)]**

$$\Delta Q = \frac{Q - Q_1}{Q} \% \dots\dots\dots (VI.7)$$

Q<sub>1</sub> : Débit de la roue à l'état érodé. Q : Débit de la roue à l'état neuf.

**10. 7. Chute de rendement [ $\Delta \eta$  (%)]**

$$\Delta \eta = \frac{\eta - \eta_1}{\eta} \% \dots\dots\dots (VI.8)$$

$\eta_1$  : Rendement de la roue à l'état érodé

$\eta$  : Rendement de la roue à l'état neuf.

**10. 8. Perte de masse [ $\Delta m$  (%)]**

$$\Delta m = \frac{m - m_1}{m} \% \dots\dots\dots (VI.9)$$

m<sub>i</sub> : masse de la roue à l'état érodé

m : masse de la roue à l'état neuf.

Les résultats des essais rassemblés dans les tableaux suivant un ordre croissant de temps de fonctionnement de la pompe et le degré de l'érosion.

**10. 9. Description de la roue après les essais .**

Une fois que les quatre essais sont terminés, on a remarqué les changements suivants sur la roue (**Figure VI.6**) Erosion de l'ouillard.

- Cassure sur le flasque. Aubes érodées, devenues lisses.
- Diamètre extérieur de la roue a diminué presque de 2mm est devenu D<sub>2</sub> = 228mm.
- Piqûres sur l'extrados des aubes.

Chapitre VI



**Figure VI.6** Conséquences de l'érosion abrasive sur les roues

## Chapitre VI

### **11. RESULTATS ET CALCULS**

Les Résultats des expériences sont présentés dans les **tableaux (VI.5, 6,7, 8)**

**1<sup>er</sup> essai** : Roue neuve (eau non chargée)

Masse de la roue : **M<sub>1</sub>= 3345gr**

**Tableau VI.5.:** Résultats et calculs du premier essai

N° de points	1	2	3	4	5	6	7	8
Q(m <sup>3</sup> /h)	2,38	13,9	23,6	34,48	39,08	53,22	62,17	70,8
Pa ( bar)	0,172	0,194	0,203	0,224	0,226	0,258	0,272	0,320
Pr ( bar)	6,79	6,72	6,61	6,38	6,20	5,61	5,2	4,7
Hmt1( m)	69,18	68,26	67,07	64,56	62,74	56,52	52,28	46,8
Pu ( Kw)	0,44867	2,58552	4,31327	6,06593	6,68137	8,19678	8,85692	9,02912
I(a)	17,66	20,47	22,71	25,74	26,09	30,3	30,97	30,4
Pabs1( Kw)	10,2286	11,8562	13,1536	14,9086	15,1113	17,5497	17,9378	17,6076
η <sub>1</sub> (%)	4,38638	21,8073	32,7916	40,6876	44,2145	46,7061	49,3759	51,2797

**2<sup>ème</sup> essai** : Roue érodée après un fonctionnement de **60h** en régime abrasif.

Masse de la roue : **M<sub>2</sub>=3082gr**

**Tableau VI.6:** Résultats et calculs du deuxième essai

N° de points	1	2	3	4	5	6	7	8
Q(m <sup>3</sup> /h)	2,3	13,08	22,92	34,00	38,78	52,16	61,73	70,27
Pa ( bar)	0,173	0,193	0,205	0,223	0,234	0,267	0,31	0,324
Pr ( bar)	6,67	6,61	6,48	6,27	6,13	5,67	5,2	4,69
Hmt <sub>2</sub> ( m)	67,97	67,17	65,75	63,47	61,96	57,03	51,9	46,66
Pu ( Kw)	0,426	2,39414	4,10655	5,8805	6,54765	8,10602	8,73032	8,93473
I(a)	18,2	21,22	23,46	26,47	27,00	29,47	31,2	31,97
Pabs <sub>2</sub> ( Kw)	10,5414	12,2906	13,588	15,3314	15,6383	17,069	18,071	18,517
η <sub>2</sub> (%)	4,04123	19,4795	30,2219	38,356	41,8692	47,4898	48,3113	48,2516

## Chapitre VI

**3<sup>ème</sup> essai** : Roue érodée après un fonctionnement de **165h** en régime abrasif.

Masse de la roue : **M<sub>3</sub>=2858gr**

**Tableau VI.7** Résultats et calculs du troisième essai

N° de points	1	2	3	4	5	6	7	8
Q(m <sup>3</sup> /h)	2,24	12,74	21,34	33,97	37,24	51,09	61,73	70
Pa ( bar)	0,169	0,163	0,204	0,221	0,23	0,267	0,28	0,325
Pr ( bar)	6,52	6,5	6,41	6,12	5,82	5,15	5,08	4,41
Hmt <sub>3</sub> ( m)	66,51	66,37	65,06	61,99	58,9	51,83	51	43,85
Pu ( Kw)	0,40598	2,30413	3,78334	5,73831	5,97711	7,21579	8,57893	8,36439
I(A)	17	21,52	24,02	26,62	28,32	29,52	31,6	33,2
P <sub>abs3</sub> ( Kw)	9,84636	12,4643	13,9123	15,4182	16,4029	17,0979	18,3027	19,2294
η <sub>3</sub> (%)	4,12312	18,4858	27,1941	37,2176	36,4394	42,2027	46,8726	43,498

**4<sup>ème</sup> essai** : Roue érodée après un fonctionnement de **196h** en régime abrasif.

Masse de la roue : **M<sub>4</sub>=2624gr**

**Tableau VI.8** Résultats et calculs du quatrième essai

N° de points	1	2	3	4	5	6	7	8
Q(m <sup>3</sup> /h)	2,00	12,17	19,98	32,04	36,97	49,96	59,45	69,7
Pa ( bar)	0,165	0,179	0,189	0,201	0,227	0,259	0,284	0,315
Pr ( bar)	6,46	6,41	6,37	6,02	5,74	5,22	5,00	4,39
Hmt <sub>4</sub> ( m)	65,95	65,31	64,81	61,19	58,13	52,61	50,16	43,75
Pu ( Kw)	0,35943	2,16589	3,52861	5,34244	5,85621	7,16238	8,12598	8,30955
I(A)	20	22,42	25,21	27,98	29,01	31,00	33,2	35,20
P <sub>abs4</sub> ( Kw)	11,584	12,9856	14,6016	16,206	16,8025	17,9551	19,2294	20,3878
η <sub>4</sub> (%)	3,1028	16,6792	24,166	32,9659	34,8531	39,8904	42,2582	40,7575

## Chapitre VI

Pour procéder à tracer les courbes des chutes des performances hydrauliques de la pompe **80 NVA 230 8** on prend le point optimum des différents résultats des **tableaux (VI.9, 10)**.

**Tableau VI.9** Points optimaux

T(h)	0	60h	165h	196h
M(gr)	3345	3082	2858	2624
Q(m <sup>3</sup> /h)	62,17	61,73	61,73	59,45
Hmt (m)	52,28	51,9	51	50,16
$\eta$ (%)	49,37	48,31	46,87	42,25

**Tableau VI.10** Chute des performances hydrauliques

T(h)	0	60	165	196
$\Delta M$ (gr)	0	7,862	14,559	21,554
$\Delta Q$ (m <sup>3</sup> /h)	0	0,36	0,707	4,375
$\Delta Hmt$ (m)	0	0,726	2,448	4,055
$\Delta \eta$ (%)	0	2,147	5,063	14,421

## 12. TRACES DES GRAPHIQUES

A partir des résultats des essais, nous allons établir deux types de courbes à savoir : Les courbes caractéristiques (**H-Q**, **P<sub>abs</sub>- Q**,  **$\eta$ -Q**) de la pompe pour chaque essai et regrouper une seule caractéristique des quatre essais sur un seul graphique en fonction du débit dont:

**FigureVI.7:** Courbes caractéristiques de la pompe 80 NVA 230 8 dont la roue est neuve (1<sup>er</sup>essai)

**FigureVI.8:** Courbes caractéristiques de la pompe après un fonctionnement de 60heures en régime abrasif ( 2<sup>ème</sup>essai)

**FigureVI.9:** Courbes caractéristiques de la pompe après un fonctionnement de 165heures en régime abrasif(3<sup>ème</sup>essai)

**FigureVI.10:**Courbes caractéristiques de la pompe après un fonctionnement de 196heures en régime abrasif (4<sup>ème</sup>essai)

**FigureVI.11:**Courbes des hauteurs manométriques totales des quatre essais.

**FigureVI.12:**Courbes des puissances absorbées des quatre essais.

**FigureVI.13:** Courbes des rendements des quatre essais.

Courbes de chutes des performances hydrauliques de la pompe sous l'effet de l'érosion abrasive pour différents temps d'essai, ainsi qu'une courbe représentant la perte de masse de la roue en fonction du temps,

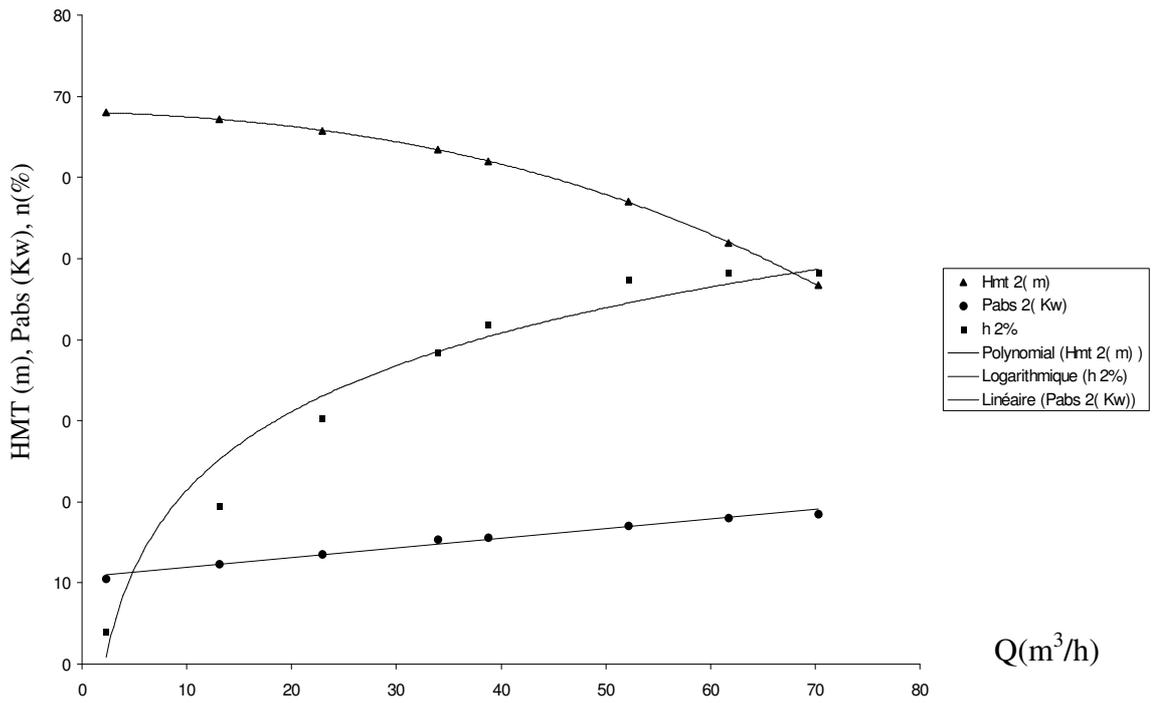
dont : **FigureVI.14:**Courbe de chute du débit.

