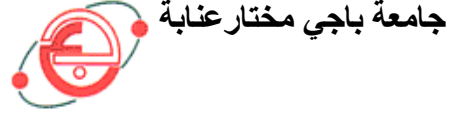


وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR ANNABA-UNIVERSITY  
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA



FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

## MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

### INTITULE

**La cavitation au niveau des pompes centrifuges**

Au niveau de l'entreprise FERTIAL -Annaba

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNOLOGIE

FILIERE : GENIE MECANIQUE

SPECIALITE : MAINTENANCE INDUSTRIELLE ET FIABILITE.

PRESENTE PAR :

BOUABDALLAH BILLEL.

DIRECTEUR DU MEMOIRE: Mr. ALOUI KAMEL.

DEVANT LE JURY

PRÉSIDENT: Mr. TADJINE.K (MCA)

Université Badji Mokhtar Annaba

EXAMINATEURS: Mr. BOUSSAID.O (MCA)

Université Badji Mokhtar Annaba

Mr. GOUASMLS (MAA)

Université Badji Mokhtar Annaba

Mr. OMRLM (MAB)

Université Badji Mokhtar Annaba

Année: 2014/2015



## *Remerciement*

*Tout d'abord, je remercie le bon Dieu qui m'a donné la force et la patience pour terminer mes études.*

*J'adresse ma reconnaissance particulière à mes parents qu'ils soient chéris, Pour leur soutien et aide sans faille qu'ils nous ont apporté durant tout le cycle de ma scolarité.*

*Je tiens à remercier mon encadreur :*

*Mr: ALOUI KAMEL qui a ménagé un grand effort afin de me permettre de mener à bien mon modeste travail et à qui j'exprime ma gratitude et mes respects.*

*Et je remercie aussi, Mr: KHELIF Rabia, responsable de la spécialité, pour son support et sa patience.*

*Un grand merci pour les responsables de FERTIAL qui m'ont facilité les tâches dans l'élaboration de ce mémoire.*

*Enfin, je remercie tous ceux qui ont participé de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.*

*Merci.*



## *Dédicaces*

*À l'aide d'ALLAH j'ai pu réaliser ce travail que Je dédie  
A ma mère, à mon père*

*Pour leur bienveillance et leur abnégation de m'avoir  
encourager à terminer dans de bonnes conditions mon  
travail.*

*A tout les membres de ma grande famille  
A tous mes amis chacun son nom  
en particulier les compagnons du long chemin avec tous  
mes vœux de succès.*

*A tous ceux que j'aime .  
A tous ceux qui m'aiment.*

*Bouabdallah Billel*



# *Sommaire*

## *Chapitre I*

<b>I. Présentation de l'entreprise.....</b>	<b>1</b>
<b>I.1 Historique de l'entreprise.....</b>	<b>1</b>
<b>I.2 Présentation de FERTIAL(SPA).....</b>	<b>2</b>
<b>I.2.1 Directions des plate-formes.....</b>	<b>2</b>
<b>I.2.2 Pr ésentation de la plate-forme ANNABA.....</b>	<b>3</b>
<b>I.2.3 Principales activit és.....</b>	<b>4</b>
<b>I.2.4 Organigramme de l'entreprise FERTIAL Spa.....</b>	<b>6</b>
<b>I.2.5 Les objectifs de l'entreprise.....</b>	<b>7</b>
<b>I.3 Centrale Utilit és (CU II).....</b>	<b>7</b>
<b>I.3.1 Pr ésentation de la centrale.....</b>	<b>7</b>
<b>I.3.2 Pr ésentation des sources d'Energie.....</b>	<b>8</b>
<b>I.3.4 Situation.....</b>	<b>8</b>
<b>I.3.5 Alimentation du poste 63KV.....</b>	<b>9</b>
<b>I.3.6. R éseau de la CU II.....</b>	<b>9</b>
<b>I.4 Structures de l'entreprise FERTIAL .....</b>	<b>9</b>
<b>I.5 Lieu de stage.....</b>	<b>10</b>
<b>I.6 Structure de la direction de maintenance.....</b>	<b>10</b>

## *Chapitre II*

<b>II .1 Etudes exp ériméntales.....</b>	<b>11</b>
<b>II .2 Mod éisation de la cavitation.....</b>	<b>13</b>
<b>II.3 Etudes sp écifiques aux inducteurs.....</b>	<b>16</b>

## *Chapitre III*

<b>III. G é n é r a l i t é s sur les pompes.....</b>	<b>18</b>
<b>III.1 Types de pompes.....</b>	<b>18</b>
<b>III.2 Les pompes volum é triques.....</b>	<b>18</b>
<b>III.3 Pompe centrifuge.....</b>	<b>18</b>
<b>III.3.1 Description.....</b>	<b>19</b>
<b>III.3.2 Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge.....</b>	<b>20</b>
<b>III.3.2.1. L'aspiration.....</b>	<b>20</b>
<b>III.3.2.2. Le refoulement.....</b>	<b>20</b>
<b>III.3.3 Caract é ristiques g é n é rales des pompes centrifuges .....</b>	<b>21</b>
<b>III.3.4 NPSH d'une pompe centrifuge.....</b>	<b>22</b>
<b>III.3.4.1 D é finition.....</b>	<b>22</b>
<b>III.3.4.2 NPSH disponible (NPSHd).....</b>	<b>23</b>
<b>III.3.4.3 Le NPSH requis (NPSHr).....</b>	<b>23</b>
<b>III.3.5 Domaines d'utilisations.....</b>	<b>24</b>
<b>III.3.6 Crit è res de choix d'une pompe centrifuge.....</b>	<b>24</b>
<b>III.3.7 Les d é faillances des pompes centrifuges.....</b>	<b>24</b>
<b>III.3.7.1 Les d é fauts des pompes centrifuges.....</b>	<b>25</b>
<b>III.3.7.2 Anomalies syst è me.....</b>	<b>27</b>

## *Chapitre IV*

<b>IV. Cavitation au niveau des pompes centrifuges.....</b>	<b>29</b>
<b>IV.1 D é finition de la cavitation.....</b>	<b>29</b>
<b>IV.2 Conditions qui favorisent l'apparition de la cavitation.....</b>	<b>29</b>

IV.2.1. Pression de vapeur saturante.....	29
IV.2.1.1 Phénomène physique.....	29
IV.2.1.2 Calcul de la pression de vapeur saturante.....	31
IV.2.2. NPSH.....	31
IV.3 Principaux états de cavitation.....	31
IV.4 Importance du rôle de la cavitation dans l'utilisation des pompes...	32
IV.5 Effets de la cavitation.....	35
IV.5.1 Érosion de cavitation.....	36
IV.5.2. Bruit de cavitation.....	37
IV.5.2.1 Nature et origine du phénomène.....	38
IV.5.2.2 Description du phénomène au point nominal.....	38
IV.5.2.2 Description du phénomène au point nominal.....	39
IV.5.3. Pertes de performances.....	41
IV.5.4 Vibrations.....	41
IV.5 Différents aspects de la cavitation dans une roue de pompe.....	41
IV.5.1 Apparition et développement des figures de cavitation.....	41
IV.6.1 Rappel théoriques.....	42
IV.6.2 Température.....	43
IV.6.3 Influence de l'air occlus.....	44
IV.6.4 Influence du gaz dissous.....	45

## *Chapitre V*

V. Propositions d'amélioration.....	46
V.1 Réduction des effets de cavitation.....	46
V.1.1 Amélioration du NPSH des pompes.....	46

<b>V.1.2</b>	<b>Limitation du risque d'érosion.....</b>	<b>47</b>
<b>V.1.3</b>	<b>R éduction du bruit et des vibrations.....</b>	<b>48</b>
<b>V.2</b>	<b>Instruments disponibles au niveau d'unité d'ammoniac.....</b>	<b>48</b>
<b>V.2.1</b>	<b>Thermom ètre infrarouge haute temp érature 572-2.....</b>	<b>48</b>
<b>V.2.1.1</b>	<b>Fonctionnalit és.....</b>	<b>49</b>
<b>V.2.1.2</b>	<b>Echantillon de mesure infrarouge (sur la pompe 107J).....</b>	<b>49</b>
<b>V.2.2</b>	<b>Appareil de mesure vibratoire (VIVROTEST60).....</b>	<b>50</b>
<b>V.2.2.1</b>	<b>Echantillon de mesure vibratoire (au niveau de la pompe 107J).....</b>	<b>50</b>
<b>V.2.3</b>	<b>Mesure d'alignement par laser.....</b>	<b>51</b>
<b>V.2.3.1</b>	<b>ROTALIGN ULTRA iS .....</b>	<b>51</b>
<b>V.2.4</b>	<b>Mesure d'épaisseur DM4.....</b>	<b>52</b>
<b>V.3</b>	<b>Recommandations.....</b>	<b>52</b>
<b>V.3.1</b>	<b>au niveau de l'Aspiration.....</b>	<b>53</b>
<b>V.3.2</b>	<b>Au niveau de la pompe.....</b>	<b>53</b>
<b>V.3.3</b>	<b>Au du fluide pompe.....</b>	<b>53</b>







## Liste des tableaux :

<b>Tableau I.1</b> : Effectif de FERTIAL (Avril 2015).....	3
<b>Tableau I.2 a</b> : Principales activités de l'entreprise FERTIAL.....	4
<b>Tableau I.2 b</b> : Principales activités de l'entreprise FERTIAL.....	5
<b>Tableau I.3</b> : Les produits fabriquées ou vendus par FERTIAL.....	5
<b>Tableau III.1a</b> : Défauts, causes et remèdes possibles des pompes centrifuges.....	24
<b>Tableau III.1b</b> : Défauts, causes et remèdes possibles des pompes centrifuges .....	24
<b>Tableau V.1</b> : valeurs de vibration turbopompe107J.....	50



## **Listes des figures :**

### ***Chapitre I :***

<b>Fig. I.1</b>	Organigramme de l'entreprise FERTIAL ANNABA.....	6
<b>Fig. I.2</b>	La centrale 2 (CUII).....	8
<b>Fig. I.3</b>	Les différents divisions de FERTIAL ANNABA.....	9
<b>Fig. I.4</b>	Vue générale sur l'unité d'ammoniac.....	10
<b>Fig. I.5</b>	Les structures principales dans la division maintenance.....	10

### ***Chapitre III :***

<b>Fig. II.1</b>	Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux.....	17
<b>Fig. II.2</b>	Evolution de la vitesse et de la pression dans la pompe.....	19
<b>Fig. II.3</b>	Courbe caractéristique hauteur d'élévation fonction du débit volume	19
<b>Fig. II.4</b>	Courbe de rendement de la pompe .....	20
<b>Fig. II.5</b>	Influence du diamètre de la roue sur le NPSHr .....	21

### ***Chapitre IV :***

<b>Fig. IV.1a</b>	Modes de vaporisation dans liquide.....	30
<b>Fig. IV.1b</b>	Évolution de l'état d'un corps en fonction de la température et de la pression.....	30
<b>Fig. IV.2</b>	Détermination du (NPSH)req d'une pompe hélicocentrifuge, .....	32
<b>Fig. IV.3</b>	Photos correspondant à différents états de la cavitation dans une roue centrifuge.....	33
<b>Fig. IV.4</b>	Recirculation à l'oeillard d'une pompe.....	35
<b>Fig. IV.5</b>	Courbes des NPSH d'une pompe.....	35

<b>Fig. IV.6</b> Zone de pression minimale dans une pompe centrifuge .....	36
<b>Fig. IV.7a</b> Bulles de vapeur.....	37
<b>Fig. IV.7b</b> Poche de vapeur.....	37
<b>Fig. IV.7c</b> Tourbillon de vapeur.....	37
<b>Fig. IV.8</b> Microjets de cavitation.....	35
<b>Fig. IV.9</b> Érosion par cavitation d'une roue de pompe centrifuge.....	38
<b>Fig. IV.10a</b> Roue d'une pompe centrifuge fermée.....	40
<b>Fig. IV.10b</b> Roue d'une pompe centrifuge ouverte.....	40
<b>Fig. IV.11</b> Évolution de la cavitation dans une roue de pompe en fonction du débit et du NPSH.....	42
<b>Fig. IV.12</b> Influence de la température du liquide sur la cavitation.....	43
<b>Fig. IV.13</b> Influence de l'air occlus sur les courbes de (NPSH) <sub>3%</sub> d'une pompe centrifuge.....	44
<b>Fig. IV.14</b> Influence de l'oxygène dissous sur les courbes de (NPSH) <sub>3%</sub> d'une pompe centrifuge.....	44

### ***Chapitre V :***

<b>Fig. V.1</b> Forme de l'aube à l'entrée de la roue de pompe centrifuge.....	46
<b>Fig. V.2</b> Résistance comparative à l'érosion par cavitation de divers types d'alliages et de matériaux.....	47
<b>Fig. V.3</b> Thermomètre infrarouge 572-2 .....	48
<b>Fig. V.4</b> Palier coté accouplement.....	49
<b>Fig. V.5</b> VIBROTEST 60 .....	50
<b>Fig. V.6</b> ROTALIGN Ultra Is.....	51
<b>Fig. V.7</b> appareil DM4.....	52



## Introduction générale

En 1917, Lord Rayleigh [1] découvre que l'érosion des hélices de bateaux est due à la présence de bulles de vapeur. Depuis, l'écoulement cavitant ne cesse d'intéresser les chercheurs dans les domaines des turbomachines et de la mécanique du solide.

La cavitation d'un fluide, formation et développement de structures de vapeur sans apport extérieur de chaleur [2], est un phénomène très complexe et difficile à cerner. En effet, l'écoulement cavitant a lieu, en général, dans un champ tournant (roues, inducteurs, hélices,...) et la dynamique de l'interface implique des interactions complexes entre les phases liquide et vapeur.

Pendant notre stage à FERTIAL nous avons pu constater que la cavitation a des effets néfastes sur les systèmes de pompage au niveau de l'unité "Ammoniac". Par exemples, certaines pièces maitresses des 21 pompes centrifuges qui s'y trouvent subissent, suite aux implosions de bulles de vapeur, des déformations plastiques localisées et sont soumises à des érosions qui arrivent même à les transpercer. Il en découle des pertes de performance ainsi que des nuisances sonores et vibratoires.

Dans ce type de machines, l'apparition et l'extinction de bulles cavitantes, leur géométrie et de façon plus générale leurs propriétés statiques et dynamiques dépendent de plusieurs paramètres. Le profil des pales, leur cambrure, leur incidence, leur empilement, l'existence de germes ou de micro-bulles de gaz dissous à l'intérieur de l'écoulement, sa viscosité, ses niveaux de pression et de température, sa turbulence, ses éventuels décollements, la rugosité des parois doivent tous être pris en considération.

Le manque de connaissances sur ce phénomène a des conséquences directes sur les limites de fonctionnement et sur l'utilisation de telles machines.

L'objectif de ce mémoire est donc d'apporter un certain éclairage sur la cavitation afin de savoir quand et comment agir pour éviter, ou du moins minimiser, ses dégâts.

A cet effet, notre travail est organisé en cinq chapitres :

Le premier chapitre sert à la présentation de l'entreprise FERTIAL.

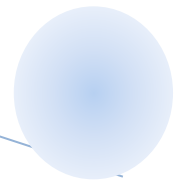
Le second chapitre est consacré à la présentation d'une revue bibliographique des travaux expérimentaux et numériques sur la cavitation.

Des notions de constitution et de fonctionnement relatives aux pompes centrifuges sont introduites au chapitre trois.

Le quatrième chapitre présente la physique du phénomène cavitation, ses différentes structures, les paramètres qui le caractérisent ainsi que ses effets.