**FigureVI.15:**Courbe de chute de la hauteur manométrique.

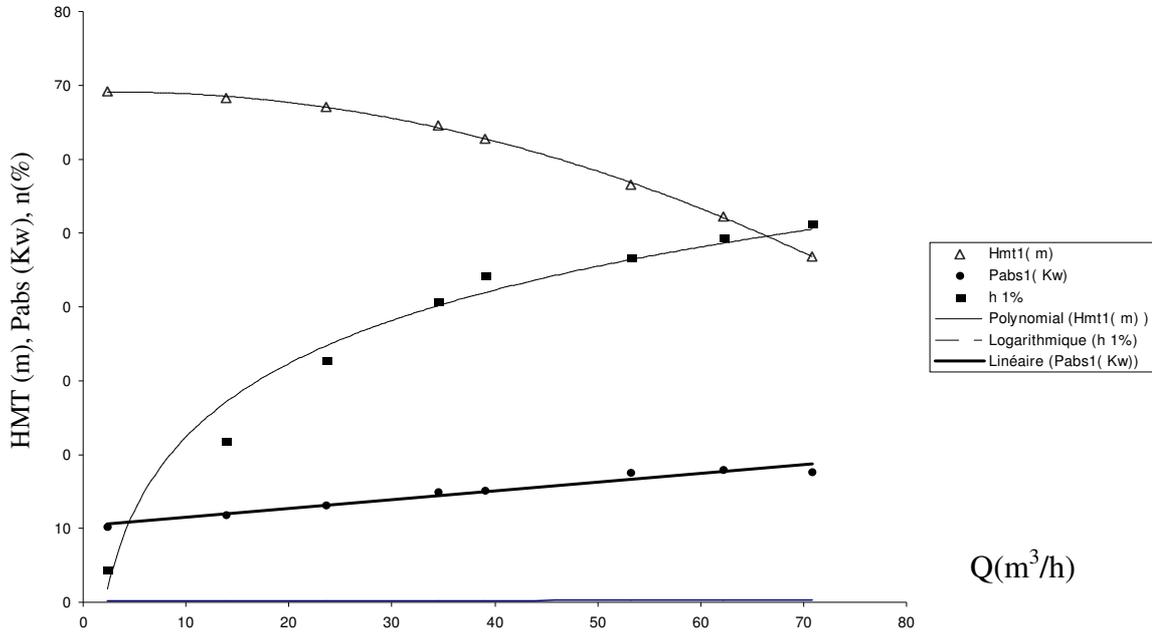
**FigureVI.16:**Courbe de chute du rendement.

**FigureVI.17:**Courbe de la perte de masse.

Chapitre VI

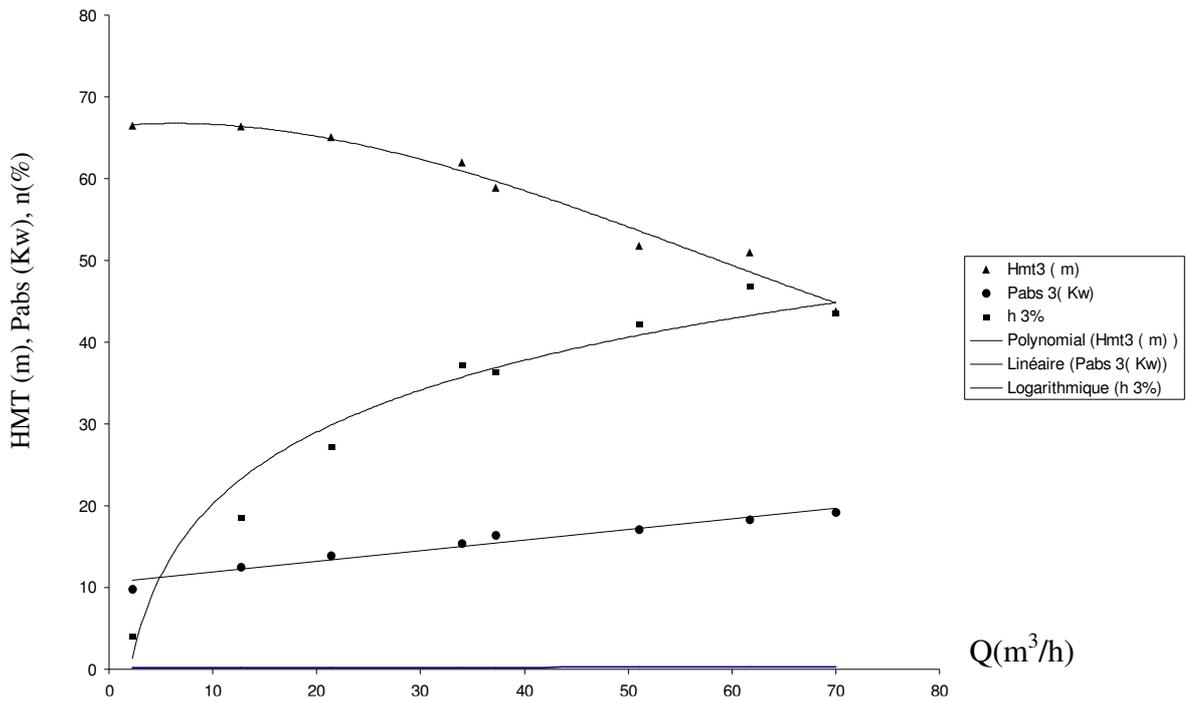


**Figure VI.7** Courbes caractéristiques d'une roue neuve

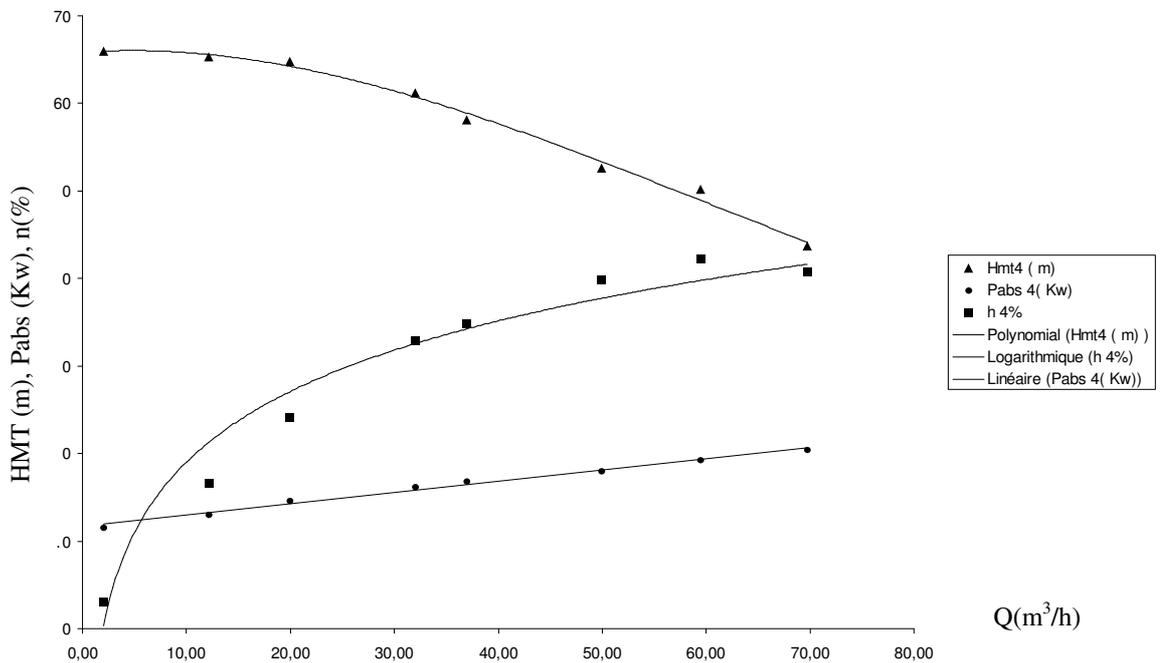


**Figure VI.8** Courbes caractéristiques de la pompe après un fonctionnement de **60heures** en régime abrasif

Chapitre VI

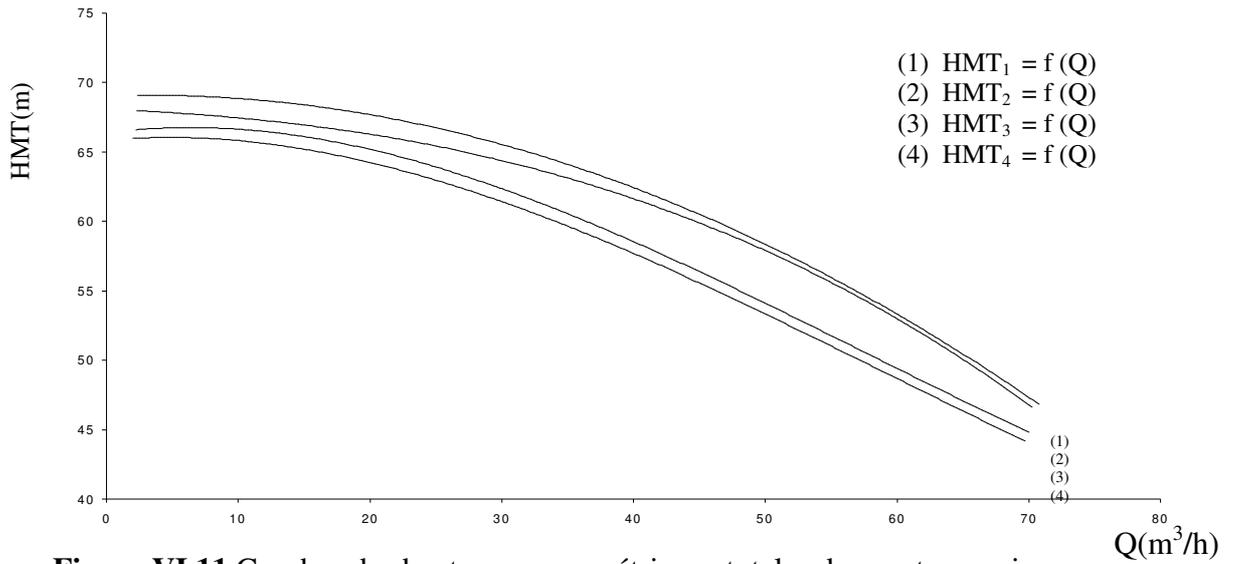


**Figure VI.9** Courbes caractéristiques de la pompe après un fonctionnement de **165heures** en régime abrasif.

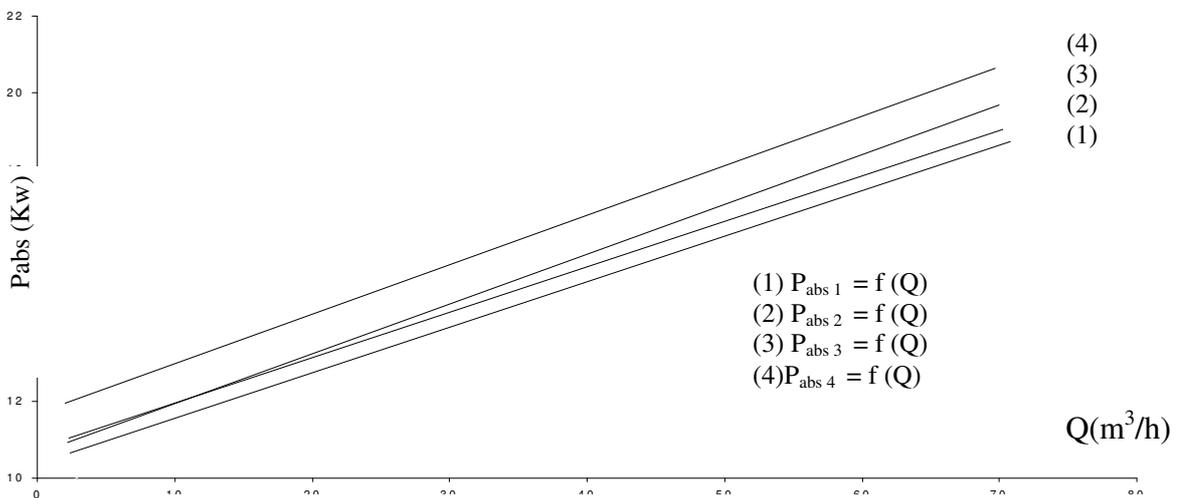


**Figure VI.10** Courbes caractéristiques de la pompe après un fonctionnement de **196heures** en régime abrasif.

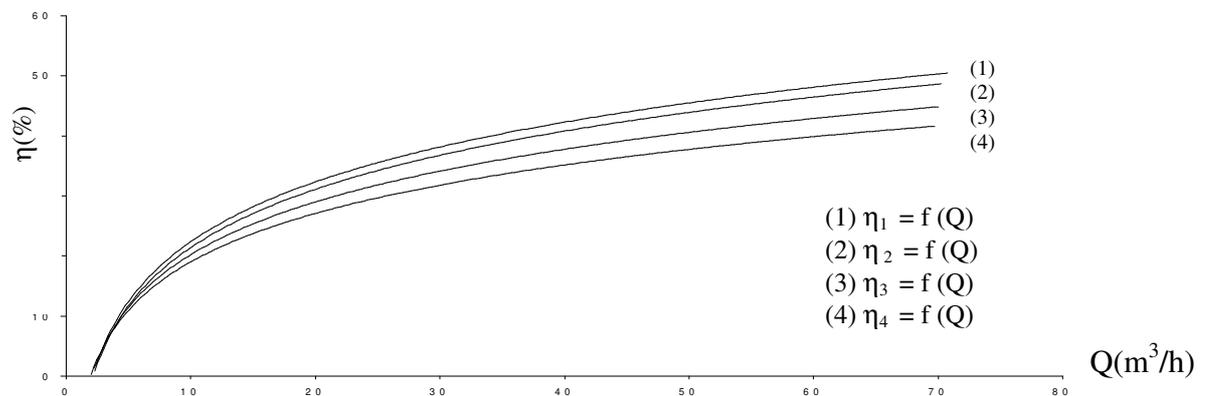
Chapitre VI



**Figure VI.11** Courbes des hauteurs manométriques totales des quatre essais.

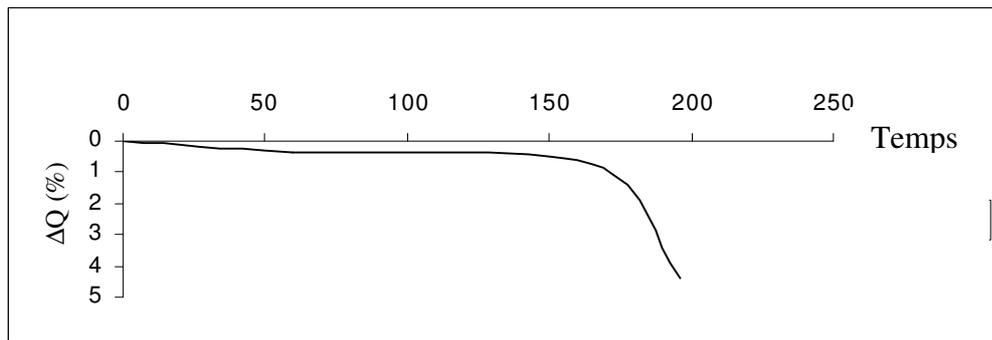


**Figure VI.12** Courbes des puissances absorbées des quatre essais.

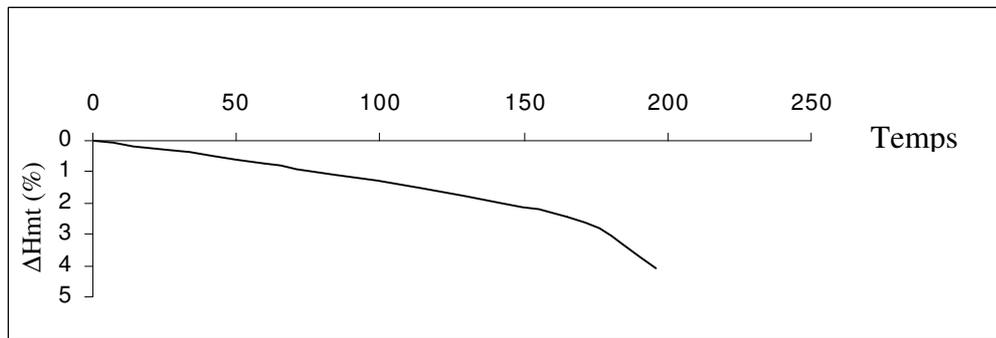


**Figure VI.13** Courbes des rendements des quatre essais.

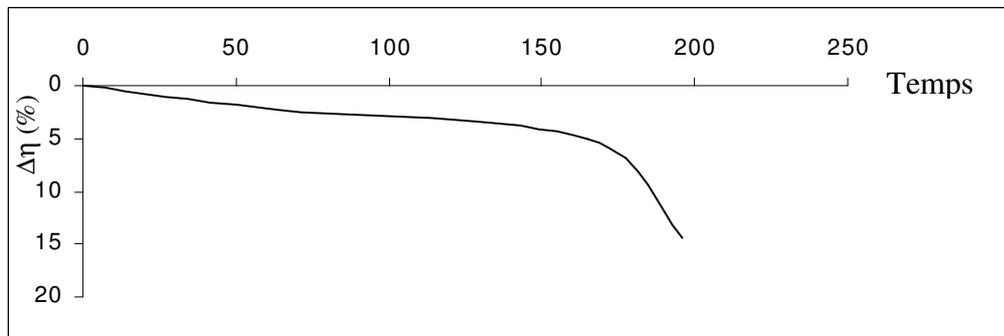
Chapitre VI



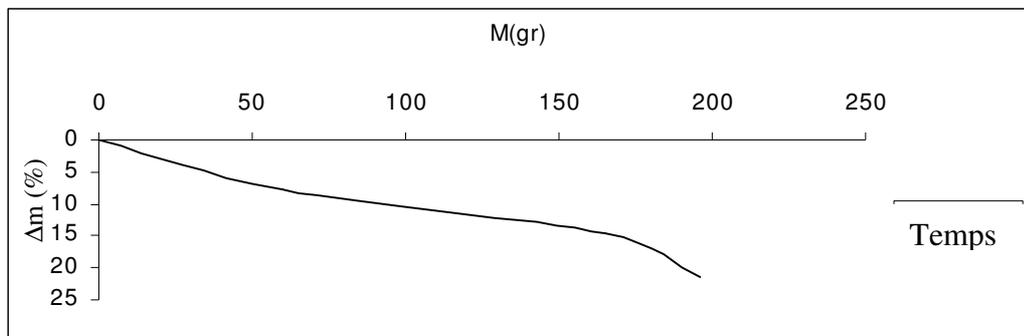
**Figure VI.14 : Courbe de chute de débit**



**Figure VI.15 : Courbe de chute de la hauteur**



**Figure VI.16 : Courbe de chute de rendement**



**Figure VI.17 : Courbe de la perte de masse**

### **13. INTERPRETATION DES GRAPHES DE LA POMPE 80 NVA 230 8**

Pour pouvoir mieux interpréter les graphes des figures (VI.14-15-16-17) montrant l'évolution des courbes caractéristiques de la pompe 80 NVA 230 8 avec différents taux d'érosion(E) en fonction du temps d'exposition à l'abrasion dont:

$$t_1=0\text{heure} \Rightarrow E_1=0\%,$$

$$t_2=60\text{heures} \Rightarrow E_2=7,86\%,$$

$$t_3=165\text{heures} \Rightarrow E_3=14,55\%$$

$$t_4=196\text{heures} \Rightarrow E_4=21,55\%$$

Nous avons rassemblé en une seule caractéristique des quatre essais sur un seul graphique ( $H_{mt}-Q$ ), ( $P_{abs}-Q$ ), ( $\eta-Q$ ) afin de pouvoir les comparer.

#### **13. 1. Graphe de la figure VI.11**

Il représente l'évolution de la hauteur manométrique totale développée par la pompe **80 NVA 230 8** avec différents taux d'érosion et une vitesse de rotation de **2980 tr/min**.

On constate que le pouvoir manométrique le plus important a été développé par la pompe ayant fonctionné dans un régime non abrasif

(eau non chargée de sable). L'arrachement de la matière (érosion abrasive) provoque la modification de la géométrie de la roue par conséquent les triangles de vitesses sont modifiés.

#### **13. 2. Graphe de la figure VI.12**

Il représente l'évolution de la consommation de la puissance par la pompe 80 NVA 230 8 avec différents taux d'érosion et une vitesse de rotation de 2980 tr/min.

On remarque que la puissance absorbée augmente, cela provient d'une mauvaise transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression, donc la pompe a perdu une partie de sa faculté de transformation de l'énergie

mécanique en énergie hydraulique sous l'effet de l'érosion abrasive (arrachement de la matière), ceci s'explique par la mauvaise circulation du liquide et la turbulence créée dans les canaux endommagés ( érodés) donc le couple exercé sur la roue est important.