Dans le cinquième chapitre, se basant sur les instruments de mesure disponibles au niveau de FERTIAL, nous proposons les dispositions à prendre pour amoindrir les effets de la cavitation.





### I. Présentation de l'entreprise :

#### I.1. Historique de l'entreprise :

Le complexe **FERTIAL**, filiale du groupe **ASMIDAL** dont la stratégie globale de développement est connue à sa date de création (1972) sous le nom de complexe d'engrais phosphatés «**SONATRACH** ».

S'inscrivant dans le cadre de la restructuration organique des sociétés : l'entreprise nationale des engrais et produits phytosanitaires sous l'appellation «**ASMIDAL** » (**ASMIDALDJAZAIRIA**) a été créée par le décret N °84-258 du 01/09/1984.

L'implantation du complexe a été choisie sur la base des considérations économiques suivantes :

- Existence d'une infrastructure importante caractérisée par la proximité des installations portuaires (trois kilomètres) et les moyens de communication rapides.
- Des utilités proches (eau de mer, eau de barrages).
- Les centrales thermiques d'ELHADJAR d'ANNABA (énergie électrique).
- Proximité des gisements de minerais (phosphate) à 300 km au sud d'ANNABA (DJEBEL ONK).

Sa vocation principale est la production des engrais, la distribution et la commercialisation. L'exportation de l'ammoniac a débuté en 1986, vers les pays arabe, les pays africains ainsi qu'à travers les pays méditerranéens.

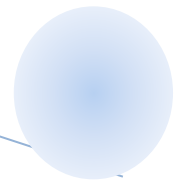
En 1996, ASMIDAL est devenue une entreprise publique économique (EPE) au capital de 2.275 Millions DA.

En 2001, elle a réalisé un chiffre d'affaires de 12 milliards de dinars dans l'exportation des engrais soit l'équivalent de 64 millions de dollars.

Elle est devenue parmi les sociétés les plus cotées à l'échelle nationale et internationale et elle est classée 7<sup>ème</sup> mondiale dans l'exportation de l'ammoniac.

ASMIDAL est aussi partenaire dans d'autres sociétés avec 17% de taux de participation à l'institut supérieur de gestion (ISGA), 20% de taux de participation avec la société de gardiennage et de surveillance (SGS) ANNABA.

ASMIDAL est organisée sous la forme de groupes dont le siège social est sis à Annaba. Elle comprend :



- **FERTIAL** : Complexe fabriquant des engrais phosphatés, azotés et de l'ammoniac.
- **ALZOFERT** : Complexe fabricant des engrais azotés et de l'ammoniac.
- **KIMIAL** : Entreprise fabriquant de la tripolyphosphate de sodium.
- **ALCHEMTRAD** : Importation et exportation des produits du groupe ASMIDAL.
- **CAJAS** : Gestion et développement des activités à caractère social.
- **SOMIAS** : Groupe Maintenance industrielle.
- **ASFERTRADE** : Entité autonome de disposition et de commercialisation des engrais.
- **I.S.G.A** : Institut supérieur de gestion d'Annaba.
- **S.G.S** : Social de gardiennage et de surveillance.

### I.2. Présentation de FERTIAL(SPA) :

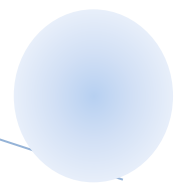
FERTIAL est organisée sous la forme d'une société par action (SPA), 66% revenant au groupe espagnol Vilar mir et 34% à ASMIDAL Algérie qui représente un capital social de 17 697 000 000.00DA. Sa durée de vie est de 99 ans. Elle est inscrite au registre de commerce sous le N° 0363222B01 avec l'identification statistique 0001305053906 dont le siège est situé à la plate-forme ANNABA, route des salines BP3088.

#### I.2.1. Directions des plate-formes :

On distingue deux pôles industriels :

- **Plate-forme ANNABA** : complexe fabriquant des engrais phosphatés, azotés et de l'ammoniac.
- **Plate-forme Arzew (ALZOFERT)** : complexe fabriquant des engrais azotés et de l'ammoniac avec des capacités installées de 2000T/J d'NH<sub>3</sub> et 1500T/J de nitrate d'NH<sub>3</sub>.





### I.2.2. Pr ésentation de la plate-forme ANNABA :

FERTIAL en tant que EPE/SPA, filiale du groupe ASMIDAL, a é é cr é ée le 01/03/2001.

Elle est dirig ée par un pr é sident directeur g é n é ral (PDG), et elle emploie en avril 2015, 804 travailleurs r épartis comme suit (**Tableau I.1**) [3] :

CSP	Cadres gestionnaires	Cadres sup érieur	Cadres	Maitrise	Ex é cution	Total
<b>Effectif Permanent FERTIAL Usine Annaba</b>	38	16	72	276	402	804

**Tableau I.1** : Effectif de FERTIAL (Avril 2015)



Dans ce complexe il y a lieu de distinguer deux zones :

La zone sud qui comprend les anciens ateliers dont le d é marrage remonte à 1972 (engrais phosphat é s) et la zone nord (engrais azot é s) qui comprend les ateliers « dits nouveaux » dont le d é marrage remonte à 1982.

- ZONE SUD (engrais phosphat é s) : elle est compos ée de trois ateliers principaux.
  - Atelier d'engrais : NPK ;
  - Atelier super simple phosphate : SSP ;
  - Atelier UAN : engrais liquide.
- ZONE NORD (engrais azot é s) : Cette zone comprend cinq ensembles.
  - Atelier acide nitrique (NI) ;
  - Atelier nitrate d'ammoniac (NA) ;
  - Atelier d'ammoniac (NH3) ;
  - L'installation de manutention et de stockage ;
  - Centrale utilit é s.


## I.2.3. Principales activités :

FERTIAL d'Annaba a plusieurs activités, nous pouvons citer les activités les plus importantes dans le tableau ci-dessous (**Tableau I.2a et b**) [4] :

Production	Capacité
Ammoniac (NH <sub>3</sub> )	1000 T/Jours
Nitrate d'ammonium	1000(02 lignes de 500T/J chacune)
Acide nitrique	800(02 lignes de 400 T/J chacune)
SSP (super simple phosphate)	1200 T/J
	
Engrais Phosphaté	2000 (02 lignes de 1000 T/J)
<b>NPK15.15.15C.PK04.20.25.</b>	
<b>NPK15.15.15C.</b>	<b>TSP0.46.0.</b>
	

**Tableau I.2a** : Principales activités de l'entreprise FERTIAL

## CHAPITRE UN : PRESENTATION DE FERTIAL

<p>UAN (urée acide nitrique)</p> 	<p>600 T/j</p>
<p>Des engrais azotés</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Nitrique d'ammoniac.</li> <li>➤ UAN 32%.</li> <li>➤ Urée 46% (importée).</li> <li>➤ Sulfate d'ammonium (importée).</li> </ul>	<p>2000 T/j</p>

**Tableau I.2 b** : Principales activités de l'entreprise FERTIAL

Le tableau I.3 [5] reprend la liste des produits fabriqués ou vendus par FERTIAL.

Désignation des produits	Produits fabriqués	Produits vendus
NPK 15.15.15 S (base sulfate).	✓	✓
NPK 15.15.15 C (base chlorure).	✓	✓
NPK 10.10.10 S (base sulfate).	✓	✓
SSP	✓	✓
Nitrate d'ammonium NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub> 33,5%	✓	Autoconsommation +vente
UAN 32%.	✓	✓
Urée 46%.	✓	Autoconsommation +vente
Sulfate d'ammoniac.	✓	✓
Ammoniac	✓	Autoconsommation +vente

**Tableau I.3** : Les produits fabriqués ou vendus par FERTIAL

I.2.4 Organigramme de l'entreprise FERTIAL Spa :

La figure I.1 présente l'organigramme de l'entreprise FERTIAL SPA

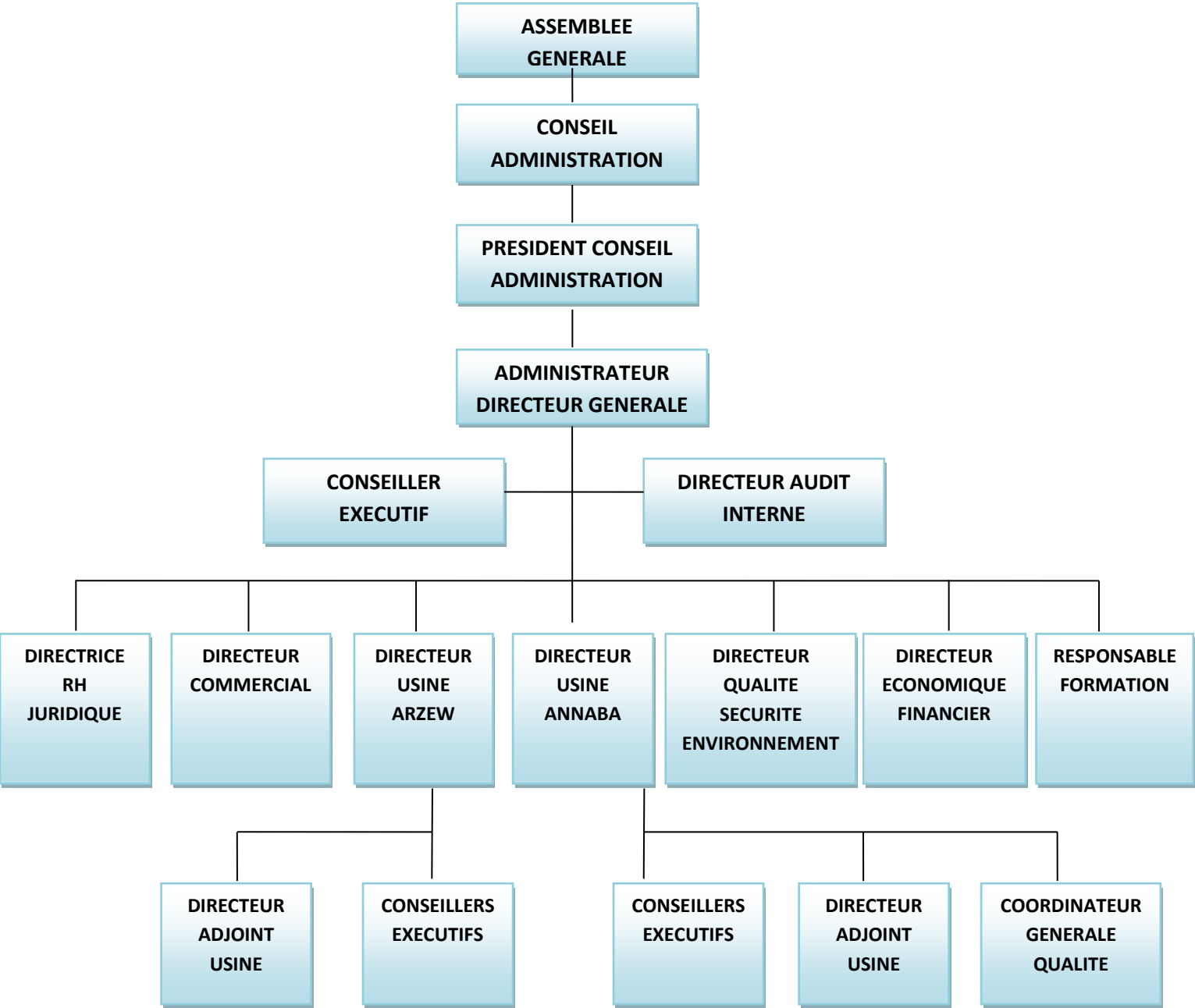
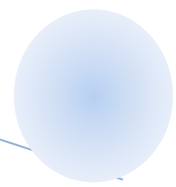


Figure I.1 : Organigramme de l'entreprise FERTIAL Spa



### I.2.5. Les objectifs de l'entreprise :

Dans le développement économique et social national, l'entreprise est chargée de :

- Promouvoir et développer l'industrie des engrais et produits phytosanitaire ;
- Exploiter, gérer et rentabiliser les moyens humains, matériels et financiers dont elle dispose en vue de satisfaire les besoins du marché national et l'exportation ;
- Favoriser l'initiative de concevoir à l'aide de moyens locaux ;
- Développer la coopération dans le cadre de la politique nationale en la matière.

Les produits et pays d'exportation sont :

**NH3** : Espagne, France, Italie, Grèce, Belgique, Cuba, Grande Bretagne, Turquie, Maroc.

**Nitrate** : Tunisie, Maroc.

**UAN** : France, Espagne, USA.

**SSP** : France, Maroc, Grèce, Italie, Brésil.

### I.3 Centrale Utilités (CU II) :

#### I.3.1 Présentation de la centrale :

La centrale 2 est située au sein du complexe, elle dispose de :

- Deux turboalternateurs de 10 et 18 MVA ;
- Deux transformateurs de 25MVA, 63kv raccordés sur le réseau SONALGAZ ainsi qu'un groupe de secours de 750 KVA.

Cette centrale a pour rôle d'alimenter les ateliers de plate-forme en énergie électrique, en vapeur d'eau, en eau dessalée et déminéralisée Elle regroupe :

- 02 chaudières de capacité nominale 70 T/H.
- 02 groupes turboalternateurs de 10 et 18 MVA.
- 01 station de pompage.
- 03 lignes de dessalement d'eau de mer.

## CHAPITRE UN : PRESENTATION DE FERTIAL

La centrale 2 (figure I.2) est une unité matrice et primordiale pour tout le complexe de production. Elle a pour but de satisfaire le besoin du complexe en matière d'utilités telles que : eau ; vapeur ; électricité

Elle est composée des sections suivantes :

- Section de pompage eau de mer.
- Section dessalement eau de mer.
- Section d'éminéralisation.
- Section chaudière.
- Section turboalternateurs :
  - Turbine à contre pression.
  - Turbine à condensateur.
- Section compresseurs d'air.



**Figure I.2** : La centrale 2 (CU II)

### I.3. Présentation des sources d'Énergie :

#### I.3.1. Situation :

Le poste de livraison se trouve en bordure du complexe à proximité de l'intersection des routes nationales vers EL-TAREF et la cité SEYBOUSE.

Cette implantation a été imposée par SONALGAZ afin de pouvoir adjoindre ultérieurement à ce poste deux traverses de transformateur supplémentaires pour l'alimentation d'alternateurs 10MVA.

### I.3.2. Alimentation du poste 63KV:

L'alimentation de ce poste se fait en 63KV prise en coupure sur une des lignes SONALGAZ issue de la centrale thermique d'ANNABA et allant vers le poste d'interconnexions situé à EL-HADJAR.

### I.3.3. Réseau de la CU II :

La distribution de l'énergie électrique vers différentes unités de la partie nord est assurée par deux transformateurs 20-25 KVA.

## I.4 Structures de l'entreprise FERTIAL :

La figure I.3 fait apparaître les différentes divisions de FERTIAL ANNABA

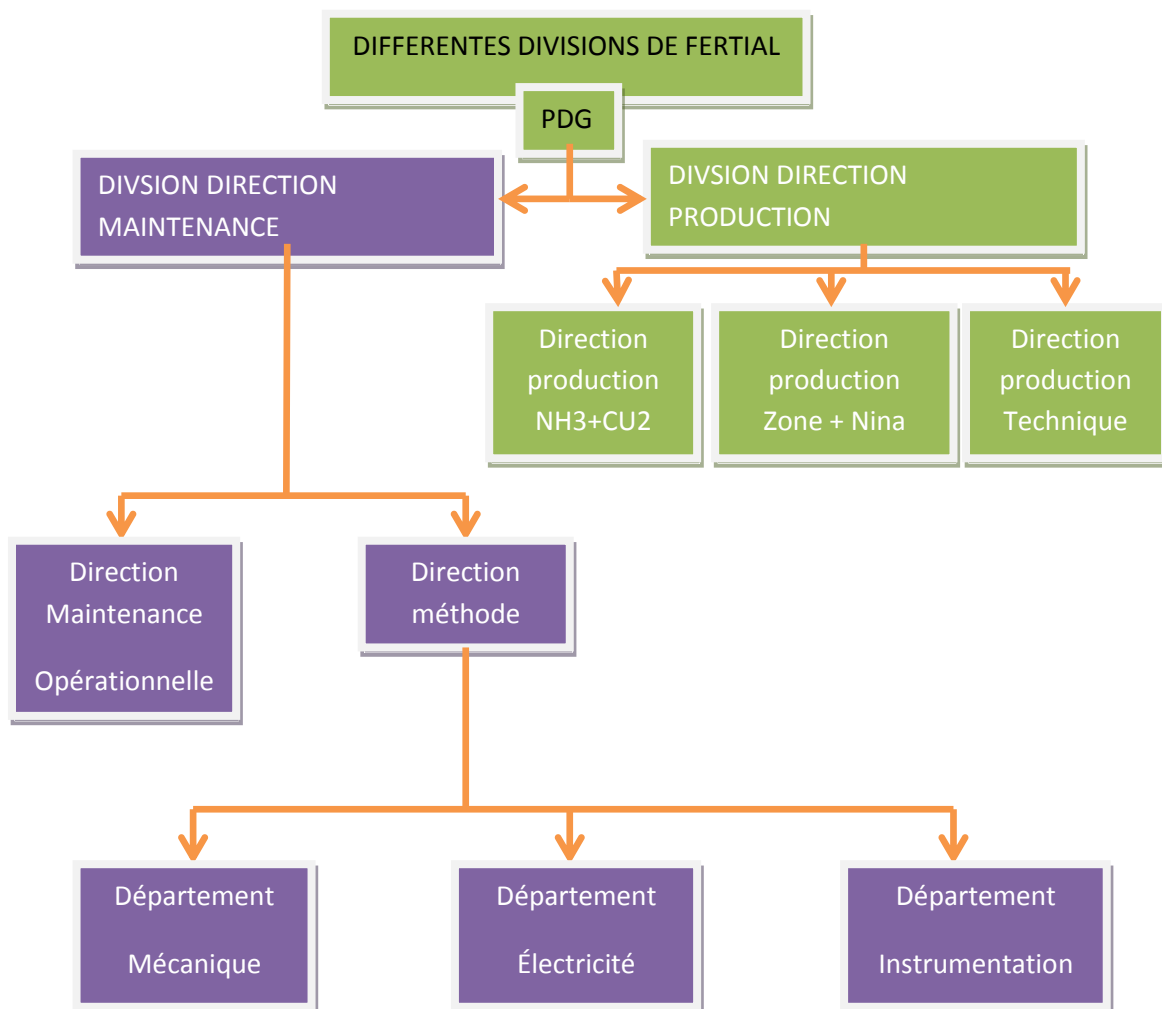


Figure I.3 : Les différentes divisions de FERTIAL Annaba.

### I.5 Lieu de stage :

La figure I.5 représente une vue générale de l'unité d'ammoniac.



Figure I.4 : Vue générale sur l'unité d'ammoniac.

### I.6 Structure de la direction de maintenance :

La figure I.6 montre comment est structurée la division maintenance.

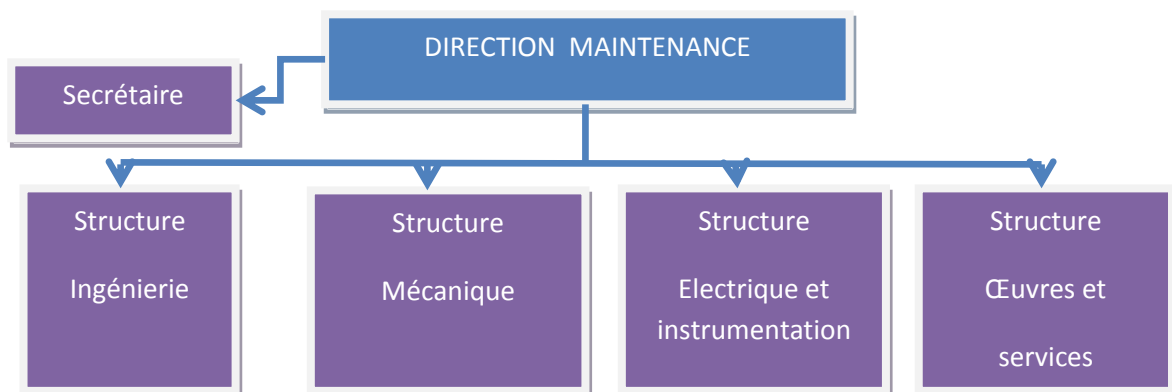
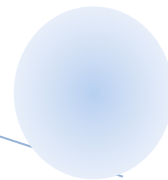


Figure I.5 : Les structures principales dans la division de maintenance.







### II.REVUE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LA CAVITATION

La cavitation a été depuis plusieurs décennies un sujet de préoccupation majeure. Dès 1917, Rayleigh a étudié l'implosion d'une poche vide dans un volume important de liquide.

Depuis, plusieurs études théoriques et expérimentales ont été menées pour prédire et modéliser les écoulements cavitants.

Un modèle de calcul qui prédirait la taille et l'emplacement d'une poche cavitante, est souvent considéré comme l'une des étapes itératives dans la démarche de design des turbomachines. Cependant, les concepteurs de turbomachines s'intéressent de plus en plus à l'analyse de l'écoulement: distribution de la pression, étude des phénomènes instationnaires, etc.

Plusieurs auteurs ont traité de façon globale et généralisée les écoulements cavitants, on citera à titre d'exemple: [Knapp et al. 1970, Acosta 1974, Brennen 1995, Arndt 1981 et Kueny 1993]. Certains se sont intéressés à des aspects particuliers des écoulements cavitants tels que : la formation et la dynamique des bulles, l'érosion, l'acoustique associée au bruit dû à l'implosion et aux collapsés des bulles, la cavitation tournante, la cavitation en vortex de *backflow*...

#### II .1 Etudes expérimentales

On pourra notamment citer [Kubota et al. 1989] qui a étudié les écoulements cavitants autour d'hydrofoils en présence de nuages cavitants par une technique LDV (*Laser Doppler Velocimetry*) et a abouti à la caractérisation d'une région de vorticitée au centre du nuage.

[Stutz et Reboud 1997] ont effectué une étude expérimentale par LDV et technique de sonde à doubles capteurs optiques, afin d'étudier la structure d'un écoulement à deux phases sur une section de type venturi en présence de poches de cavitation continues et attachées (*'Sheet cavitation'*).

Cette étude a mené à une meilleure caractérisation du phénomène de jet-retrant à travers des mesures du débit et des distributions de masse et de quantité de mouvement à l'intérieur même des poches cavitantes. [Callenaere et al. 2001] ont également étudié ce type d'écoulement par mesures LDV et ont aboutit à un résultat important : de forts gradients de pression sont nécessaires pour le développement du jet-retrant.

[Gopalan et Katz 2000] ont étudié expérimentalement par PIV (*Particle Imaging Velocimetry*) et prises de photos, la structure de l'écoulement dans la zone de fermeture d'une poche attachée à une pale de turbine. Ils sont parvenus au fait que l'implosion des poches dans la zone de fermeture résulte en une production de vorticité et que le niveau de turbulence est plus élevé à l'aval de la zone de fermeture.

## Chapitre deux: Revue bibliographique

[Kuhn de Chizelle et al. 1995] se sont intéressés aux corps immergés et en particulier aux écoulements cavitants autour du profil bien connu de 'Schiebe'.

Les travaux expérimentaux de Kuhn de Chizelle et al. ont montré que l'analyse de Rayleigh-Plesset peut être insuffisante pour décrire les mécanismes à petite échelle.

Ils ont également permis l'observation de fusion et d'implosion de bulles. Pour cela, ils ont utilisé des films réalisés à grande vitesse et des électrodes pour capter les signaux sonores.

[Franc et Michel 1985] ont également étudié des écoulements cavitants autour de cylindres circulaires et elliptiques et autour d'un profil NACA, par injection de colorant.

Ils ont montré l'existence d'une forte interaction entre la poche attachée et la couche limite et que la poche se détache derrière la zone de séparation laminaire.

[Franc et Michel 1985] ont également étudié des écoulements cavitants autour de cylindres circulaires et elliptiques et autour d'un profil NACA, par injection de colorant.

Ils ont montré l'existence d'une forte interaction entre la poche attachée et la couche limite et que la poche se détache derrière la zone de séparation laminaire.



### II .2 Modélisation de la cavitation

Parmi les auteurs qui ont incorporé les modèles de cavitation dans des outils de CFD on peut citer pour:

L'analyse 3D des écoulements cavitants: d'une part [Frobenius et al. 2002] avec le code 3D CNS3D qui utilise le modèle développé par [Sauer et Schnerr 2000], et d'autre part [Coutier-Delgosha et al. 2002] qui ont utilisé le code 3D FINE/TURBO™ de NUMECA.

L'analyse Q3D des écoulements dans les pompes: [Medvitz et al. 2002].

Concernant les inducteurs et en raison des challenges physiques et numériques liés à la cavitation, la CFD s'est initialement limitée à la prédiction des écoulements non-cavitants à travers les inducteurs mais elle n'a été impliquée que récemment dans la prédiction des écoulements cavitants dans ces machines.

Mais en dépit de ce progrès, les défis persistent dans l'analyse CFD de ces écoulements spéciaux. A titre d'exemple, les résultats cavitants que nous présentons concernant des pales longues à serrages dévies et qui s'enroulent considérablement en spirale sur de courtes distances axiales.

C'est alors une tâche très difficile que de prévoir de tels écoulements diphasiques complexes avec une bonne précision. Seuls quelques auteurs y sont parvenus pour ce type de machines axiales [Tsujimoto 1997, Horiguchi et al. 2000 (a), Athavale et al. 2002, Bakir et al. 1998 et 2003, Mejri et al. 2003, 2005 (a), 2005 (b), 2005 (c), 2006 (a), 2006 (b)]. A ce jour, on ne dispose presque pas de calculs 3D cavitants et instationnaires dans les inducteurs.

Récemment, des simulations numériques d'écoulement cavitants ont été réalisées sur des turbomachines telles que les pompes, des inducteurs et des turbines hydrauliques [Tsujimoto 2001, Nakai et al. 2003, Horiguchi et al. 2000 (b), Coutier et al. 2003, Braun et al. 2005, Watanabe et al. 1999]. [Nakai et al. 2003] ont étudié les roues à aubes, avec un nombre de pales pair et ont établi que la cavitation alternée, prévue par les calculs, dépend de la géométrie de la roue. [Nohmi et Goto 2003] ont validé un modèle numérique homogène avec de nouvelles mesures expérimentales réalisées dans une pompe centrifuge.

Certains de ces auteurs ont développé des modèles numériques pour prédire la structure de l'écoulement cavitant à travers ces dispositifs [Tsujiimoto 2001, Horiguchi et al. 2000 (b), Watanabe et al. 1999, Coutier et al. 2003].

Ces modèles sont basés sur des analyses de stabilité de l'écoulement global dans un canal inter-aubes en régime cavitant [Tsujiimoto 2001, Horiguchi et al. 2000 (b)], ou dans une grille d'aubes 2D qui mène à négliger la cavitation à la périphérie des inducteurs [Coutier et al. 2003], ou finalement sur une simulation de l'écoulement autour des poches attachées [Watanabe et al. 1999].

Les dernières décennies ont vu le développement et le raffinement de modèles de cavitation pour des profils 2-D isolés en écoulements stationnaires et instationnaires.

La majorité des modèles existants sont donc soit bidimensionnels, soit tridimensionnels stationnaires (ce qui correspond mal au caractère fortement instationnaire des structures cavitantes).

Toutefois, quelques uns de ces modèles ont récemment été introduits dans des codes de calcul basés sur les équations de Navier-Stokes souvent moyennés selon la moyenne de Reynolds.

La plupart des outils de CFD disponibles, ont introduit récemment l'un ou l'autre des modèles de prédiction de cavitation, mais peu d'expériences ont donc été menées à ce jour [Visser 2001]. Seuls quelques auteurs présentent des résultats de calculs 3D cavitants [Medvitz et al. 2002, Kubota et al. 1992, Kunz et al. 2000, Hosanghadi et al. 2001].

On peut répertorier les modèles de cavitation selon l'algorithme numérique adopté. Certains modèles sont basés sur des algorithmes tels que SIMPLE (*'Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations'*), le schéma CICAM (*'Compressing Interface Capturing on Arbitrary Meches'*) ou l'algorithme MAC (*'Marker and Cell'*) consistant à modifier les conditions aux limites pour chaque maille de calcul pour simplifier la résolution numérique.

Ces techniques sont alors appliquées aux équations de Navier-Stokes en 2D (en étant basées ou pas sur la pression) ou en 3D, avec ou sans modèles de turbulence. Divers modèles de turbulence ont été adoptés dans les algorithmes pour calculs cavitants : des modèles à 2 équations, le modèle  $k-\varepsilon$ , le modèle de Spalart-Allmaras, etc.

On peut également avoir recours à des algorithmes modélisant la compressibilité artificielle.

A titre d'exemple, [Kubota et al.1992] ont appliqué l'algorithme MAC aux équations de Navier-Stokes en 3-D, mais sans modèle de turbulence, pour mettre au point un modèle de cavitation basé sur l'équation de Rayleigh-Plesset couplée à l'équation de Poisson. La zone de cavitation est modélisée en tant que fluide compressible avec une densité variable. Ils ont alors appliqué ce modèle au nuage de bulles sur des hydrofoils, et ont abouti à des instabilités numériques pour des rapports de densité élevés.

En 1994, [Chen et Heiser 1994] ont eu recours au même algorithme numérique et sans modèle de turbulence mais en bidimensionnel afin de mettre au point un modèle de cavitation basé sur la recherche de l'interface correspondant à l'isobare  $P=P_V$ ,  $P_V$  étant la pression de vapeur saturante. Puis, en 1996 ils ont écrit un nouveau modèle de cavitation (également basé sur le même algorithme numérique), qui met en œuvre l'équation d'une pseudo densité en fonction du temps et de la pression.

Il faut attendre 1997 pour que le modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  (en plus des équations de Navier-Stokes en 2-D basées sur la pression), soit intégré dans un modèle de cavitation par [Singhal et al. 1997]. Cette équipe de chercheurs a eu recours à une équation de la fraction massique de la vapeur avec un terme source qui dépend de la pression.

Le passage au 3D avec modèle de turbulence s'est alors réalisé en 2000 avec [Kunz et al. 2000], qui ont exploité un algorithme numérique basé sur une compressibilité artificielle avec des équations de Navier-Stokes en 3-D et le modèle de turbulence  $k-\varepsilon$ . Leur modèle de cavitation consiste en une équation de la fraction volumique VOF avec un terme source qui dépend de la pression, une équation de continuité non conservative et une stratégie de pré-conditionnement. Ils ont appliqué ce modèle à la détermination de la distribution de la pression sur des géométries axisymétriques.

Finalement et en 2000, [Sauer et Schnerr 2000] ont utilisé l'algorithme SIMPLE et le schéma CICAM pour mettre au point un modèle de cavitation basé sur une formulation VOF (*Volume Of Fluid*) avec un terme source dans l'équation de transport de la fraction du vide pour modéliser la formation cyclique de nuages cavitants, la formation de jets rentrants et les pics de pression dus à l'implosion des bulles formant le nuage cavitant.