#### **13. 3. Graphe de la figure VI.13**

Il représente l'évolution du rendement de la pompe 80 NVA 230 8 avec différents taux d'érosion et une vitesse de rotation de 2980 tr/min.

On remarque que la chute de rendement est dans le même sens que la perte de la masse de la roue, cette chute de rendement est due essentiellement à l'augmentation de la puissance absorbée et la diminution de la hauteur manométrique totale développée par la pompe donc c'est le rendement qui met en relief la chute des performances d'une pompe sous l'effet de l'érosion abrasive.

#### **13. 4. Graphe de la figure VI.14**

Il représente l'évolution de la perte d'une caractéristique de la pompe 80 NVA 230 8 qui est le débit, en fonction du temps d'exposition à l'abrasion avec une vitesse de rotation de 2980 tr/min et un dosage solide-liquide de  $15\text{kg/m}^3$ .

La courbe est constituée de deux parties principales, une linéaire et l'autre non linéaire, dans la période allant de 0 heure à 165heures de fonctionnement en régime abrasif la perte de débit est rapide, cette chute de débit est due à la perte de masse de la roue par temps d'exposition à l'abrasion. Le débit chute continuellement avec l'augmentation de la perte de masse de la roue donc lorsque celle-ci perd une partie de son poids elle influe directement sur la chute de débit.

### **13. 5. Graphe des figures VI.15-16**

Les deux courbes des **figures VI.10-11** montrent les pertes de deux caractéristiques principales (Hmt,  $\eta$ ) de la pompe 80 NVA 230 8 en fonction du temps d'exposition à l'abrasion avec une vitesse de rotation de 2980 tr/min et un dosage liquide-solide  $15\text{kg/m}^3$ . Les deux courbes prennent une forme parabolique dans la période allant de 0heure à 165heures de fonctionnement en régime abrasif.

La perte des caractéristiques (Hmt,  $\eta$ ) est lente mais à partir de 165heures jusqu'à 196heures dans le même régime de fonctionnement, la perte de ces caractéristiques est très rapide, ceci est du à la perte de masse de la roue par abrasion donc elle a perdue une partie de sa faculté dans le temps et si elle continue à fonctionner dans ce régime elle va s'arrêter.

### **13. 6. Graphe de la figure VI.17**

Il représente l'évolution de la perte de masse de la roue d'une pompe 80 NVA 230 8 (Matériau Ft15) en fonction du temps d'exposition à l'abrasion avec un dosage liquide-solide  $15\text{kg/m}^3$ .

On remarque que la perte de masse croît progressivement en fonction du temps d'exposition à l'abrasion ceci s'explique par le fait que les particules solides présentes dans le liquide pompé attaquent la surface interne de la roue, si les particule ont une forme arrondie elles font subir à la surface intérieure un polissage par frottement et si elles ont des arêtes vives au contact avec la surface interne elles arrachent la matière (érosion de la roue

## **14. Conclusion**

La chute des performances hydrauliques de la pompe 80 NVA 230 8 est due essentiellement à la modification de la géométrie interne de la roue.

Le matériau (Ft15) avec lequel est usiné la roue résiste mal à l'usure abrasive donc il convient de choisir et d'utiliser un matériau qui résiste mieux à ce genre d'attaque.

Les vibrations provoquées par la présence de sable et la mauvaise fixation du bloc moteur-pompe sont à craindre car elles détériorent les paliers, les roulements et par la même occasion la longévité de ces derniers réduite. Les garnitures ou les presses étoupes se détériorent par les vibrations intenses.

## 15. CONCLUSION GENERALE

Ce travail a été effectué dans le but d'étudier le phénomène de cavitation ainsi que l'effet l'endommagement mécanique d'une pompe sous le phénomène de l'abrasion.

Une recherche bibliographique nous a permis de mettre en évidence les phénomènes de cavitation et d'abrasion qui se pose en générale pour les pompes.

On a constaté qu'une bulle sphérique de cavitation dans un champ de pression peut se dilater quand elle est soumise à une baisse de pression c'est-à-dire la pression critique inférieure à la pression de vapeur saturante du liquide à sa température. Après un saut de pression, la bulle subit une phase de compression, elle se comprime à nouveau, ce la veut dire que la bulle oscille périodiquement (dépression- compression), lors de la compression la bulle se résorbe frappe l'un des aubes de la roue ce qui provoque des piqûres et des fissures sur celle-ci.

Dans la partie expérimentale, nous avons réalisé deux expériences :

L'une est l'étude du phénomène de cavitation car on a constaté que la pression de vapeur saturante du liquide est fonction de la température de fonctionnement du système considéré. Cette grandeur étant bien défini, peut servir de premier seuil de référence pour la détection du phénomène en question, l'autre est l'étude du phénomène de l'abrasion car on mis en évidence l'impact de se phénomène sur la chute des performances d'une pompe qui est due en particulier à la quantité du matériau arraché par unité de temps d'exploitation à l'abrasion par conséquent le rendement de la pompe diminue avec l'augmentation du taux de la matière arrachée.

Après utilisation des différentes méthodes (expérimentale et théorique), on remarque que les résultats théoriques coïncident globalement avec les résultats pratiques. L'écart existant est du à certaines erreurs de mesure.

## 16. RECOMMANDATIONS

A la lumière des résultats expérimentaux obtenus et sachant que ce travail fait partie d'un thème de recherche lancé par le laboratoire de pompes et stations de pompage de l'E.N.S.H, donc il pourra faire l'objet d'une continuité, en vue d'améliorer les résultats expérimentaux et mieux comprendre le phénomène de l'érosion abrasive et par la suite réduire les effets de l'endommagement mécanique sur la pompe, on propose les recommandations suivantes :

1-pour avoir des lectures de pressions et de débit plus ou moins juste, il faut :  
Installer un convergent excentrique dont la génératrice supérieure sera horizontale car il permet l'évacuation continue du gaz dissous, libérer dans le convergent. En effet, l'augmentation de la vitesse du liquide pompé à l'intérieure de la réduction diamètre provoque une baisse de pression qui favorise la formation de vapeur (gaz)

Les changements brusques de direction sont à déconseiller ainsi que tout les obstacles car ils sont préjudiciables au bon fonctionnement, il risquent en effet de créer des tourbillons de vortex, alors la pompe se désamorçe et si le clapet anti-retour n'existe pas le retour d'eau provoque le dévissage de la roue.( rotation en sens inverse) ;

Utiliser des convergents lents, pour avoir un bon écoulement, ces convergents lents sont caractérisés par un angle de 70 formé par les génératrices ;  
La manchette où s'effectuera le perçage pour raccorder le manomètre à l'aide d'un demi-manchon doit subir un ébavurage car la lecture serait faussée par les turbulences ;

Eviter le raccordement forcé entre les tuyaux et lors du montage de la roue dans la volute, qui peut provoquer un défaut de parallélisme des brides, et aura pour conséquence :

- Frottement de la roue ou sur la volute ;
- Le désalignement pompe-moteur que l'accouplement ne peut être compenser ;
- L'usure des paliers, alors il provoque un bruit ;
- La destruction de la volute.

2-Tenant compte de toutes les recommandations sus-citées,on propose de concevoir un banc d'essai au laboratoire de pompes et stations de pompage de l'E.N.S.H qui devra répondre rigoureusement aux exigences d'une telle étude de plus le banc d'essai de POVAL de Berouaghia est souvent occupé.

A cet effet, ce banc d'essai doit avoir :

- Un variateur de vitesse pour voir l'effet de la vitesse sur l'érosion abrasive;
- Un agitateur mécanique sur le bassin où s'effectuera l'aspiration pour éviter la décantation du sable au fond du bassin;
- Des appareils de mesure non sensibles au débit solide (débitmètre, manomètre, vacumètre);
- Des roues semi ouvertes pour localiser l'endroit d'attaque par les particules solides présentes dans le liquide pompé;
- Des roues usinées avec différents constituants métallurgiques pour déterminer la constitution qui va résister à la détérioration provoquée par le phénomène en question.
- Une fois que les essais seraient effectués sur plusieurs pompes on présente les courbes de ces essais sous forme d'un catalogue.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- ANTHAL THUMA, 1990**, Machines hydrauliques, Edition OPU, Alger
- BALTARETU E., 1975**, Les pompes centrifuges « Conditions fonctionnelles constructives » Chaînes de côtes. Eyrolles
- CANAVELLIS R., LAPRAY J.F., REY R., 1986**, «Etude d'un critère de fiabilité vis à vis de l'érosion par cavitation dans les pompes » Symposium - Montréal
- CALRIER M., 1968**, Machines hydrauliques, ENGREF, France.
- CARLIER M., 1972**, Hydraulique générale et appliquée. Editions Eyrolles.
- CAUVIN A., GUERREE H., 1973**, Eléments d'hydraulique, Eyrolles – Editeur – Paris.
- CHAUSSIN C., HILLZ G.** Métallurgie – connaissance des matériaux Tome I, Dunod.
- CHEBAEVSKAVA B.Ø., 1982**, Elaboration des stations de pompage et exploitation des installations de pompage. Editions Moscou.
- CHRISTIAN RAMEL, 1984**, Le pompage à la ferme, Edition la nouvelle librairie Espagne.
- CLAUDE BATHIA, JEAN PAUL BAILLOU, 1980**, La fatigue des matériaux et des structures. Collection Université de Compiègne.
- COMOLET R., 1976**, Mécanique expérimentale des fluides, Tome II, Dynamique des fluides réels. Masson –Paris , New york, Barcelone, Milan.
- Collection dirigée par DENIS PAPIN M. et KAUFMAN LUCIEN**
- VIVIER A., 1966**, Turbines hydrauliques et leur régulation, Editions Albin Michel.
- COMPTE RENDU DES CINQUIEMES JOURNEES DE L'HYDRAULIQUE**, 26, 27 et 28 juin 1958Publié par la Houille Blanche ‘ Turbines et pompes hydrauliques’ Tome 2, Grenoble, 26 –27-28 juin 1958 ; France
- DOMINGEZ CORTAZAR M.A., 1994**, "Le CAVERMOD : modèle physique de l'érosion de cavitation : qualification expérimentale et numérique ", Thèse de Doctorat, INPG, Grenoble, France
- DUCROS L.** Pompes hydrauliques et appareils élévatoires.
- DUPONT ANDRE, 1979**, Hydraulique urbaine, tome 2, Edition Eyrolles, Paris.
- DUPONT PH. , 1993**"Etude de la dynamique d'une poche de cavitation partielle en vue de la prédiction de l'érosion dans les turbomachines hydrauliques " thèse de doctorat , N°931 , EPFL , Suisse
- ENDO K., OKADA T. , BABA Y. , 1969**, "Fundamental Studies on Cavitation Erosion", Bulletin of the JSME, Vol.12, N°52, pp. 729-737
- FAISANDIER J., REMINIAC B. 1980**, Mécanismes hydraulique, Dunod technique.
- FAROUX JEAN PIERRE, RENAULT JAQUES, 1999**, Mécaniques des fluides et ondes mécaniques, Edition Dunod Paris.
- FILALI EL-GHALI , 1997**, "Etude physique de l'implosion axiale de tourbillons cavitants érosifs formés dans une chambre tournante " Thèse de doctorat , INPG, Grenoble ,
- FONTANNAZ M.** Métallurgie, Connaissance des matériaux, Editions Delta et Spes.
- FRANC J.P., AL.1995**, " La cavitation : Mécanismes physiques et aspects industriels "Presses Universitaires de Grenoble
- FROLOV E.C. , 1980** , Les turbo moléculaires vacuométriques des pompes.Constructions, Moscou.
- GEORG GUGENHAN , 1989**, Autoformation-Turbo Pascal, Edition Micro Applications Paris.

- HENRI de BRESSON, 1984**, La pompe en agriculture, Edition la nouvelle librairie Espagne.
- HULIN MARC, 1978 - 79**, Turbomachines hydrauliques, Volume 1, Institut National Agronomique El-Harrach
- HOUILLE BLANCHE, N° 7/8 ISSN 0018- 6368 , 1988, N°6 1997** Revue internationale de l'eau « Cavitation »
- AVELLAN F., FARHAT M.** "Dynamique des cavités érosives : Etude du collapse des vortex cavitants" N°7/8 pp. 527 -533
- HEUZE J. L. , 1988**, "Aspects microscopiques de l'endommagement par érosion de cavitation de métaux et alliages utilisables en construction navale" N° 7/8,pp 541-550
- KARIMI A., 1988**, "Modèle mathématique pour la prédiction de la vitesse d'érosion "N° 7/8 , pp. 571 -575 .
- IAN KRYSINSKI**, Turbomachines ; Théorie générale
- JEAN – PAUL LERY, 1977**, Les stations de pompage d'eau I.P.E. Industries – Productions –Environnement) Technique et documentation AGHTM, 1991, Les stations de pompage d'eau, Edition LAVOISIER, Tech et Doc, Paris, pp. 19-33.
- KHODJET-KESBA Omar, 1991.** "Influence de l'érosion de cavitation sur les performances des pompes centrifuges" Rencontre Maghrébine sur la Mécanique. 24 et 25 octobre 1992, Sidi-Bélabbes
- KHODJET -KESBA O., 1996.** "Influence de l'érosion cavitationnelle sur les optimums de fonctionnement des systèmes de pompage Revue Technique et Scientifique des collaborateurs de l'ENSH, l'A.G.E.P., l'O.N.I.D. I.S.S.N -1111 - 4983 N° 00, janvier 1996
- KETTAB A. ; KHODJET-KESBA O. 1997.** "Charge nette d'aspiration (NPSH) ; méthodes de mesure et Résultats "Revue Technique de l'ENTP, Algérie - Equipement N° 27, mars 1997
- KETTAB A. ; KHODJET-KESBA O. 1997.** «Conditions d'usure d'une machine tournante par érosion abrasive »3<sup>e</sup> Congrès de Mécanique Faculté des sciences, 22- 25 avril 1997 Tétouan, Maroc
- KHODJET -KESBA Omar, KETTAB A.,2007.** 'Study of the phenomenon of the abrasion of an Algerian pump<sup>1</sup> for the drinking water supply in the great Algerian South'. Journal of Food Agriculture et Environnement –JFAE. Vol 5.(2) – 2007
- KOVATS G. DESMUR, 1962**, Pompes, Ventilateurs, Compresseurs: centrifuges et axiaux. Dunod.
- LANDSBERG G.** Cours élémentaires de physique, mécanique, chaleur, physique moléculaire. Editions Mir Moscou.
- LECOFFRE YVES, 1994**, La cavitation traqueurs de bulles, HERMES Paris, pp. 34-53.LA CAVITATION, 1995, (Mécanisme physique et aspects industriels), Edition PUG, Grenoble, pp.54-64.
- LECOFFRE Y. , 1978**, "Cavitation Erosion by Shot Vortex "Cavitation and Polyphase Flow Forum.
- LECOFFRE M., GRISON P., MICHEL J.M. 1986**, «Prévision de l'érosion de cavitation pour les turbomachines » Symposium - Montréal
- LENCASTRE ARMANDO, 1999**, Hydraulique générale, Edition Eyrolles Paris.
- MABILLOT ALBERT, 1995**, Le forage d'eau (guide pratique), Edition DUMAS France.
- MAURICE et FRANCIS PURIEUX, 1974**, Technique de l'ingénieur B5, (Organe de machine) Paris.

- MENDONÇA F., 1967**, Technologie industrielle, connaissance des Matériaux. Editions A. De BOELK. Bruxelles.
- MICHEL CHEYSSON, 1982**, Installation des pompes centrifuges utilisées dans l'industrie du pétrole, Edition Technique France.
- MICHEL HUG, 1975**, Mécanique des fluides appliquées aux problèmes d'aménagement et d'énergétique, Edition Eyrolles Paris.
- MICHEL PORTELLI, 1995**, Technologie d'hydraulique industrielle, Edition Casteilla Paris.
- MICHEL J.M., 1988**, "Recherches récentes sur la cavitation à l'institut de mécanique de Grenoble " N° 7/8, pp. 517 -525.
- NEKRASSOV B., 1968**, Cours d'hydraulique Editions Mir Moscou.
- OBA R, 1994**, "The Severe Cavitation Erosion " , The Second International Symposium on Cavitation , Tokyo , Japan , April 1994 , pp. 1-8
- OURAGH YUCEF, 1990**, Ecoulement forcé en hydraulique, tome 1, Edition OPU, Alger.
- RANALD.V.GILES, 1975**, Mécanique des fluides et hydraulique, Edition Me Graw-Hill New York.
- RICHAGOV B.B. , FLORINSKI M.M. , 1975**, Pompes et stations de Pompage. Editions Moscou.
- RICHAGOV B.B. TRETIAGOV A.A. FLORINSKI M.M,** 1971 Elaboration des stations de pompage et exploitation des installations de pompage ; Editions Moscou.
- RICHARDS C.W. , 1965**, La science des matériaux de l'ingénieur, sciences de l'ingénieur ; Dunod.
- SEDILLE M., 1970**, Turbomachines hydrauliques et thermique, Tome I, II, III, Ondes de choc obliques, Tome IV, Masson et Cie.
- STEPANOFF.A.J. , 1961**, Pompes centrifuges et pompes à hélices, Edition Dunod Paris.
- STEPANOFF A.J.,1945**, Cavitation in Centrifugal Pumps Trans.A.S.M.E. N°7.
- SULZER " Eléments d'hydraulique pour l'étude d'installation de pompage "**, Suisse
- THIBAUT R., 1985**, Mécanique appliquée Tome 1.Mécanique des fluides et thermodynamique. Editions A. De BOELK.Bruxelles.
- Travaux de la société Allemande, 1978**, Des pompes KLEIN, SCHAWZIN, BECHER (KSB) pompes pour le relevage des eaux Résiduaire. Allemagne
- Travaux de la société Allemande, 1980**, Des pompes KLEIN, SCHAWZIN, BECHER (KSB) détermination des pompes Centrifuges , pp.65-76. Allemagne.
- VALEMBOIS J., 1974**, Mémento d'hydraulique pratique, Eyrolles – Editeur Paris.
- VOELGEL A. , RICHARD M. , 1974**, Manuel des services des eaux, Nouvelle Edition – France – Sélection.
- WINTERMITZ (F.A.L) ,1957**, Cavitation in Turbo machines, Water Power Sept.
- WOILLET J., LAVIGNE S. et RETAILLEAU A., 1994**"La prédiction de l'érosion par cavitation dans les turbomachines et les composants hydrauliques"Revue Technique GEC Alstom, N°15.

*A N N E X E S*

# ANNEXE A

## *Feuille de lecture*

<b>Lecture Des appareils</b>	<b>Numéro des essais</b>							
	1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Lecture du Tachymètre  n (t/min)</b>	1450 t/min							
<b>Lecture du vacuomètre (m) <math>P_{vac}/\gamma</math> <math>H_{vac}</math></b>	0,35	0,45	0,50	0,65	0,75	0,80	0,85	0,90
<b>Lecture du manomètre (m) <math>P_{man}/\gamma</math> <math>H_{man}</math></b>	5	4,5	4	3,5	3	2,5	2	1,8
<b>Débit <math>Q = V/t;</math> (l/s)</b>	0	20/13	20/12	20/7,3	20/6,5	20/5,5	20/5,4	20/13,4
<b>Poids W ; (Kg)</b>	0,500	0,650	0,700	0,750	0,800	0,825	0,850	0,900