Le phénomène de cavitation dans les turbomachines peut entraîner une baisse de performances ainsi que la génération d'importantes forces instationnaires agissant sur toutes les composantes de ces machines. La compréhension et l'analyse du phénomène de cavitation se sont donc révélées importantes pour bien concevoir ce type de machines. Une telle analyse peut aussi se faire au travers d'un couplage des essais expérimentaux et numériques.



### II.3 Etudes spécifiques aux inducteurs

Concernant les inducteurs, plusieurs méthodes ont été mises au point afin d'améliorer les designs. On pourra citer [Ashihara et Goto 2002] qui se sont intéressés aux travaux de [Acosta 1958, Oshima 1967, Jakobsen 1971 et Brennen 1994].

Ces méthodes sont généralement basées sur des relations empiriques liant les paramètres géométriques aux performances. L'existence de structures cavitantes et de zones de recirculation dans un inducteur (vitesse axiale négative et vitesse tangentielle grande, à la périphérie), peut endommager tout le système mécanique dans lequel il est implanté. Les inducteurs conventionnels sont conçus de manière à satisfaire certaines performances à l'aspiration.

Ils peuvent présenter des problèmes d'instabilité tels que la cavitation tournante ou les zones de recirculation d'entrée.

[Acosta 1958] a rapporté l'existence de structures cavitantes tournantes et oscillantes (à cycle lent), dans les inducteurs hélicoïdes. D'après [Ashihara et Goto 2002], Rosemann a mesuré dès 1965 l'amplitude des efforts liés à la cavitation et exercés sur l'arbre. Il a également évalué la vitesse de rotation de la structure cavitante à 1.1 fois celle de la vitesse de rotation de l'inducteur.

[Kamijo et al. 1977] ont visualisé à l'aide d'une caméra, une cavitation tournante et ont montré que sa vitesse de rotation est supérieure à celle de l'inducteur. Cette cavitation tournante provoque un déséquilibre azimutal des efforts, produisant des vibrations asymétriques des rotors de l'inducteur et de la pompe placée à son aval.

La cavitation oscillante, à cycle lent, est une instabilité à laquelle toutes les composantes du système dynamique (auquel appartient l'inducteur) contribuent. Ces oscillations sont observées pour la cavitation due aux courants de recirculation à l'entrée des inducteurs.

Les zones de recirculation se développent à proximité du bord d'attaque (essentiellement côté ceinture) et du bord de fuite (essentiellement côté plafond) [Bhattacharyya et al. 1997]. Dans la plupart des cas, l'étendue de ces zones diminue avec l'augmentation du débit [Bhattacharyya et al. 1997, Combes et al. 2001].

L'existence de ces recirculations, engendre la création de forces fluctuantes dans l'écoulement.

Ce champ fluctuant déstabilise l'inducteur dans sa rotation, en lui attribuant des mouvements oscillatoires. L'amplitude de ces forces dépend du coefficient de débit et du nombre de cavitation [Bhattacharyya et al. 1997].

## Chapitre deux: Revue bibliographique

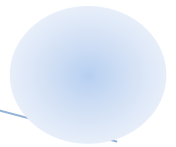
Par ailleurs, [Combes et al. 2001] ont montré que l'érosion des aubes d'une pompe provoquée par une cavitation liée au phénomène de recirculation est d'intensité comparable à celle engendrée par une cavitation de poche attachée. Selon ces essais, menés à NPSH constant, le degré d'érosion est maximal pour des débits de l'ordre de  $0.8 \times Q_N$  à  $0.9 \times Q_N$ , diminue au voisinage du débit de re-circulation ( $0.65 \times Q_N$ ) et augmente vers  $0.5 \times Q_N$  pour diminuer ensuite.

Plusieurs études ont été menées afin d'analyser le phénomène de cavitation oscillante : [Ghahremani 1970] a analysé des résultats d'observations de cavitation à l'entrée d'inducteurs hélicoïdes, [Watanabe et Kawata 1978] ont modélisé les oscillations à cycle lent à l'entrée d'inducteurs hélicoïdes, [Japikse et al. 1997] ont étudié la cavitation dans les turbopompes à hydrogène liquide, etc.

Récemment, les codes de CFD ainsi que les méthodes inverses 3D ont fortement aidé à développer les techniques de design et d'analyse des performances des turbomachines. Les méthodes inverses traitant également la cavitation, ont été développées par des auteurs tels que [Zangeneh et al. 1996, Watanabe et Harada 1999].



## *Chapitre deux: Revue bibliographique*



### III. Généralités sur les pompes

#### Introduction :

Les pompes sont des machines réceptrices, qui transforment l'énergie mécanique fournie par un dispositif d'entraînement (moteur-turbine) en énergie de pression. Elles sont considérées les plus répandues dans l'industrie pétrolière et pétrochimique. Elles sont largement utilisées dans les systèmes automatiques, hydrauliques, pneumatiques et surtout dans les stations de pompage (expédition et injection des produits pétroliers), etc...

Le rôle des pompes est primordial dans le domaine d'activité industrielle, elles accélèrent les cycles de production.

Dans toutes les branches de l'industrie chimique, on utilise les pompes grâce à la simplicité de leur construction et à la facilité de leur exploitation.

#### III.1 Types de pompes :

Il existe un très grand nombre de types de pompe qui se divisent en deux grandes catégories : pompes centrifuges et pompes volumétriques.

#### III.2 Les pompes volumétriques :

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Leur fonctionnement repose sur le principe suivant:

- exécution d'un mouvement cyclique.
- pendant un cycle, un volume déterminé de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé à la fin.

Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement.

#### III.3. Pompe centrifuge :

La pompe centrifuge est une machine tournante qui grâce à un rotor à aubes convenablement orientées augmente l'énergie cinétique et projette à l'aide de la force centrifuge le liquide à la périphérie sur la volute.

A la sortie et à l'aide d'un divergent, une grande partie de l'énergie cinétique se transforme en pression motrice [6].

### III.3.1 Description :

Les pompes centrifuges sont destinées à véhiculer les liquides à un débit de refoulement important avec une faible pression comparativement aux pompes volumétriques.

Les principales composantes des pompes centrifuges sont les suivantes :

- **Distributeur** : c'est un organe fixe ayant pour rôle la conduite du liquide depuis la section d'entrée de la pompe jusqu'à l'entrée de l'impulseur, il se réduit à une simple tuyauterie pour les pompes monocellulaires.
- **L'impulseur (la roue)** : c'est l'âme de la pompe centrifuge, il comporte des aubes ou ailettes, qui grâce à leur interaction avec le liquide véhiculé transforme l'énergie mécanique en énergie de pression dans le récupérateur. L'impulseur se compose de la moyeu, bagues d'étanchéité (d'usure), et les flasques.
- **Le récupérateur (l'enveloppe)** : c'est un organe fixe qui collecte le liquide à la sortie de la roue et le canalise vers la section de sortie de la pompe avec la vitesse désirée.

Le récupérateur se compose en générale de deux parties:

- **Le diffuseur** : a pour rôle de transformer l'énergie cinétique en énergie de pression, et ainsi limiter la vitesse du liquide pour éviter les pertes de charges exagérées.
- **La volute** : c'est le collecteur du liquide venant du diffuseur, elle assure la transformation d'énergie cinétique en pression et canalise le liquide vers la section de sortie de la pompe [7].

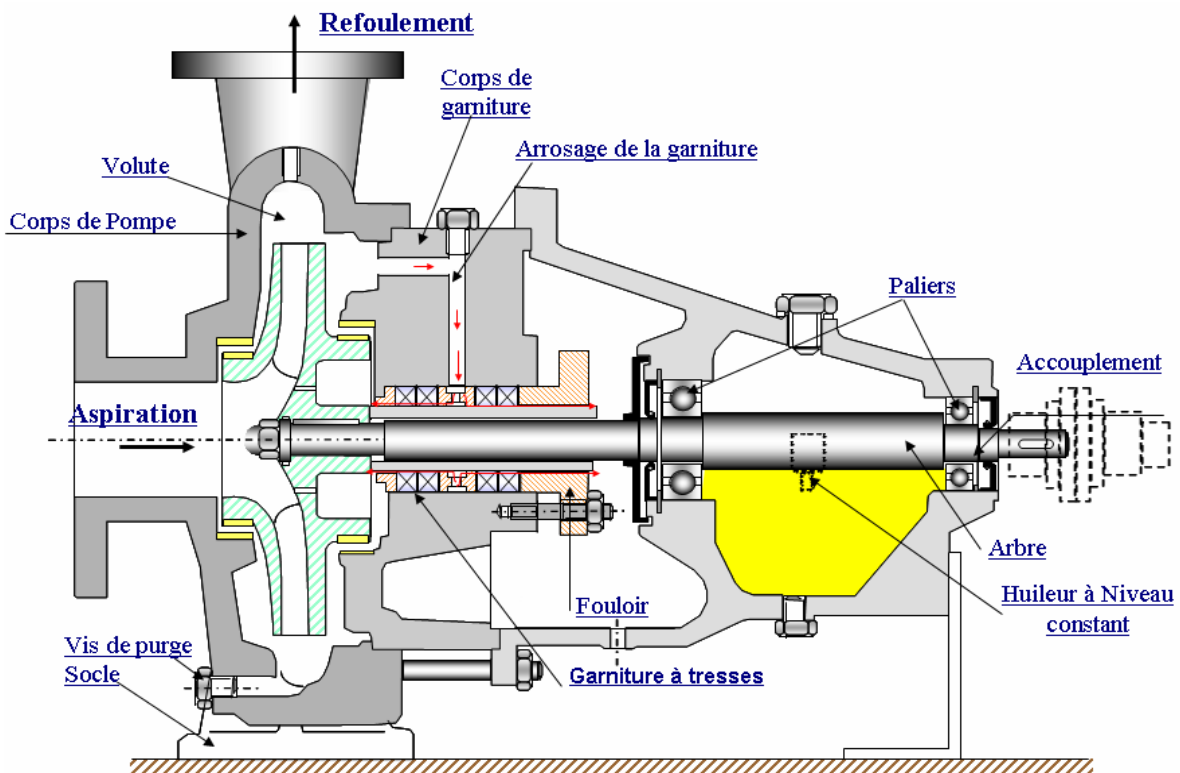
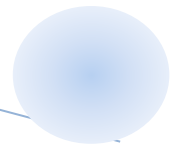


Figure III.1 : Pompe centrifuge monocellulaire



### III.3.2 Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge

On peut décomposer le fonctionnement en deux étapes :

#### III.3.2.1. L'aspiration :

Le liquide est aspiré au centre de la roue par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée de la roue.

La pompe étant amorcée, c'est à dire pleine de liquide, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration et maintient l'amorçage.

#### III.3.2.2. Le refoulement:

La roue transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique.

A la sortie de la roue, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie.

La section offerte au liquide étant de plus en plus grande, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression [6].

La figure III.2 montre l'évolution de la vitesse et de la pression dans la pompe.

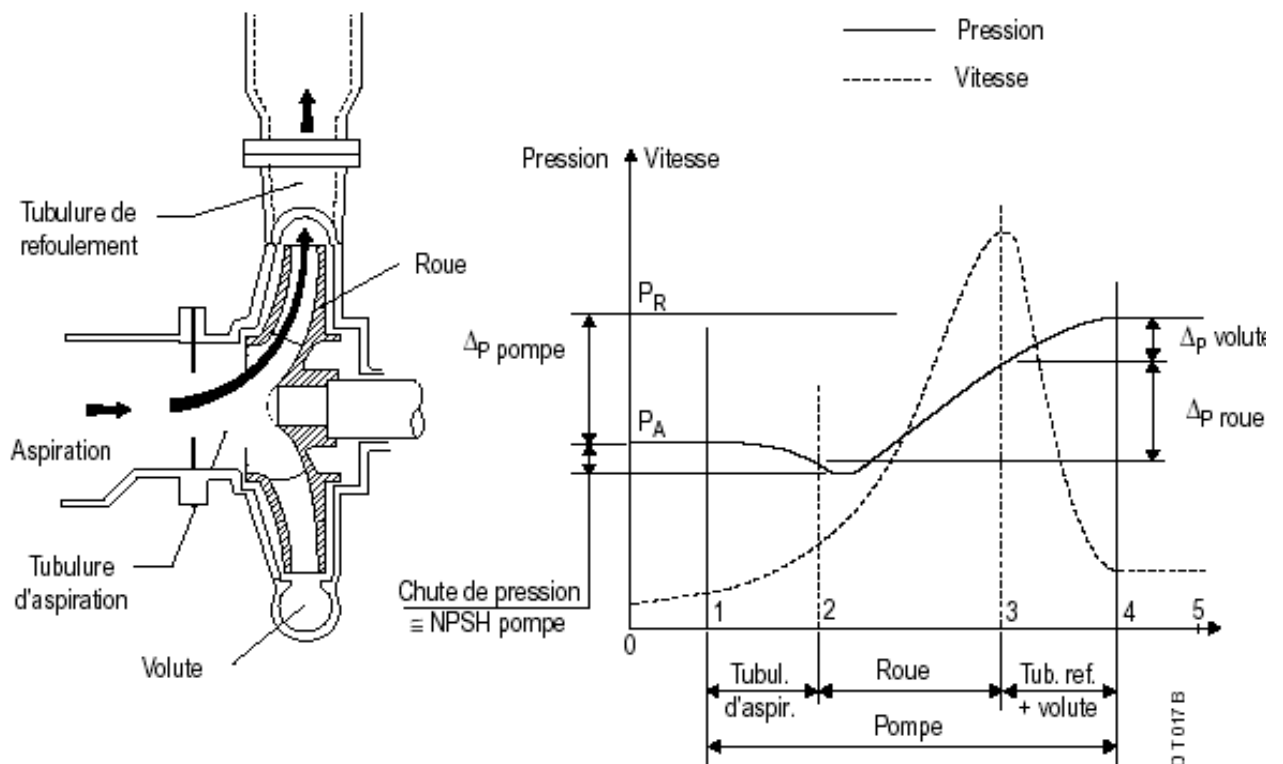
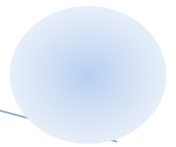


Figure III.2 : Evolution de la vitesse et de la pression dans la pompe.



### III.3.3 Caractéristiques générales des pompes centrifuges :

Une pompe centrifuge est principalement représentée par trois caractéristiques :

- ✓ Hauteur manométrique en fonction du débit :  $H(Q)$
- ✓ Le débit volumique [ $m^3 / s$ ].
- ✓ Rendement en fonction du débit :  $\eta(Q)$ .

#### a) Le débit :

Le débit  $Q$  fourni par une pompe centrifuge est le **volume** refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde ( $m^3 / s$ ) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure ( $m^3/h$ ).

#### b) Hauteur manométrique :

Pour véhiculer un liquide d'un endroit à un autre, la pompe doit fournir une certaine pression appelée hauteur manométrique totale, cela dépend des conditions d'aspiration et de refoulement (augmentation de pression que la pompe peut communiquer au fluide).