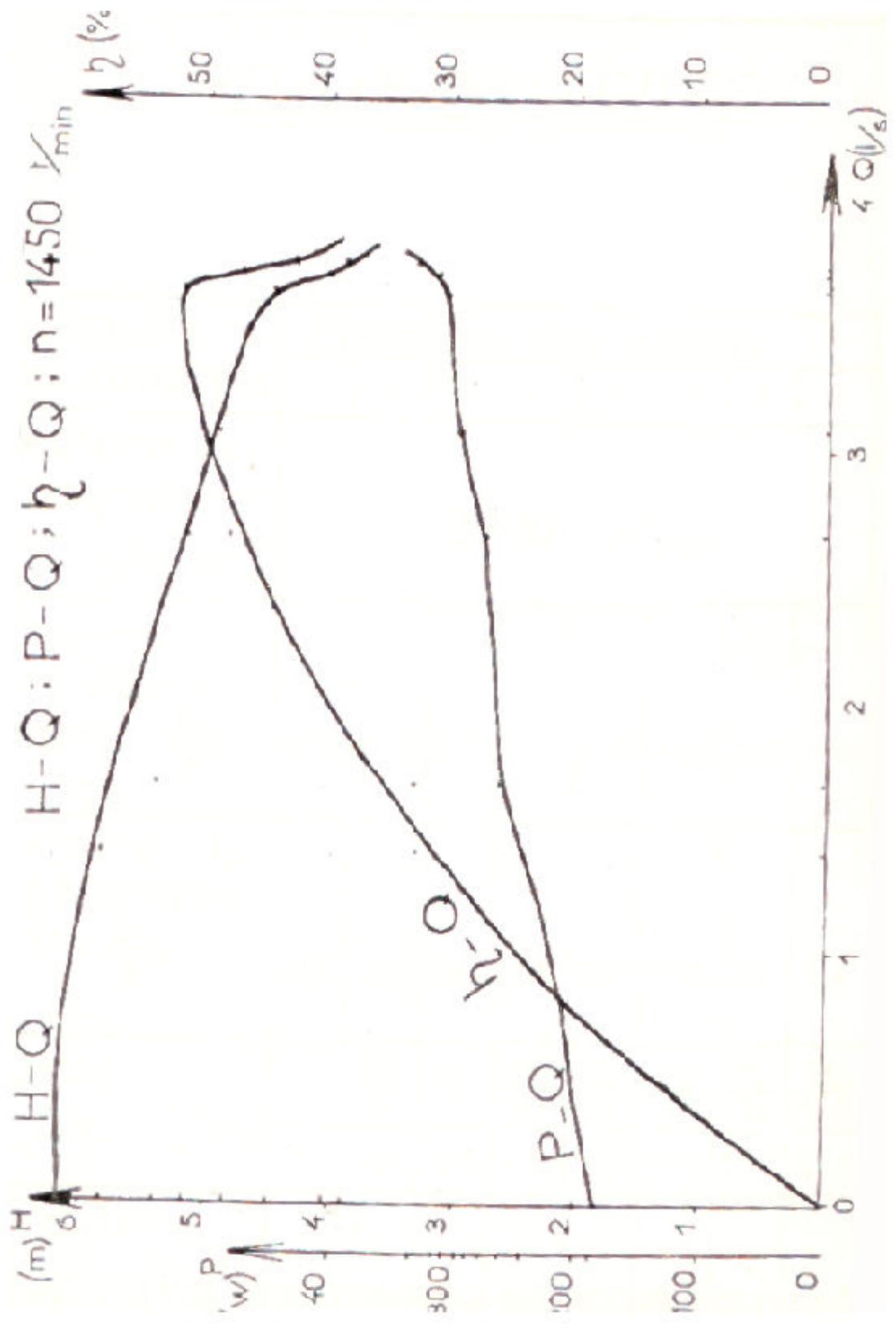
**Moteur** : électrique ; **type**: C.C c vitesse variable ;  
**Puissance** : 1,6 Kw **Nombre de tours** :1450 t/min  
**Courant** : triphasé50HZ 220/380V

**Pompe type** : centrifuge

## Construction des courbes caractéristiques

**H - Q ; P - Q ; η - Q**

Résultats des essais	1	2	3	4	5	6	7	8
$Q \cdot 10^{-3}$ (m <sup>3</sup> /s)	0	1,40	1,67	2,66	3,08	3,64	3,70	3,73
$V_a=4Q/\pi D_a^2$ (m/s)	0	0,691	0,824	1,313	1,520	1,797	1,826	1,841
$V_r=4Q/\pi D_r^2$ (m/s)	0	1,228	1,465	2,334	2,703	3,194	3,247	3,273
$(V_r^2 - V_a^2)/2g$ (m)	0	0,052	0,075	0,190	0,255	0,355	0,367	0,373
$H_{vac}$ (m)	0,35	0,45	0,50	0,65	0,75	0,80	0,85	0,90
$H_{man}$ (m)	5	4,5	4	3,5	3	2,5	2	1,8
$H=H_{vac}+H_{ma}+(V_r^2 - V_a^2)/2g + Z$	6,18	5,83	5,41	5,17	4,84	4,49	4,05	3,90
$F=W.g$ (N)	4,905	6,377	6,867	7,358	7,848	8,093	8,339	8,829
$T=L.F$ (Nm)	1,226	1,594	1,717	1,839	1,962	2,023	2,085	2,207
$P_a=\pi n T/30000$ (Kw)	0,186	0,242	0,261	0,279	0,298	0,307	0,316	0,335
$P_u=9,81QH$ (Kw)	0	0,080	0,089	0,135	0,146	0,160	0,147	0,143
$\eta_p=(P_u/P_a)/100\%$	0	33,06	34,10	48,39	48,99	52,12	46,52	42,69
Observations	0	33	34	48	49	52	47	43



## ANNEXE B

### 5.3 Listing du programme

```
PROGRAM Dynamique de la bulle;
Uses crt,graph;
Label 10,20,30,40;
VAR
fichier: file of real;
titre                                         :String;
alpha,beta,gama,eps,Nu,Rho,k1,k2,k3,k4,K,Ketoil,h :real;
Pi,Pf,Pv,S,R0,R,Rp,R2p,Rpancien,Tp,Pgi,Rc,Pc,Pas :real;
Pmax,P,T0,Rmax                               :real;
grDriver,grMode,ErrCode                     :Integer;
ij,Nbre                                       :Integer;
cara                                         :char;
{ ***** la fonction de l'équation de Rayleigh Plesset ***** }
{ ***** b est le rayon c est sa dérivé ***** }
Function fonct(b:real;c:real):real;
Begin
fonct:=1/(b*b*b*b)+alpha/b-1/b+eps/(b*b*b*b)-eps/(b*b)-1.5*c*c/b+3
*c*c/(b*b);
end;

***** Programme principal ***** }
      BEGIN
{ ***** Choix du travail a effectuer ***** }
30
Clrscr;
writeln(' ');
writeln(' ');
writeln(' ');
writeln(' Indiquer votre choix en appuyant sur la touche 1, 2 ou 3 ');
writeln(' ')
writeln('          1 : Equilibre de la bulle ');
writeln('          2 : Evolution de la bulle Après un saut de
pression');
writeln('          3 : Quitter ');
readln(cara);
if cara='1' then goto 10;
if cara='2' then goto 20;
if cara='3' then goto 40;
if (carao'1') and (carao'2') and (carao'3') then goto 30,
{ ***** Le choix 1 ***** }
{ ***** }
10:
end;
close(fichier);
OuttextXY(10,10,'P');
OuttextXY(600,210,'R');
Repeat until keypressed;
```

```

closeGraph;
goto 30;

{*****}
{*****Le choix 2 *****}
{*****}
20:
{*****lecture des données pour le choix 2 *****}
Clrscr;
write(' Titre                               '); readln(titre);
write(' Pression initiale                     '); readln(Pi);
write(' Pression finale                       '); readln(Pf);
write(' Pression de vapeur                    '); readln(Pv);
write(' Masse volumique                       '); readln(Rho);
write(' Viscosité cinématique du liquide     '); readln(Nu);
write(' Tension superficielle                 '); readln(S);
write(' Rayon de la bulle ... 1"instant initial '); readln(RO);
write(' Temps total de calcul                 '); readln(TO);
write(' Nombre de pas de calcul                ');
readln(Nbre);
{***** Calcul des différentes constantes *****}
clrscr;
alpha:=(Pi-Pf)/(Pi-Pv);
eps:=(8*Rho*Nu*Nu)/(S*RO);
Tp:=RO * sqrt(Rho/(Pi-Pv));
h:=TO/(Nbre*Tp);
Assign(fichier,titre);
Rewrite(fichier);
{***** Valeurs initiales *****}
R:=1;
Rp:=0;
Rmax:-1;
Write(fichier,R);

{***** Boucle sur Nbre de fois ... caculer R*****}
for i:=1 to Nbre do
Begin
{*****Résolution avec la méthode de Runge Kutta d'ordre 4 *****}

{***** Calcul des constantes k1, k2, k3 et k4 *****}
kl :=h*fonct(R,Rp); .

Dynamique de la bulle
{*****lecture des données pour le choix 1*****}
Clrscr;
write(' Titre                               '); readln(titre);
write(' Pression initiale                     '); readln(Pi);
write(' Pression de vapeur                    '); readln(Pv);
write(' Tension superficielle                 '); readln(S);
write(' Rayon de la bulle ... 1"instant initial '); readln(RO);
{***** Calcul du rayon et de la pression critique *****}
Pgi:=Pi-Pv+(2 * S)/(RO);

```

```

Rc:=Sqrt(3 *Pgi*RO*RO*RO/(2* S));
Pc:=Pv-(4*S/(3*Rc));
Clrscr;
writeln(' ');
write(' Le rayon critique : '); writeln(Rc:8:4);
write(' La pression critique : '); writeln(Pc:8:4);
cara:= readkey;
{***** Calcul du pas en R de la fonction P en fonction de R *****}
Pas:=abs(Rc-RO)/500;
{ * Calcul de la pression en fonction de R et enregistrement dans un fichier * }
Pmax:=0;
Assign(fichier,titre);
Rewrite(fichier);
for i:=1 to 600 do
begin
P:=((Pgi*RO*RO*RO)/((RO+i*Pas)*(RO+i*Pas)*(RO+i*Pas)))+pv-
((2*S)/(RO+i*Pas));
if abs(P)>Pmax then Pmax:=abs(P);
write(fichier,P);
end;
close(fichier);
{***** Représentation graphique des résultats *****}
grDriver:=Detect;
InitGraph(grDriver,grMode,' ');
line(20,20,20,400);
ine(10,200,600,200);
j:=round((Pv/Pmax)* 150);
line(20,200-j,600,200-j);outtextXY(5,200-j,'Pv');

Assign(fichier,titre);
Reset(fichier)
for i:=1 to 550 do
begin
Read(fichier,P);
j:=round((P/Pmax)* 150);
Putpixel(30+i,200-j,15);

beta:=(h/2)*(Rp+k 1/2);
k2:=(h/2)*fonct(R+beta,Rp+k1 );
k3:=(h/2)*fonct(R+beta,Rp+k2);
gama:=h*(Rp+k3);
k4:=(h/2)*fonct(R+gama,Rp+(2*k3));
{***** Calcul des constantes K et Ketoil *****}
K:=(1/3)*(k1+k2+k3);
Ketoil:=(1 /3)*(k 1+2 *k2+2 *k3+k4);

{***** calcul des valeurs ... t+i *****}
R2p:=fonct(R,Rp);
Rancien:=Rp;
Rp:=Rancien+Ketoil;
R:=R+h*(Rancien+K);

```

```

Write(fichier,R);
if R>Rmax then Rmax:=R;
End;
Close(fichier);

{***** Représentation graphique des résultats *****}
grDriver:=Detect;
InitGraph(grDriver,grMode,' ');

line(20,20,20,400);
line(10,200,600,200);

Assign(fichier,titre);
Reset(fichier);
for i:=1 to Nbre do
begin
Read(fichier,R);
j:=round((R/Rmax)* 150);
Putpixel(20+i,200-j,15);
end;
close(fichier);

OuttextXY(5,10,'R/RO');
OuttextXY(580,210,'T/Tp');
Repeat until keypressed;
closeGraph;
goto 30;
40 :

END .

```

# ANNEXE C

## EROSION ABRASIVE D'UNE POMPE D'ALIMENTATION D'EAU POTABLE

### R é s u m é

Différents travaux de recherche antérieurs, ont été consacré dans le domaine des usures prématurées, par érosion abrasive des organes constituant les turbomachines. Les aperçus bibliographiques étudiés montrent que ces phénomènes se manifestent d'abord par des nucléis et poches de cavitation, qui par développement tourbillonnaire à l'approche de certaines singularités, contribuent à la naissance d'une érosion abrasive aboutissant ainsi à l'usure de l'organe au contact de la poche d'air.

L'étude a été visionnée dans ce sens, par la conception d'un banc d'essai. Ce dernier permet respectivement : la visualisation de la cavitation, et le début de l'usure de l'organe par érosion abrasive, le liquide utilisé étant l'eau potable contenant du sable fin. Ce travail a été achevé par une interprétation graphique des résultats.

### I. INTRODUCTION

Jusqu'à ces dernières années, l'entretien des machines et le remplacement des pièces soumises à l'usure ne peuvent être envisagées, qu'à la suite d'une défaillance. L'attente de la casse, n'est pas pensable et les interventions systématiques sont souvent inutiles et coûteuses.

La surveillance périodique des machines permet d'appliquer la maintenance conditionnelle, afin de diminuer le nombre d'arrêt intempestif, de supprimer les arrêts systématiques et d'intervenir avec précision sur la défaillance.

Les vibrations, bruits, usures prématurées, et les chutes des performances, ne peuvent être révélés que par une surveillance périodique. L'étude ainsi menée au laboratoire a concerné d'abord l'essai de cavitation et le diagnostic des usures prématurées ainsi occasionnées dans le corps de la pompe. Afin de répondre aux constatations pratiques, la pompe d'essai aspire de l'eau potable chargée de sable dans une proportion de **22 kg/m<sup>3</sup>**. Dans cette étude, on s'intéresse énormément à l'effet mécanique de l'eau sableuse sur l'organe le plus exposé, et que l'on néglige l'effet chimique de l'eau. On suppose également que l'usure prématurée se fait hors point de barbotage, et que l'influence des singularités sur les écoulements internes n'est pas prise en compte ; de manière à obtenir le maximum d'information sur les conditions réelles d'usure de cette pompe hydraulique modèle.

### II. ESSAIS ET VISUALISATION DE L'USURE PAR EROSION ABRASIVE :

L'érosion par abrasion est principalement d'origine mécanique. C'est l'effet le plus destructeur d'abrasion, il réduit la durée de vie des organes principaux de la machine.

L'usure abrasive n'est pas un phénomène qui se manifeste à la simple présence du sable ; mais il tient compte notamment de :

- Dureté des matériaux érodés
- Orientation géométrique des particules abrasives
- Diamètres des particules
- Vitesses des particules abrasives
- Influence de l'ambiance

Cette étude expérimentale a pour but l'établissement de la corrélation entre la chute des performances hydrauliques et le degré d'érosion pour :

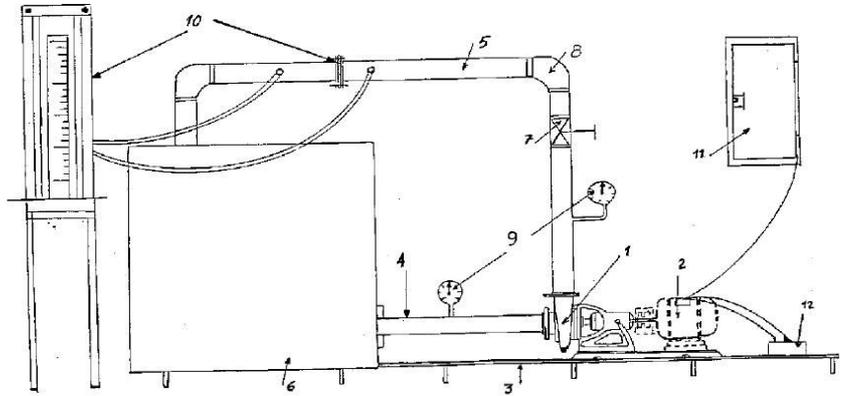
- Faire fonctionner une pompe en régime abrasive, au voisinage de la limite d'apparition de l'abrasion, sur une boucle d'essai et quantifier l'évolution de l'érosion tout en relevant les caractéristiques correspondantes.

Cette méthode demande beaucoup de temps et d'énergie. c'est pourquoi on a procédé à un essai accéléré en tenant

- Du dosage important
- Du temps accéléré

**Légende**

1. pompe 40 NVA 150-5
2. moteur
3. bâtis
4. conduite d'aspiration
5. conduite de refoulement
6. réservoir
7. vanne de réglage.
8. Coudes.
9. Manovacumètre.
10. Débitmètre à diaphragme.
11. Armoire de commande.
12. ampèremètre



**Figure 1.** Banc d'étude technologique de l'ENSH (école nationale supérieure de l'hydraulique)

**III. CHUTE DES PERFORMANCES :**

Les pompes centrifuges sont utilisées pour le transfert des liquides, ces liquides contiennent des solides en suspension, surtout dans les opérations de dragage, pompage des eaux à partir des oueds, évacuation des eaux usées et pompage des eaux souterraines.

Ces types de pompage sont des exemples de manutention de solides en suspension, la présence de solides dans les liquides pompés affecte d'une part, les caractéristiques mécaniques, d'autre part, les caractéristiques hydrauliques.

L'abrasion provoque de fortes perturbations dans l'écoulement ainsi que des destructions d'ordre mécanique.

En conséquence, la présence du sable dans le fluide pompé cause l'érosion abrasive et génère du bruit et des vibrations qui à leur part influent sur la chute des performances des pompes :

Chute de la hauteur manométrique : 
$$\Delta H = \frac{H - H_1}{H} \%$$

Chute de débit : 
$$\Delta Q = \frac{Q - Q_1}{Q} \%$$

Chute de rendement : 
$$\Delta \eta = \frac{\eta - \eta_1}{\eta} \%$$

Perte de masse : 
$$\Delta m = \frac{m - m_1}{m} \%$$

Le taux d'érosion ( $E_i$ ) exprime la perte en masse de la matière de la roue en pourcentage de sa masse initiale, c'est à dire à l'état où elle était exempte d'érosion de cavitation. (neuve)

$m$  – masse de la roue neuve.

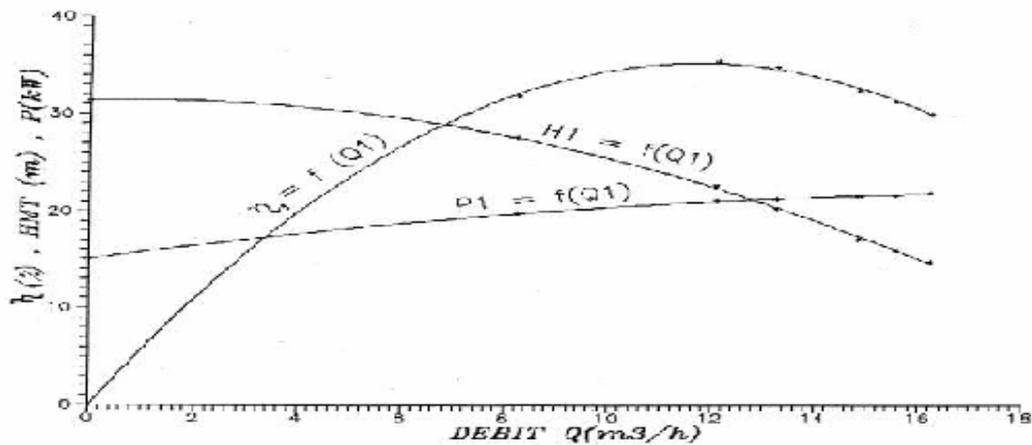
$m_1$  – masse de la roue érodée.

1 – Les courbes caractéristiques (H-Q, P-Q,  $\eta$ -Q) de la pompe correspondante aux différents temps de fonctionnement et des degrés d'abrasion respectivement figures 2, 3, 4 et 5.

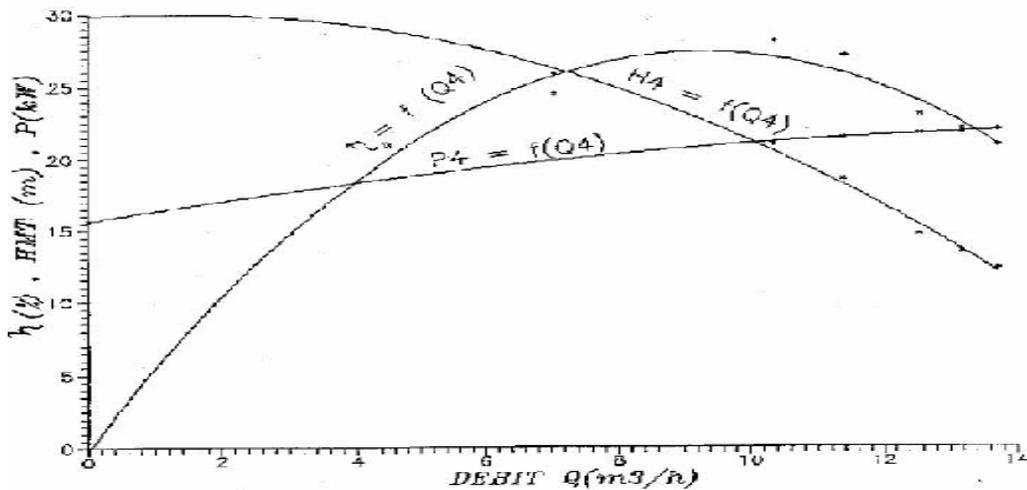
2 – Ainsi d'autres courbes qui rassemblent une seule caractéristique pour les quatre phases de fonctionnement de la pompe figures : 6, 7 et 8.

3 – Une courbe montrant la perte de masse de la roue dans les différents temps de fonctionnement figure 9.

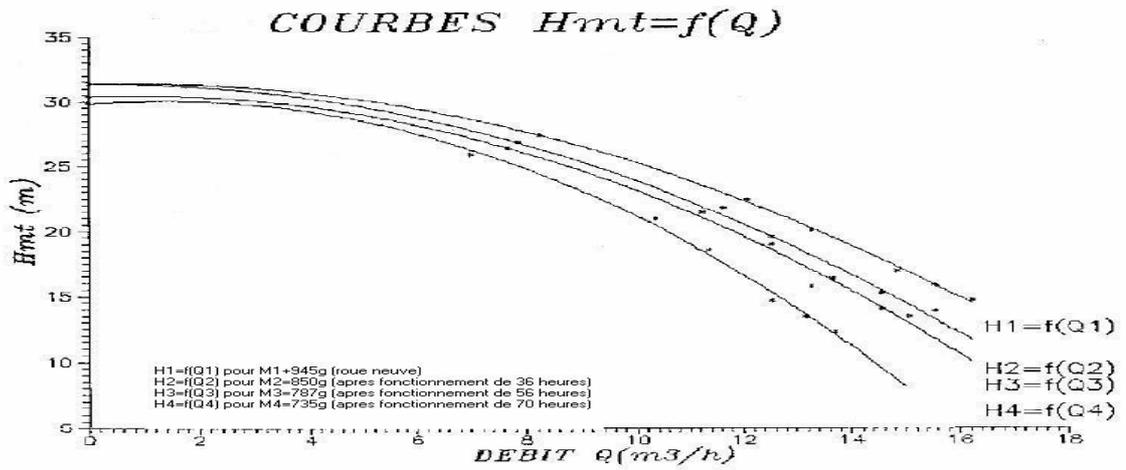
4 - Les photos montrent les différentes étapes de développement de la cavitation. Figure 10.