La grandeur HMT représente la hauteur de liquide qui pourra être obtenue dans la tuyauterie de refoulement par rapport au niveau du liquide à l'aspiration.

$$HMT = (p_r - p_a) / \rho \cdot g \text{ [m]}$$

Avec :  $p_a$  : pression d'aspiration

$p_r$  : pression de refoulement

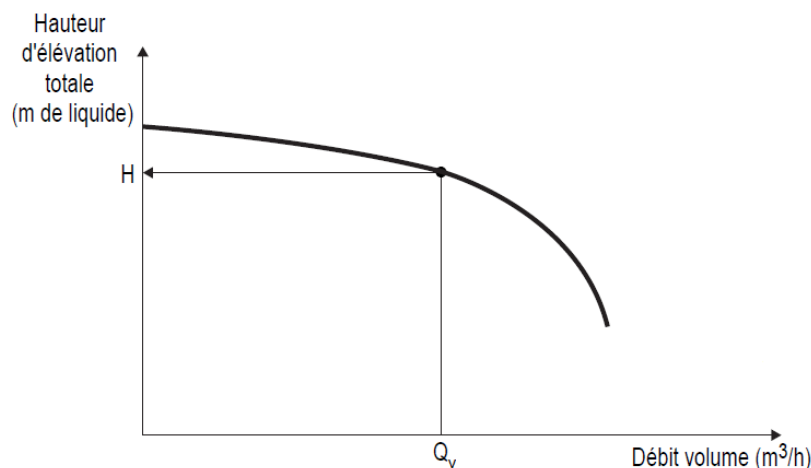


Figure III.3 : Courbe caractéristique hauteur d'élevation fonction du débit volume

#### c) Rendement :

Le **rendement**  $\eta$  d'une pompe est le rapport de la puissance utile  $P_u$  (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée  $P_a$  par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur).

La puissance  $P$  et le rendement  $\eta$  sont donnés par :

$$P_u = Q\rho gH$$
$$\eta = \frac{P_u}{P_a}$$

Avec :

- $Q$  est le débit volume du fluide.
- $\rho$  sa masse volumique.
- $H$  la hauteur manométrique de la pompe.
- $g$  l'accélération de pesanteur.

Le rendement de la pompe varie avec le débit et passe par un maximum pour le débit nominal autour duquel la pompe doit être utilisée (figure II.8).

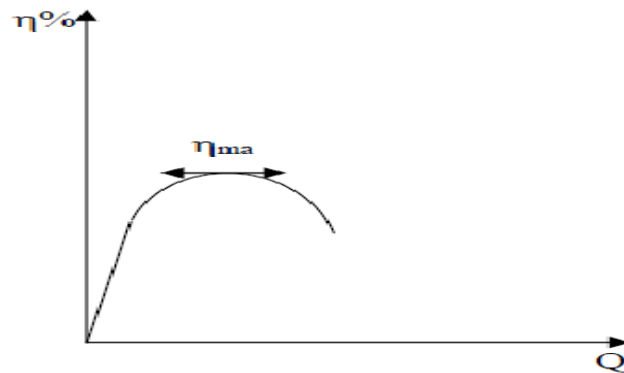


Figure III.4 : Courbe de rendement de la pompe

La courbe  $\eta(Q)$  du rendement est toujours montante depuis la valeur  $\eta = 0$ , puis descendante en passant par une valeur  $\eta_{\max}$ . Quel que soit le type de pompe utilisé [7].

### III.3.4 NPSH d'une pompe centrifuge

#### III.3.4.1 Définition :

NPSH est l'abréviation de Net Positive Section Head (Hauteur Nette Positive d'Aspiration), d'une manière plus concrète, cela représente la pression qui existera à l'aspiration de la pompe, uniquement du fait du réseau et du liquide pompé (quel que soit la pompe utilisée).

NPSH : C'est la pression totale en Mètre de Colonne Liquide (MCL) pompée déterminée à la bride d'aspiration de la pompe, moins la  $P_v$  du liquide à la température de fonctionnement.

$$H_a - \frac{P_v}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} + Z_a - \frac{P_v}{\rho g}$$

Avec :

- $p_v$  : pression de vapeur du liquide.
- $P_a$  : pression d'aspiration de la pompe.
- $P_a$  : pression d'aspiration de la pompe.

## Chapitre trois: Généralités sur les pompes

- ✓ H : hauteur
- ✓ V : vitesse
- ✓ Z : altitude

- g : accélération due à la pesanteur.
- ρ : masse volumique.

Dans l'étude des systèmes avec pompe, on définit deux types de NPSH. Le NPSHd (disponible) Le NPSHr (requis) [8].

### III.3.4.2 NPSH disponible (NPSHd) :

Suivant la configuration de montage et du produit véhiculé il y a une pression  $P_a$  à l'aspiration de la pompe. En conséquence seule la quantité de pression supérieure à  $P_v$  sera utile (si cette pression arrive à la  $P_v$  on aura du gaz à l'entrée de la pompe).

NPSH disponible ou d'installation Il s'agit de la pression à l'aspiration résultant effectivement à l'entrée d'une pompe, Et que l'utilisateur doit définir pour choisir correctement sa pompe. Il est donc toujours défini :

$$NPSH_d = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g}$$

( $Z_a = 0$  cote aspiration)

En pratique, pour qu'une pompe puisse fonctionner normalement (sans CAVITATION), il faut calculer le NPSH disponible et vérifier qu'il est bien supérieur au NPSH requis (qu'on aura déterminé à l'aide de la courbe fournie par le constructeur). On a donc [8]:

- ✓ NPSH disponible > NPSH requis → sans cavitation.
- ✓ NPSH disponible ≤ NPSH requis → avec cavitation

### III.3.4.3 Le NPSH requis (NPSHr) :

NPSHr requis, C'est la valeur minimale de NPSH à partir de laquelle la pompe fonctionne sans cavitation, cette valeur sera donnée par le constructeur. Expérimentalement, comme le montre la Figure (III.5): le NPSH requis augmente avec le débit QV.

Le constructeur des pompes donnent la courbe caractéristique du NPSHr [ $NPSH_r = f(Q)$ ] correspondant au diamètre nominal de la roue. Si la roue est rognée le NPSHr est modifié Sa nouvelle valeur peut être approchée graphiquement, comme l'indique la figure suivante [8] :

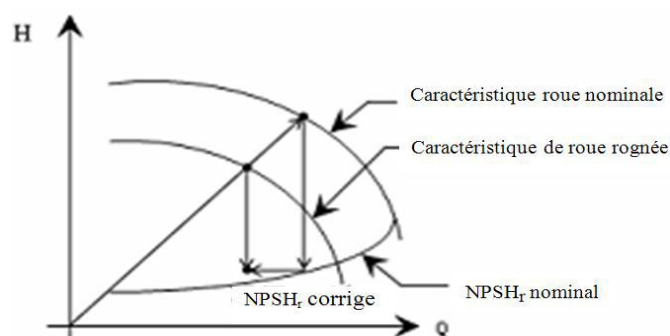
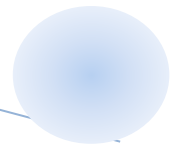


Figure III.5: Influence du diamètre de la roue sur



### III.3.5 Domaines d'utilisations :

Les grands domaines d'utilisation peuvent être cités comme suit :

- ✓ Hydro-électricité (barrage).
- ✓ Agriculture (irrigation des surfaces cultivées).
- ✓ Alimentation urbaine (réseau d'alimentation d'eau urbaine).
- ✓ Château d'eau.
- ✓ Industrie hydrocarbure (production du pétrole).
- ✓ Transport des hydrocarbures liquides.
- ✓ Industrie de traitement des hydrocarbures.

### III.3.6 Critères de choix d'une pompe centrifuge :

Une pompe centrifuge doit être choisie selon les caractéristiques réelles de l'installation.

Les données nécessaires pour un dimensionnement correctes sont:

- ✓ Le débit désiré
- ✓ La hauteur géométrique à l'aspiration
- ✓ La hauteur géométrique au refoulement
- ✓ Le diamètre de la conduite [7].

### III.3.7 Les défaillances des pompes centrifuges :

La plupart des entreprises négligent leurs pompes et lorsqu'une panne se produit, leur principal souci est de trouver la solution la plus rapide pour les remettre en état de marche.

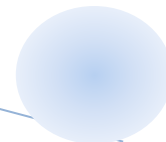
Les pompes sont des composants essentiels pour les machines et les processus de l'industrie. Doivent-elles fonctionner de manière fiable et efficace. Seules des interventions de maintenance et de lubrification adaptées leur permettent de durer plus longtemps.

Les défaillances les plus courantes survenant sur les pompes centrifuges (les pompes industrielles les plus utilisées au monde) concernent les joints, le lubrifiant et les roulements. Ces trois points sont liés, car un joint défaillant peut entraîner à son tour la défaillance du roulement. De même le manque de lubrifiant peut rapidement provoquer la défaillance du roulement.

La défaillance des pompes peut avoir un impact important sur l'environnement et sur la sécurité de l'homme. Elles véhiculent, en effet, sous une forme très condensée des produits corrosifs, inflammables, chimiquement dangereux pour le monde animal ou végétal ou tout simplement des fluides sous très forte pression et à température élevée.

Elles doivent donc constituer des dispositifs de sûreté où leur fiabilité est essentielle.



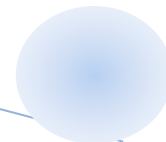


### III.3.7.1 Les défauts des pompes centrifuges :

Les défauts, leurs causes et remèdes possibles sont énumérés dans les tableaux III.1a et b

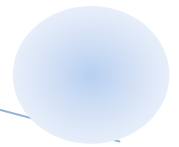
Défaut	CAUSES	Remèdes
Surchauffe et grippage de la pompe.	Pompe non amorcée.	Vérifier le remplissage. Aérer et/ou amorcer.
Faible durée de vie des Roulements	Fonctionnement à débit Elevé  Désalignement dû aux contraintes des tuyauteries.  Arbre courbé	Mesurer la valeur et vérifier le maximum autorisé  Vérifier les connexions de bride et supprimer les Contraintes.  Vérifier que les faux-ronds d'arbre sont dans les limites acceptables.
La pompe vibre ou est bruyante	La pompe ou la tuyauterie d'aspiration n'est pas remplie complètement de liquide.  Hauteur d'aspiration trop importante ou niveau trop bas.  Marge insuffisante entre la pression d'aspiration et la pression de vapeur du liquide.	Vérifier le remplissage. Aérer et/ou amorcer.  Vérifier $NPSH_d > NPSH_r$ , submersion correcte, perte au niveau des filtres/raccords.  Vérifier et purger les tuyauteries et le circuit.
Faible durée de vie de la garniture mécanique	Roulements usés.  Manchon d'arbre usé ou rayé ou axe excentré  Garniture mécanique mal installée.	Remplacer les roulements.  Vérifier et remplacer les pièces défectueuses. Vérifier l'alignement des faces ou des pièces endommagées ainsi que la méthode de démontage

**Tableau III.1a** : Défauts, causes et remèdes possibles des pompes centrifuges



Défaut	CAUSES	Remèdes
Fuite excessive de la garniture mécanique.	Fuite sous le manchon à cause d'une rupture de joint. L'arbre tourne en étant excentré à cause de l'usure des roulements ou du désalignement.	Remplacer le joint et vérifier l'endommagement. Vérifier le désalignement et corriger si nécessaire. Si l'alignement est correct, vérifier que les roulements ne sont pas trop usés.
Puissance absorbée par la pompe excessive.	Garniture mécanique mal installée.	Vérifier l'alignement des faces ou des pièces endommagées ainsi que la méthode de montage utilisée.
Désamorçage de la pompe après démarrage.	Quantité excessive d'air ou de gaz dans le liquide. Fuite d'air dans la ligne d'aspiration.	Vérifier et purger les tuyauteries et le circuit. Vérifier que la tuyauterie d'aspiration est étanche à l'air.
Pression de refoulement insuffisante.	Hauteur totale du système supérieure à la hauteur différentielle générée par la pompe. Quantité excessive d'air ou de gaz dans le liquide.	Vérifier les pertes du système. Vérifier et purger les tuyauteries et le circuit.
Débit insuffisant.	Poche d'air ou de vapeur dans la ligne d'aspiration. Fuite d'air dans la ligne d'aspiration.	Vérifier la conception de la ligne d'aspiration pour les poches de vapeur. Vérifier que la tuyauterie d'aspiration est étanche à l'air.
Débit nul.	Entrée de la tuyauterie d'aspiration insuffisamment submergée. La pompe ou la tuyauterie d'aspiration n'est pas remplie complètement de liquide.	Vérifier la conception du circuit. Vérifier le remplissage. Aérer et/ou amorcer.

**Tableau III.1 b :** Défauts, causes et remèdes possibles des pompes centrifuges



Dans la réalité de 90 à 95 % des défaillances subies par ces équipements peuvent être attribuées à une ou à plusieurs de ces causes.

### III.3.7.2 Anomalies système :

#### ➤ **Aération :**

La présence de bulles d'air dans un fluide hydraulique s'appelle aération :

- Elle donne au fluide hydraulique une apparence laiteuse.
- Elle entraîne un fonctionnement bruyant de la pompe et un fonctionnement saccadé des composants hydrauliques à cause de la compressibilité de l'air.

L'aération d'un fluide hydraulique est généralement due à l'état défectueux d'un joint d'étanchéité au niveau de l'arbre ou du carter de la pompe.

#### ➤ **Contamination :**

Tout corps étranger se trouvant dans un fluide hydraulique est défini comme étant de la contamination et a un effet important sur les performances des pompes.

Les contaminants peuvent être de nature liquide, solide, gazeuse.

La plupart des contaminants ont un effet abrasif sur les pièces mobiles internes des pompes, ce qui occasionne une usure prématurée de ces pièces.

#### ➤ **Surpression :**

L'utilisation des pompes centrifuges dans des conditions de pression dépassant celles prescrites par le fabricant entraîne :

Des forces extrêmes sur les pièces mobiles internes de ces équipements.

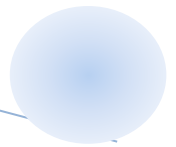
Ces forces peuvent ainsi entraîner des défaillances prématurées des pompes centrifuges.

#### ➤ **Température excessive :**

Une température de fonctionnement supérieure à celle prescrite par le fabricant affecte la viscosité du fluide hydraulique.

L'aération, la cavitation, la contamination et la surpression sont tous des facteurs qui contribuent à une augmentation de température.

Une température excessive accélère l'oxydation de l'huile hydraulique, ce qui affecte la viscosité de cette dernière.



### ➤ Viscosité inadéquates :

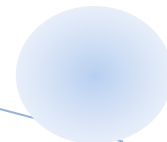
La viscosité d'un fluide est définie comme étant la résistance de ce fluide à l'écoulement. Plus la viscosité d'un fluide est élevée, plus ce dernier s'écoule lentement. Par exemple, de l'huile hydraulique a une viscosité plus élevée que l'eau. L'utilisation d'un fluide ayant une viscosité supérieure à celle recommandée par le fabricant peut entraîner la cavitation d'une pompe hydraulique.

Une viscosité trop élevée peut survenir dans des conditions d'utilisation à basse température puisque la viscosité d'un fluide augmente avec la diminution de la température. L'utilisation d'un fluide ayant une viscosité inférieure à celle prescrite par le fabricant peut entraîner :

- ✓ des fuites internes ou externes.
- ✓ une augmentation de l'usure des pièces mobiles internes.
- ✓ une augmentation de la température de fonctionnement.

### ➤ Cavitation :

On appelle cavitation le phénomène d'apparition, dans un liquide, de poches remplies de vapeur et de gaz provoqué par l'abaissement de la pression.





### IV. Cavitation au niveau des pompes centrifuges

La cavitation reste, aujourd'hui encore, un sujet de préoccupation majeure pour qui s'intéresse aux pompes rotodynamiques, qu'il soit utilisateur, installateur ou bien entendu constructeur. L'évolution rapide de l'industrie des pompes, les récents progrès réalisés dans l'étude et la compréhension des nombreux mécanismes qui régissent le phénomène de cavitation, rendent nécessaire la mise à jour des connaissances sur le sujet. Cet article a pour but de fournir au lecteur des explications et des éléments directement exploitables sur le plan pratique, tout en essayant de mettre en évidence la multiplicité et la complexité des nombreux éléments à prendre en compte [2].

#### IV.1 Définition de la cavitation :

La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur ( $p_v$ ).

Ce phénomène se manifeste par la formation, au sein de l'écoulement, de bulles, poches, tourbillons ou torches de vapeur.

Dans les pompes, ces structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression à l'entrée des aubes de la roue et sont transportées dans les zones à plus haute pression. Elles implosent dès que la pression locale dans l'écoulement redevient supérieure à sa pression de vapeur saturante.

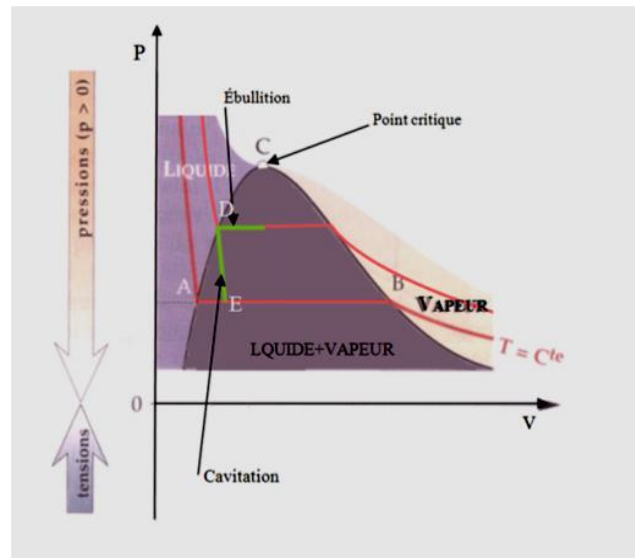
#### IV.2 Conditions qui favorisent l'apparition de la cavitation

##### IV.2.1. Pression de vapeur saturante :

###### IV.2.1.1 Phénomène physique :

La vaporisation d'un liquide est le changement de phase qui le transforme en vapeur. Cette transformation est le plus souvent produite par apport de chaleur, Comme dans les générateurs de vapeur des centrales thermiques ou ordinairement dans une casserole. Elle peut également être provoquée par une mise en dépression, Cas par exemple des évaporateurs des usines de dessalement. Dans certains cas, La vaporisation résulte d'une combinaison de ces deux effets, apport de chaleur et mise en dépression.

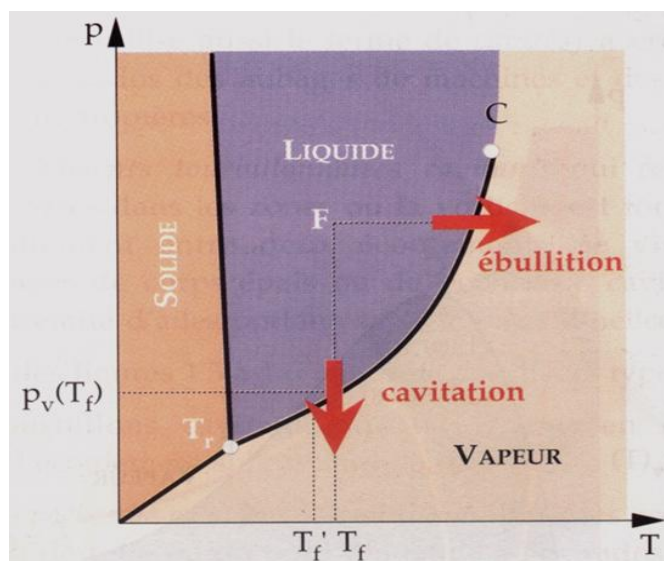
Ces deux types de vaporisation sont illustrés dans un diagramme thermodynamique (P, V) donnant la pression en fonction du volume spécifique, la transformation AB est une vaporisation à pression constante résultant d'un apport de chaleur extérieur Q. (D, E) est une vaporisation résultant d'une mise en dépression de chaleur pour vaincre la chaleur latente de changement de phase.



**Figure IV.1a :** Modes de vaporisation dans liquide

Dans le second cas (D, E), la transformation peut être globalement adiabatique, sans apport de chaleur extérieur. Il est alors nécessaire, pour produire la vapeur, de refroidir le liquide environnant la cavité de vapeur, ce qui se traduit schématiquement sur la figure (IV.1b) par le fait que l'on change d'isotherme en passant de D et E.

La pression sous laquelle se produit la vaporisation dépend directement de la température. On donne sur la figure suivante, l'évolution de la tension de vapeur en fonction de la température [9].



**Figure IV.1b :** Évolution de l'état d'un corps en fonction de la température et de la pression.



### IV.2.1.2 Calcul de la pression de vapeur saturante :

Le calcul approximatif de la pression de vapeur saturante peut se faire à l'aide d'une formule issue de l'équation de Clapeyron, en prenant comme hypothèses -entre autres- que la vapeur se comporte comme un gaz parfait et que l'enthalpie de vaporisation ne varie pas avec la température dans la plage considérée.

$$\ln \frac{P_{sat}}{P_0} = \frac{M \cdot L_v}{R} \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right)$$

Avec :

- **T<sub>0</sub>** : température d'ébullition de la substance à une pression P<sub>0</sub> donnée, en K
- **P<sub>sat</sub>** : pression de vapeur saturante, dans la même unité que P<sub>0</sub>
- **M** : masse molaire de la substance, en kg/mol
- **L<sub>v</sub>** : chaleur latente de vaporisation de la substance, en J/kg
- **R** : constante des gaz parfaits, égale à 8,31447 J/K/mol
- **T** : température de la vapeur.

### IV.2.2. NPSH :

Le coût d'une station de pompage est directement fonction de deux paramètres qui sont la vitesse de rotation des groupes de pompage retenus et le niveau du radier de la station eu égard au niveau minimal du fluide à pomper à l'aspiration. Ces deux paramètres font référence à la hauteur de charge nette à l'aspiration universellement dénommée Net Positive Suction Head ou NPSH : (voir chapitre III.)

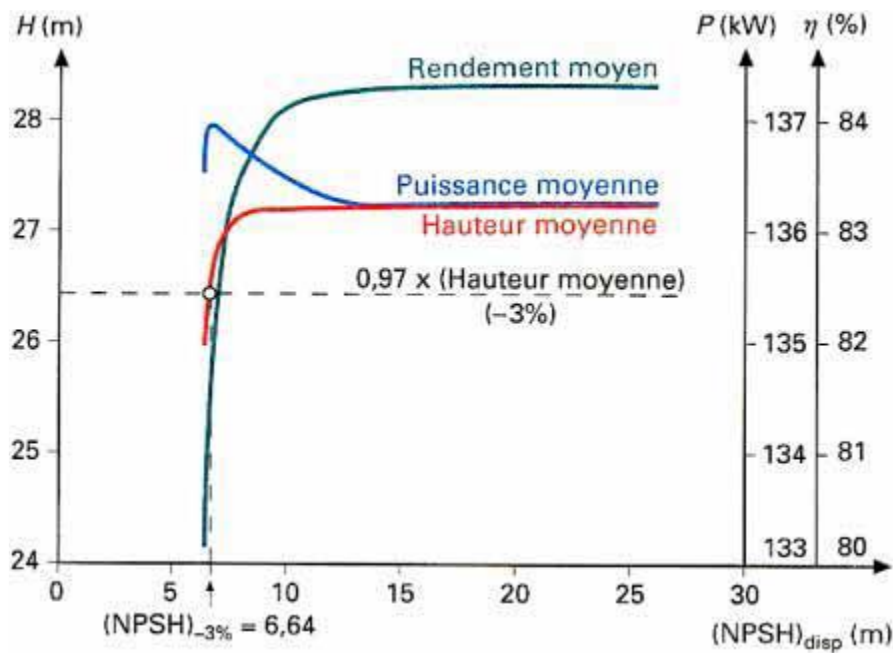
La différence entre (NPSH) req de la pompe et (NPSH) disp lié à l'installation constitue la marge de sécurité qui assure à l'utilisateur un fonctionnement satisfaisant vis-à-vis de la cavitation. C'est dans cette valeur que réside une part importante du coût de la station de pompage.





## IV.3 Principaux états de cavitation :

Lors du mode opératoire décrit précédemment, avec une pompe modèle réduit bien instrumentée et dotée à l'aspiration de hublots de visualisation en plexiglas éclairés en lumière stroboscopée à la fréquence de rotation de la pompe, si l'on observe le comportement de la cavitation sur les aubes de roue lorsque le NPSH décroît à débit et vitesse de rotation maintenus constants, on peut définir les différents stades suivants dans l'évolution de la cavitation correspondant aux NPSH définis ci-après [10].



**Figure IV.2 :** Détermination du  $(NPSH)_{req}$  d'une pompe hélicocentrifuge, à  $N = 1480$  tr/min en eau froide et au débit moyen  $q_V = 429,8$  L/s (doc. GEC-Alsthom Bergeron)

### ➤ $NPSH_F$ :

Valeur du NPSH correspondant à l'apparition des premières figures de cavitation de dimensions significatives (volumes occupés par les cavités de vapeur dans les zones en dépression à l'entrée des aubes de la roue).

Au voisinage du débit d'adaptation  $q_V$  de l'oeillard (entrée) de la pompe, l'arête d'entrée des aubes des roues centrifuges est souvent le siège de cavitation attachée en forme de lame (figure 9a). Une définition du  $NPSH_F$  correspond à une lame, visible à l'œil nu, avec une longueur développée dans le sens de l'écoulement de l'ordre du millimètre. Cette cavitation est jugée non dangereuse industriellement et ne présente pas de risque d'érosion par cavitation.

### ➤ $NPSH_B$ :

Valeur du NPSH correspondant à un niveau de Bruit caractéristique défini à l'avance. Par exemple, un accroissement conventionnel du niveau mesuré hors cavitation, dans diverses bandes de fréquence du spectre du signal de bruit.

## Chapitre quatre: Cavitation dans les pompes centrifuges



➤  **$NPSH_F$**  :

Valeur du NPSH correspondant à une figure de cavitation devenue instable et susceptible d'entraîner des risques d'érosion du fait des lâchers de cavités de vapeur dans l'écoulement. Ce risque dépend en outre des conditions locales de pression et de vitesse, liés au débit de la pompe et à sa vitesse de rotation, ainsi que de la nature du matériau et du liquide (figure 9b).

➤  **$NPSH_E$**  :

Valeur du NPSH correspondant à un début de risque d'Érosion (**figure 9c**). Cette valeur est généralement inférieure au  $NPSH_F$ . Cependant, dans le cas de pompes très poussées, avec des grandes vitesses relatives d'écoulement, cette valeur  $NPSH_E$  peut être comprise entre  $NPSH_F$  et  $NPSH_B$ .

➤  **$NPSH_V$** :

Valeur du NPSH correspondant à un niveau significatif des Vibrations ou des fluctuations de pression. Comme pour le  $NPSH_B$ , cette valeur peut être caractérisée par un accroissement conventionnel du niveau au-dessus des valeurs mesurées hors cavitation.

➤  **$NPSH_D$** :

Valeur du NPSH correspondant au Début d'affectation de la hauteur totale d'élévation. Cette valeur, largement utilisée dans la pratique, correspond à des figures de cavitation déjà développées. Pour un fonctionnement inférieur au débit de calcul de l'entrée de la roue (souvent appelé oeillard), la partie visible de la face de l'aube est recouverte d'une poche de cavitation qui s'étend depuis l'arête d'entrée jusqu'à l'entrée du canal proprement dit.

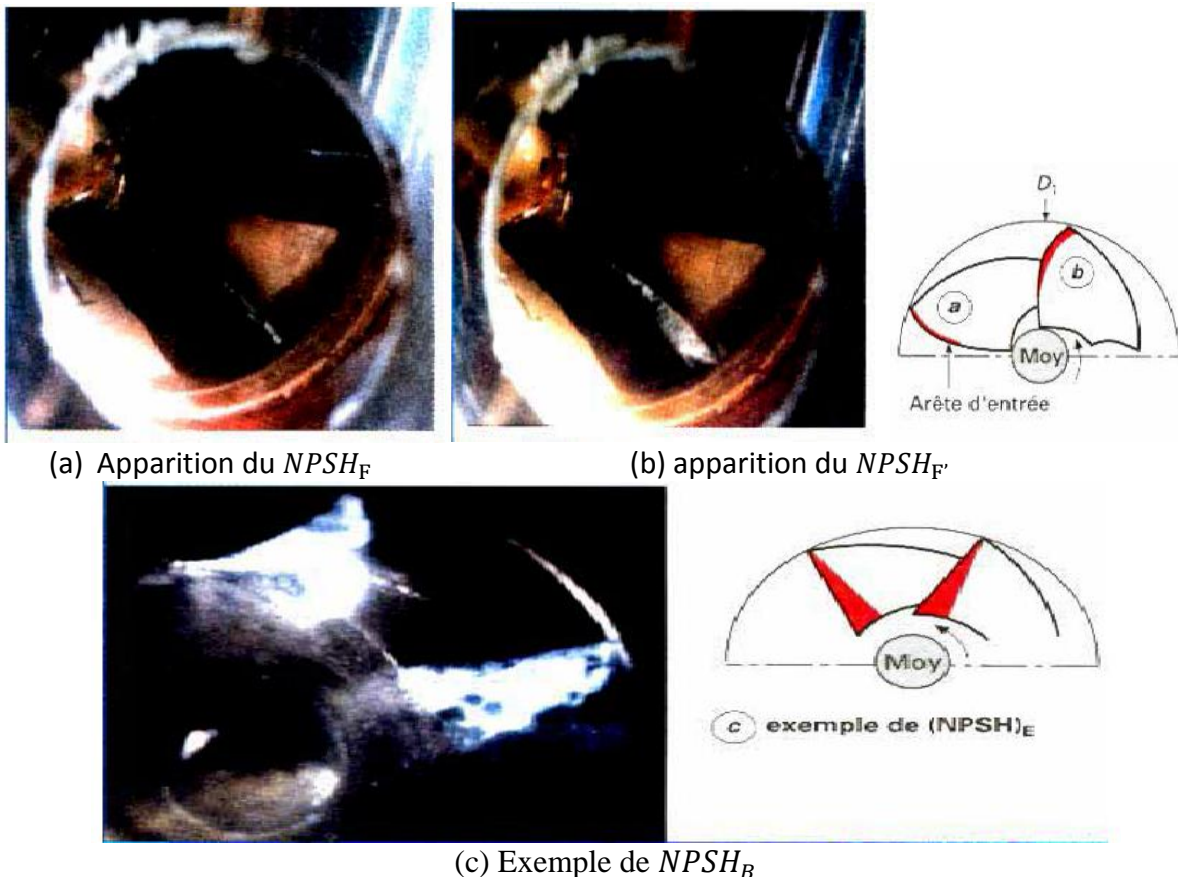


Figure IV.3 : Photos correspondant à différents états de la cavitation dans une roue centrifuge



### ➤ $NPSH_C$ :

Valeur critique du NPSH correspondant à une Chute arbitraire de 3 % de la hauteur totale d'élévation. C'est la valeur utilisée pour les pompes industrielles et qui figure sur les catalogues des courbes caractéristiques des constructeurs. En conséquence, une marge doit toujours être prise en compte entre le  $(NPSH)_{disp}$  lié aux caractéristiques de l'installation et le  $NPSH_C$  lié à la pompe.

Cette marge est fonction de la zone d'utilisation de la pompe, des vitesses de rotation, de la nature du fluide pompé et du matériau constitutif de la roue.

La figure IV.5 donne l'allure des huit courbes correspondant aux huit critères retenus. Ces courbes ont des formes qui varient en fonction de la vitesse spécifique de la pompe, du tracé de l'oeillard, mais conservent toujours deux propriétés essentielles :

- une allure en V avec un minimum très net correspondant au débit optimal de tracé de l'oeillard de la roue. À ce débit, il y a une bonne concordance entre les angles du squelette des aubes et des filets fluides ; ce débit ne correspond pas toujours au débit optimal de la pompe, il lui est souvent légèrement supérieur (5 à 15 %).