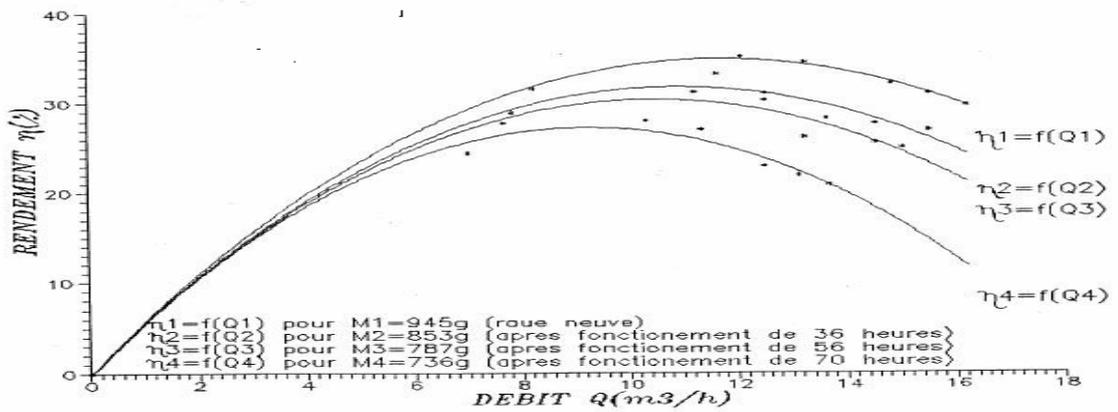
**Figure 2.** Courbes caractéristiques pour une roue neuve



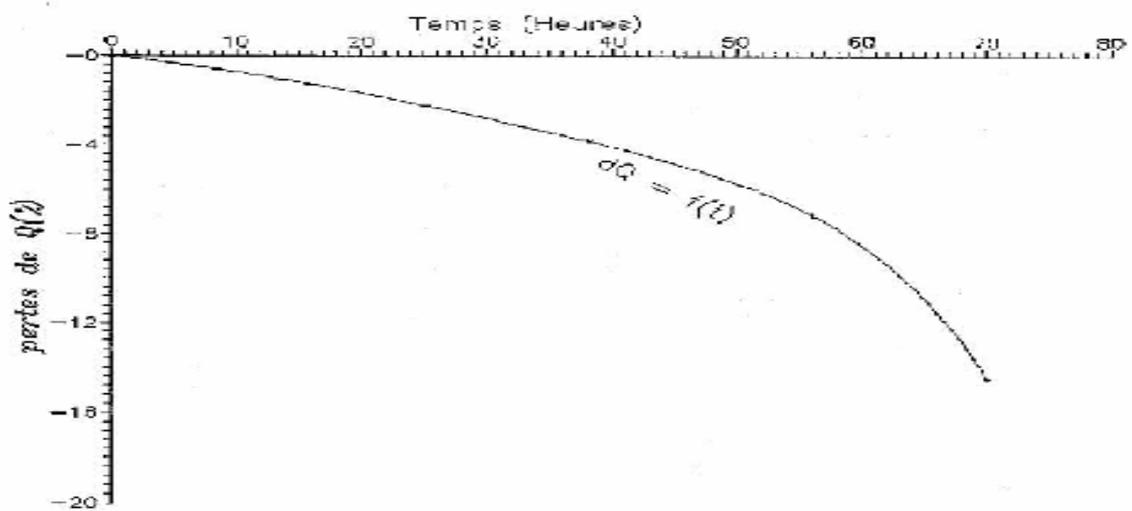
**Figure 3.** Courbes caractéristiques pour une roue après fonctionnement de 70



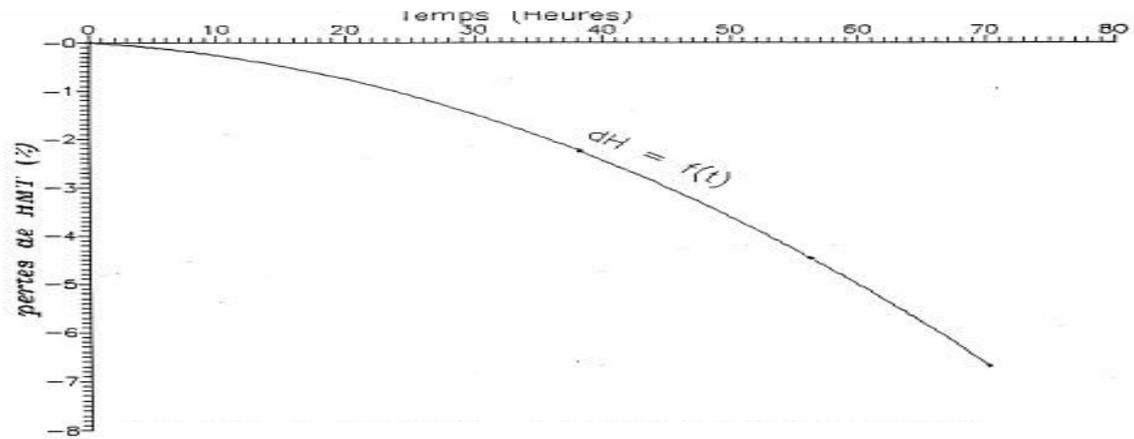
**Figure 4.** Courbes caractéristiques  $H_{mt}=f(Q)$



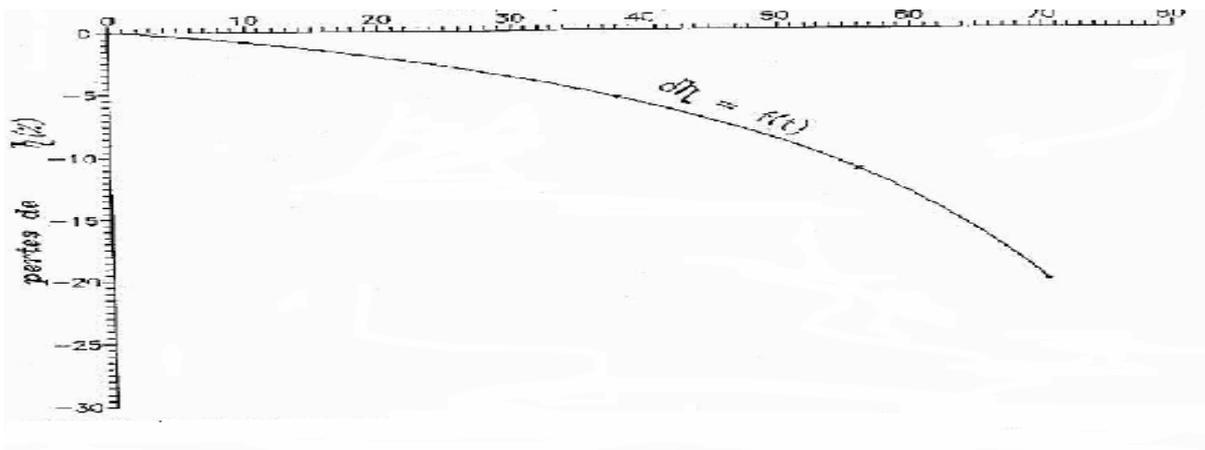
**Figure 5.** Courbes des rendements  $\eta=f(Q)$



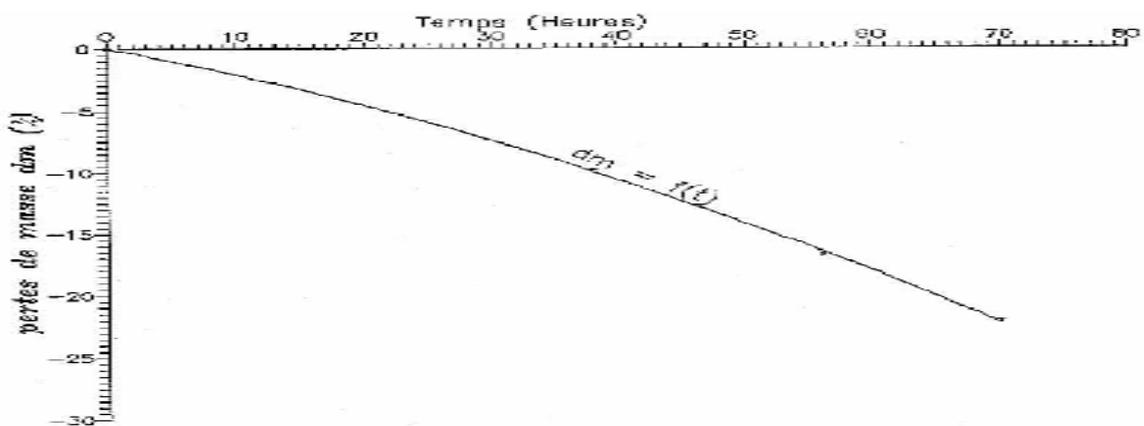
**Figure 6.** Courbe de perte de performance hydraulique (débits)



**Figure 7.** Courbe de perte de performance hydraulique (HMT)



**Figure 8.** Courbe de perte de performance hydraulique (rendements hydrauliques)



**Figure 9.** Courbe de perte de masse de la roue en fonction du temps

## **VI. CONCLUSION**

Les machines tournantes de ce genre nécessitent une surveillance vibratoire et sonore pour augmenter leurs disponibilités et pouvoir programmer des interventions pour réparation.

La surveillance vibratoire et sonore permet de suivre l'évolution du défaut et de prendre les dispositions nécessaires permettant de faire le diagnostic de défaillances mécaniques afin de s'approvisionner en pièces de rechange en cas de besoin.

A travers, cette expérimentation, nous avons réalisé la complexité du phénomène de l'érosion d'abrasion, la gravité de ses conséquences et les difficultés d'y remédier.

Parmi toutes les méthodes présentées précédemment, aucune ne peut prédire l'érosion de cavitation et déterminer les valeurs du taux d'érosion d'une manière exacte.

Elles sont aussi difficiles à s'appliquer pratiquement, c'est pourquoi la recherche se poursuit dans ce domaine. L'intérêt de ces méthodes reste donc limité en raison de leur application très réduite et dans des gammes d'utilisation très étroite.

C'est pourquoi, nous considérons, comme la méthode la plus efficace, l'approche où les études expérimentales et théoriques se combinent organiquement.