La branche de droite de ces courbes en V correspond à une cavitation sur le côté face en pression des aubes et celle de gauche à une cavitation sur le côté face en dépression dite face vue quand on regarde l'entrée des aubes, lorsque la pompe fonctionne à des débits inférieurs au débit nominal.

- ces mêmes courbes présentent également un maximum pour le débit dit de recirculation d'entrée ( $q_{V1}$ ). Ce débit critique marque une modification brutale de l'écoulement à l'entrée de la roue : une partie du fluide ressort de la roue dans la zone des grands diamètres de l'entrée (figure IV.4), tandis que l'écoulement se réorganise et redevient plus stable dans la zone du moyeu. Ces phénomènes s'accroissent au fur et à mesure que le débit diminue. À débit presque nul, l'écoulement de recirculation qui ressort de la roue envahit presque la totalité de l'oeillard et communique une forte prérotation au noyau central de fluide qui alimente la roue. Tous ces écoulements très complexes présentent en outre un caractère fortement instationnaire.

Cette prérotation de l'écoulement à faible débit de la pompe fausse la mesure de pression dans le conduit d'aspiration ; des corrections doivent être effectuées selon les prescriptions des codes d'essai (NF X 10-602).

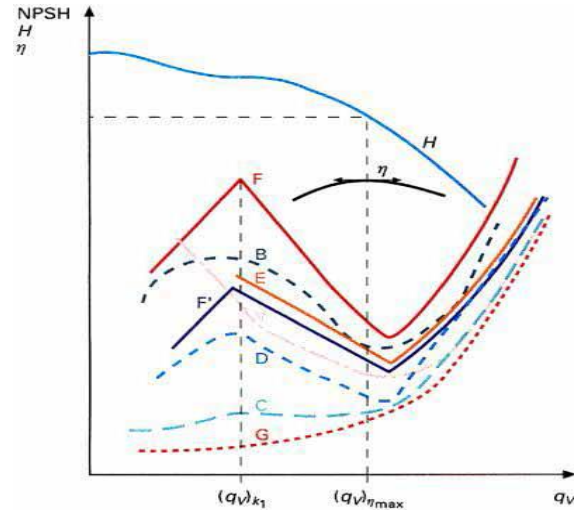
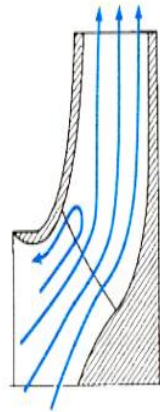


Figure IV.4 : Recirculation à l'oeillard d'une pompe

Figure IV.5 : Courbes des NPSH d'une pompe

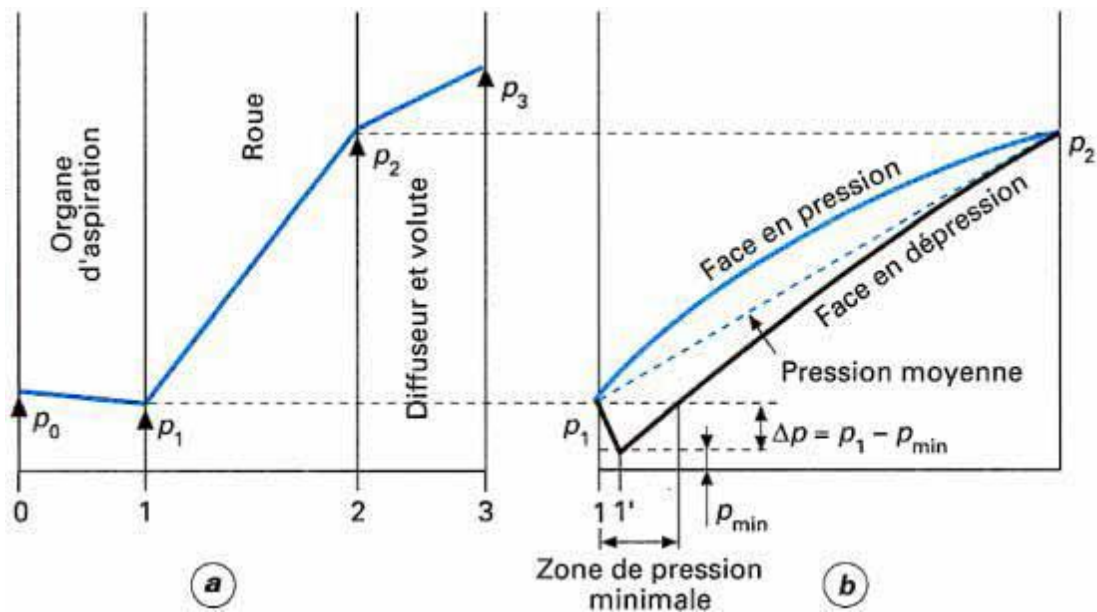
## IV.4 Importance du rôle de la cavitation dans l'utilisation des pompes :

Comme décrit dans les paragraphes suivants, c'est dans le choix du développement de la cavitation acceptable dans les pompes pour leur assurer une marche fiable sans les inconvénients mentionnés ci-dessus que réside l'économie d'un projet d'installation de pompe.

Les données de départ à considérer sont :

- la définition des conditions d'exploitation et la plage hauteur/débit dans laquelle la pompe doit fonctionner.
- les conditions du fluide à véhiculer : température, masse volumique, caractéristiques thermodynamiques, viscosité, tension de vapeur.
- des indications sur l'installation et le type d'aspiration (pompe en charge, aspiration en fosse, en cuve, marnage des niveaux à l'aspiration, etc.).

Le choix de la pompe répondant aux spécifications (type, vitesse maximale, nature des matériaux, etc.) se fait principalement sur les critères de cavitation ; c'est entre la confrontation des exigences de l'utilisation et les performances en cavitation de la pompe proposée que l'on peut assurer un bon compromis entre la fiabilité de fonctionnement eu égard aux effets néfastes de la cavitation et un coût d'investissement optimal de la pompe.



**Figure IV.6 :** Zone de pression minimale dans une pompe centrifuge

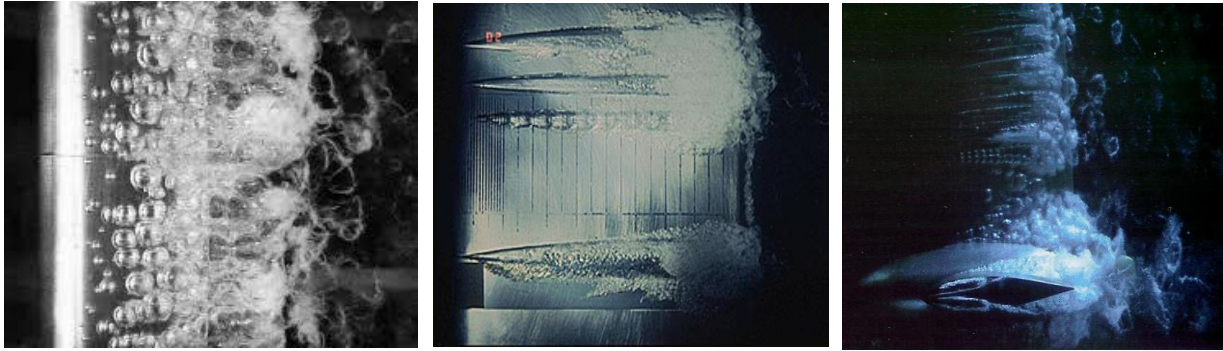
Considérons l'évolution de la pression moyenne dans une pompe (**figure IV.6a**). La pression moyenne la plus faible, soit  $P_1$ , règne évidemment à l'entrée de la roue, lorsqu'aucune énergie n'a encore été transmise au fluide. La pression  $P_1$  n'est cependant pas la pression locale minimale dans la pompe. On sait en effet que, du fait de la transmission d'énergie par les aubes de la roue, les pressions évoluent différemment sur les deux faces de ces aubages et qu'en particulier, il existe une zone en forte dépression sur la face vue au voisinage du bord d'entrée.

C'est au niveau de cette zone que se situe la pression minimale et que, par conséquent, il y a risque de voir naître la cavitation.

Considérons la **figure IV.6b** où est reproduite l'allure des variations de pression sur les deux faces d'une aube de roue comparée à celle de la pression moyenne régnant au sein d'un canal d'écoulement [11].

#### IV.5 Effets de la cavitation :

La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur. Ce phénomène se manifeste, au sein de l'écoulement, par la formation de bulles, poches, tourbillons ou torches de vapeur (figure 1 a, b et c). Dans les pompes, ces structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression à l'entrée des aubes de roue et sont transportées dans les zones à plus haute pression.



**Figure IV.7a** : bulles de vapeur    **Figure IV.7b** : poche de vapeur    **Figure IV.7c** : tourbillon de vapeur

Sous l'action du gradient de pression, elles implosent dès que la pression locale dans l'écoulement redevient supérieure à la pression de vapeur. Ces implosions produisent des microjets et des surpressions (onde de choc) qui peuvent atteindre plusieurs centaines, voire milliers de bar (figure IV.8).



**Figure IV.8** : microjets de cavitation

### IV.5.1 Érosion de cavitation :

Lorsque certaines conditions de fonctionnement de la pompe sont réunies, comme, par exemple:

- marche à régime partiel.
- pompage à très grande hauteur [ $H > 100$  m].
- pression de service à l'aspiration faible.
- nature du liquide véhiculé et du matériau constitutif de la roue, etc...

Les implosions répétées des poches de cavitation, qui se produisent près des parois métalliques, altèrent progressivement la structure cristalline dans le cas des alliages métalliques ou les matériaux d'autre nature (plastiques, par exemple) et peuvent détruire très



rapidement les aubes de la roue : c'est le phénomène d'érosion par cavitation (figure IV.9) Mais avant d'en arriver à ce cas extrême, qui doit bien entendu être évité, la cavitation peut avoir d'autres conséquences néfastes pour le bon fonctionnement des pompes centrifuges [13].



**Figure IV.9:** Érosion par cavitation d'une roue de pompe centrifuge

### IV.5.2. Bruit de cavitation :

La première manifestation d'une pompe centrifuge qui cavite est le bruit hydraulique. Il révèle la présence de microbulles dans l'écoulement généré par la cavitation il excite les parois de la pompe et des tuyauteries proches de celle-ci.

Les tuyauteries, à leur tour, propagent ce bruit dans le milieu aérien ambiant. De cette façon, lorsqu'une pompe cavite de manière importante, on enregistre un bruit caractéristique de crépitements et claquements quelque fois assimilé au bruit d'agrégats dans une bétonnière ou de concasseur.

Pour des machines de grande taille ou tournant très vite, le bruit aérien généré par la cavitation peut être gênant pour l'utilisateur ou l'environnement. Cependant, la part du bruit qui incombe directement à la cavitation ne représente qu'une faible partie du bruit émis par les pompes centrifuges [12].

#### IV.5.2.1 Nature et origine du phénomène

Le bruit de cavitation n'existe que dans des conditions qui favorisent la formation de bulles de vapeur; lorsque la pression  $P_0$  à l'aspiration de la pompe descend au-dessous d'un certain seuil.

Le bruit de cavitation est dû à l'implosion de bulles ou de poches de vapeur, soit sur elles-mêmes, soit sur une paroi. L'implosion des bulles se fait lorsqu'elles transitent d'une zone de faible pression vers une zone de forte pression.

La valeur locale du gradient de pression, à l'endroit où les bulles se referment, conditionne la violence du phénomène et ce qui en découle : le bruit et l'érosion. En dehors des phénomènes d'implosion, la cavitation intervient sur le bruit, de deux façons secondaires.



- Lorsque la poche de vapeur grandit et s'étend à la quasi-totalité des aubages, le fluide suit le contour de la poche et transforme le champ de vitesse à la sortie de la roue. Cette modification altère la hauteur théorique fournie par la pompe et fait augmenter le bruit créé par le défillement des sillages devant le bec de la volute, car la forme des sillages est transformée.

- Dès que le pourcentage de vapeur atteint un certain seuil, les mécanismes de propagation du bruit sont totalement modifiés. On se reportera à la figure IV.3 qui montre que pour un pourcentage d'air supérieur à  $10^4$  en masse, la vitesse du son dans le mélange diphasique tombe pratiquement à zéro. Il en va de même pour le mélange eau vapeur.

Ces 2 influences secondaires de la cavitation sur le bruit ne sont pas dues aux phénomènes d'implosion qui, eux, n'interviennent que dans la phase terminale de cavitation.

### IV.5.2.2 Description du phénomène au point nominal

Lorsque l'on essaie une pompe sur un banc d'essai spécifique à la cavitation, c'est-à-dire pourvu de moyens de mesure et de moyens d'observation comportant des hublots et un éclairage stroboscopique, on reçoit des informations concernant la nature et l'intensité de la cavitation de 3 façons différentes :

- par la mesure du bruit de cavitation,
- par l'observation visuelle des bulles ou des poches de vapeur,
- par l'altération des caractéristiques de la pompe, lorsque  $P_0$  atteint les valeurs les plus basses.

Il est ainsi possible de corriger l'évolution du bruit (nature, intensité fréquence) à celle des autres mesures ou observations, pour chaque étape de la cavitation. La description de cette corrélation est importante pour comprendre le bruit de cavitation.

Partant de  $P_0$  suffisamment grand pour qu'il n'y ait pas de cavitation, on détermine le bruit propre de la pompe en dehors de tout passage en phase vapeur. Lorsque  $P_0$  diminue, toutes les modifications du spectre de bruit peuvent être imputées à la cavitation.

- **Étape 1 :**

On constate d'abord, pour des valeurs encore très élevées de  $P_0$  (et si l'on dispose d'hydrophones suffisamment sensibles en HF), l'apparition d'un phénomène acoustique hydraulique de faible intensité d'une fréquence très haute, typiquement de 30 à 40 kHz, mais pouvant dépasser largement 100 kHz.

Ce bruit, inaudible par l'oreille, est généré par l'apparition de microbulles de quelques micromètres qui, après une courte durée de vie, implosent sur elles-mêmes, pour la plupart sans toucher la paroi.



## Chapitre quatre: Cavitation dans les pompes centrifuges



On ne constate aucun autre phénomène. Les bulles, compte tenu de leur taille, ne sont pas visibles ; les niveaux globaux de bruit aérien et hydraulique ne sont pas modifiés, et il n'y a aucune chute de caractéristique.

### ▪ Étape 2 :

Elle est marquée par l'apparition des premières bulles visibles, généralement, en dehors de la surface des aubes, dans l'entrefer des roues ouvertes (figure 10a et 10b) ou à la sortie de la section de fuite d'une roue fermée (pour certaines roues fermées, cette étape peut être manquante ou rattachée à l'étape 3).

Le bruit généré par la cavitation d'entrefer est insuffisant pour modifier le niveau de bruit hydraulique global de la pompe. Si le bruit de fond est petit, une analyse en fréquence pourra montrer un relèvement localisé et petit de ce bruit de fond.

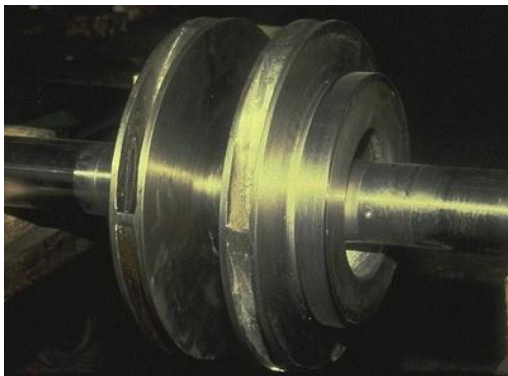


Figure IV.10a : roue d'une pompe centrifuge fermée



Figure IV.10b : roue d'une pompe centrifuge ouverte.

### ▪ Étape 3 :

Elle est marquée par l'apparition des premières bulles visibles sur les ailes de la roue. Son début correspond au  $NPSH_f$  (§3.2) et s'étend de façon continue jusqu'au  $NPSH_b$  (§3.2).

Dans cette étape, les phénomènes de cavitation sont encore insuffisants pour modifier de façon mesurable le bruit global hydraulique ou aérien de la pompe, mais on constaterait, par une analyse en fréquence, une modification du spectre de bruit.

On retiendra que le  $NPSH_f$  qui est le critère dominant pour l'érosion de cavitation, et qui définit dans ce cadre-là deux domaines, ne correspond plus à aucun seuil dans le domaine du bruit.

Frontière entre les étapes 3 et 4 : elle est marquée par l'apparition sur les aubes d'une cavitation suffisante pour modifier de façon mesurable le niveau de bruit global soit aérien soit hydraulique de la pompe. Le seuil correspond [11] au  $NPSH_b$ . La poche de cavitation est alors bien visible sur les aubages de la roue.



Le  $NPSH_b$  marque un seuil, qui est conventionnel et peut correspondre à la modification d'un signal acoustique quelconque. Cependant, le bruit global est de loin celui qui intéresse le plus l'utilisateur et on le prendra pour critère.

### ▪ Étape 4 :

Elle s'étend, sans discontinuité du  $NPSH_b$  jusqu'au  $NPSH_d$  (§3.2) qui marque le début d'une chute de la hauteur fournie par la pompe. D'un point de vue acoustique, elle est marquée par une augmentation continue du bruit aérien et une réduction du bruit hydraulique dans le conduit d'aspiration (valeurs mesurées sur la figure IV.14).

### ▪ Étape 5 :

Elle s'étend, au-dessous du  $NPSH_d$ , jusqu'à l'effondrement complet des caractéristiques de la pompe. Le  $NPSH_{3\%}$  est un point particulier du domaine. Cette étape est marquée par la prépondérance des phénomènes acoustiques secondaires (§3.2).

On constate, dans cette zone, avec la chute de  $P_0$ , d'abord une augmentation du bruit aérien et du bruit hydraulique, puis leur passage par un maximum, puis leur effondrement. Dans cette phase terminale, la pompe est remplie d'un très grand volume de vapeur.

### IV.5.3. Pertes de performances :

Pour des poches de vapeur encore plus développées, les pompes centrifuges subissent des chutes de leurs performances (hauteur totale d'élévation, rendement, puissance) qui les rendent inutilisables. Ce phénomène est souvent décrit comme chute de caractéristiques ou improprement comme le  $(NPSH)_{req}$  de la pompe [13].

### IV.5.4 Vibrations :

Lorsque les poches de vapeur à l'entrée de la pompe atteignent une dimension importante vis-à-vis de la taille de la pompe, du niveau de pression ou du  $(NPSH)_{disp}$  à l'entrée de la roue, une augmentation du niveau vibratoire due à la cavitation peut se rencontrer.

Parfois, on peut également avoir des interactions entre la pompe en régime de cavitation et le circuit sur laquelle elle débite [13].

## IV.5 Différents aspects de la cavitation dans une roue de pompe

### IV.5.1 Apparition et développement des figures de cavitation

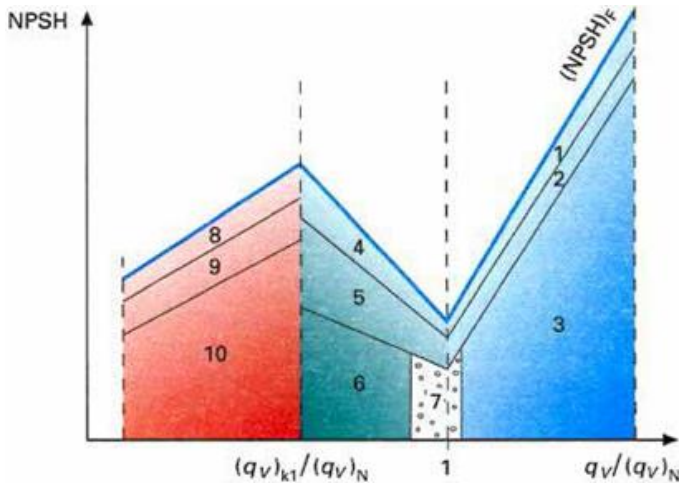
Selon le régime de fonctionnement, la cavitation prend naissance à des endroits différents dans la pompe et peut également présenter des aspects et des comportements très divers comme indiqué sur la figure IV.11. L'importance des figures de cavitation varie de façon

sensible avec la vitesse spécifique de la pompe considérée ainsi qu'avec la qualité de

# Chapitre quatre: Cavitation dans les pompes centrifuges



l'écoulement en amont de la roue, d'écoulement par le circuit qui alimente la pompe ou par les organes d'aspiration liés à la pompe (coude, culotte d'aspiration, convergent d'entrée, etc...) [14].



Avec :  $(Q_v)_{K1}$  : débit critique marquant une modification brutale de l'écoulement (débit de recirculation)

$(q_v)_N$  débit d'adaptation de l'œillard

- 1 lame stable le long de l'arête d'entrée côté face en pression
- 2 lame instable le long de l'arête d'entrée côté face en pression
- 3 nuages instables dans le canal issus de la face en pression
- 4 lame stable le long de l'arête d'entrée côté face en dépression
- 5 lame instable le long de l'arête d'entrée côté face en dépression
- 6 nuages instables dans le canal issus de la face en dépression
- 7 grappes de bulles accrochées sur la face en dépression
- 8 lames instables alternativement sur face en pression et en dépression
- 9 filaments tourbillonnaires sur l'arête d'entrée, tourbillons cavitants en sortie de roue
- 10 torches cavitantes dans le prolongement de la pointe de roue

**Figure IV.11 :** Évolution de la cavitation dans une roue de pompe en fonction du débit et du NPSH

C'est la manifestation la plus connue de l'influence de la cavitation dans les pompes. Les figures, lorsqu'elles atteignent une taille suffisante, modifient profondément l'écoulement dans le canal, ce qui altère les caractéristiques de la pompe et fait chuter la hauteur totale d'élévation, la puissance absorbée et le rendement.

Ces caractéristiques ne peuvent actuellement être atteintes que par la voie expérimentale [14].

## IV.6 Influence des caractéristiques du liquide pompé

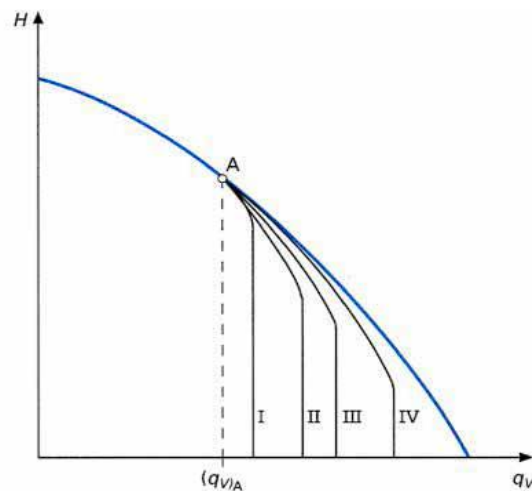
### IV.6.1 Rappel théorique

Les principaux paramètres physiques à considérer dans ces phénomènes sont la température, le taux d'oxygène et/ou d'air occlus et le taux de germes contenus dans le liquide ; d'autres caractéristiques comme la tension superficielle, la viscosité et autres caractéristiques thermodynamiques sont prises en compte indirectement [15].

### IV.6.2 Température



Considérons une pompe centrifuge de caractéristique énergétique connue (figure IV.12) et faisons fonctionner cette pompe sur un circuit d'aspiration caractérisé par un  $(NPSH)_{disp}$  engendrant la cavitation pour un débit  $(q_V)_A$ .



**Figure IV.12 :** Influence de la température du liquide sur la cavitation  
(La température augmente de I jusqu'à IV)

On constate expérimentalement que l'allure de la branche de cavitation ainsi obtenue dépend de la température et de la nature du liquide pompé. Pour de l'eau froide par exemple, la branche de cavitation se détache franchement de la caractéristique hauteur/débit normale dès le débit  $(q_V)_A$ . Au fur et à mesure que la température de l'eau augmente, en revanche, la chute brutale de la hauteur totale d'élévation est progressivement retardée. Il en résulte que, à critère expérimental d'apparition de la cavitation constant, par exemple  $(NPSH)_{-3\%}$ , l'énergie massique requise à l'aspiration d'une pompe est plus faible lorsque la température augmente. Autrement dit, le relevé expérimental de  $NPSH$  en eau froide fournit une marge de sécurité supplémentaire à l'utilisateur d'une pompe en eau chaude [Lecoffre] [15].



### IV.6.3 Influence de l'air occlus

Cette influence sur les courbes de NPSH varie d'une pompe à l'autre en fonction des paramètres géométriques tracés de la vitesse spécifique et de la vitesse de rotation. Il n'existe pas de lois générales extrapolables à toutes les pompes. Cependant, des essais de grande qualité effectués avec tout le soin nécessaire, permettent de quantifier ces effets comme le montre la figure IV.13. L'influence de l'air occlus pour des taux allant jusqu'à 5 % en volume à l'aspiration, sur le (NPSH)<sub>-3</sub> % de la pompe ( $D_1 = 278$  mm et 6 aubes), est bien mise en évidence : par exemple, au débit nominal ( $q_V$ ) $N$ , le NPSH passe de 4 à 8,50 m quand le taux d'air occlus passe de 0 à 3,5 %.

Les valeurs relevées montrent l'extrême importance de l'air occlus sur les courbes de cavitation et l'intérêt industriel de bien définir la qualité du fluide pompé et plus particulièrement le taux d'air occlus (pression, concentration volumique) [15].

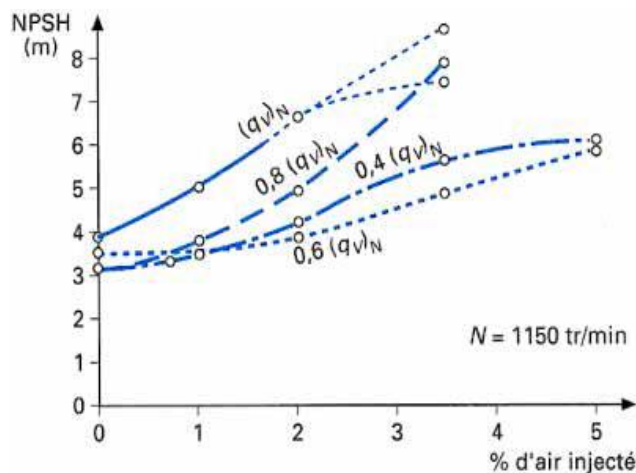
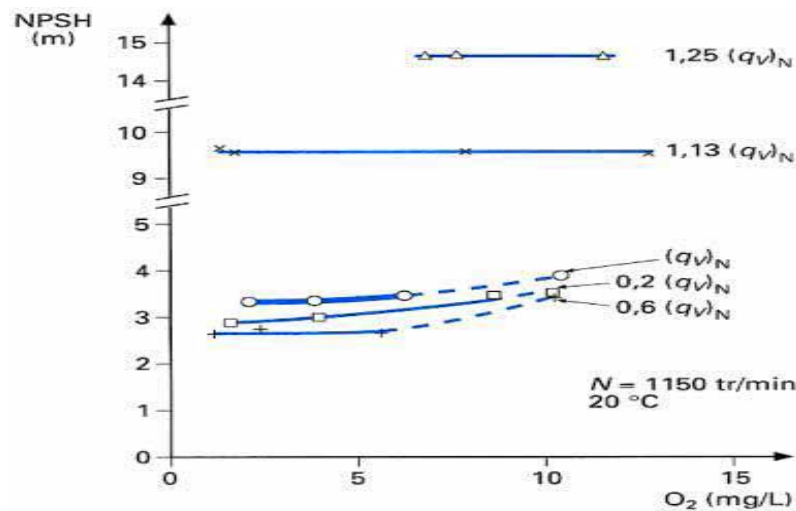


Figure IV.13 : Influence de l'air occlus sur les courbes de (NPSH)<sub>-3</sub> % d'une pompe centrifuge



### IV.6.4 Influence du gaz dissous

La **figure IV.14** donne la variation du NPSH de cette m ême pompe quand le taux d'oxygène dissous varie de la valeur de saturation dans les conditions normales jusqu'à des valeurs faibles correspondant à une eau presque totalement d égaz ée.



**Figure IV.14** : Influence de l'oxygène dissous sur les courbes de (NPSH) –3 % d'une pompe centrifuge

Le graphique montre que, au débit nominal  $(q_v)N$ , le NPSH diminue de 3,95 à 3,4 m, soit de 16 %, lorsque le taux d'oxygène dissous baisse de 10,5 à 2 ppm. Pour les valeurs obtenues en surdébit, l'influence est plus faible, ce qui est dû à la nature physique de la cavitation en surincidence davantage liée à un décollement qu'à une poche de cavitation et, de ce fait, moins influencée par la qualité du fluide. Expérimentalement cela est souvent vérifié les gros écarts parfois constatés entre des machines homothétiques ou identiques sont plus importants au-dessous du débit nominal [15].

## *Chapitre quatre: Cavitation dans les pompes centrifuges*





### V. Propositions d'amélioration

#### V.1 Réduction des effets de cavitation :

Pour limiter les effets nocifs de la cavitation et/ou améliorer les plages d'utilisation des pompes, on peut agir de plusieurs façons [16]:

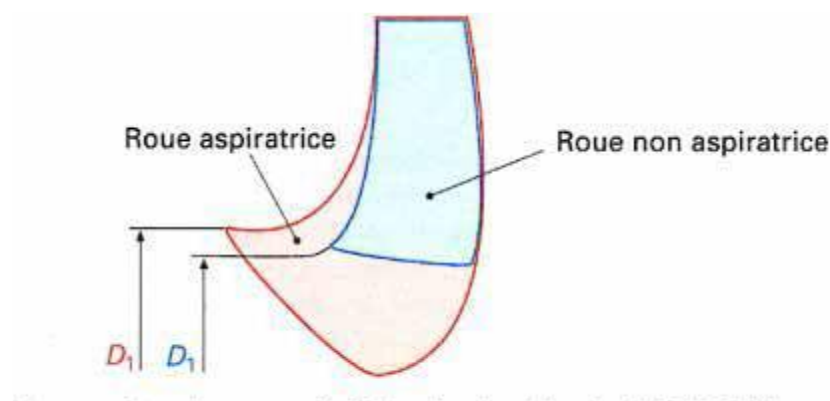
- diminuer le NPSH des pompes en agissant au niveau du dessin de la roue et des organes d'alimentation.
- limiter les conséquences de la cavitation (bruit, érosion, vibrations) par une conception mécanique et un choix de matériaux adaptés.
- dans certains cas, utiliser un inducteur ou hélice de gavage installé à l'amont de la roue, principalement dans les pompes centrifuges.

##### V.1.1 Amélioration du NPSH des pompes :

En jouant sur les principaux paramètres géométriques des aubes à l'entrée de la roue, on peut concevoir des pompes dont les performances en cavitation peuvent varier dans une très large gamme.

Les principaux paramètres géométriques à faire varier sont les suivants:

$D_1$  : Diamètre de roue  $\beta_1$  : angle d'entrée de l'aube  $Z_r$  : nombre d'aubes  $e_1$  : épaisseur de l'aube, forme de l'aube à l'entrée de la roue (figure V.1).



**Figure V.1** : Forme de l'aube à l'entrée de la roue de pompe centrifuge

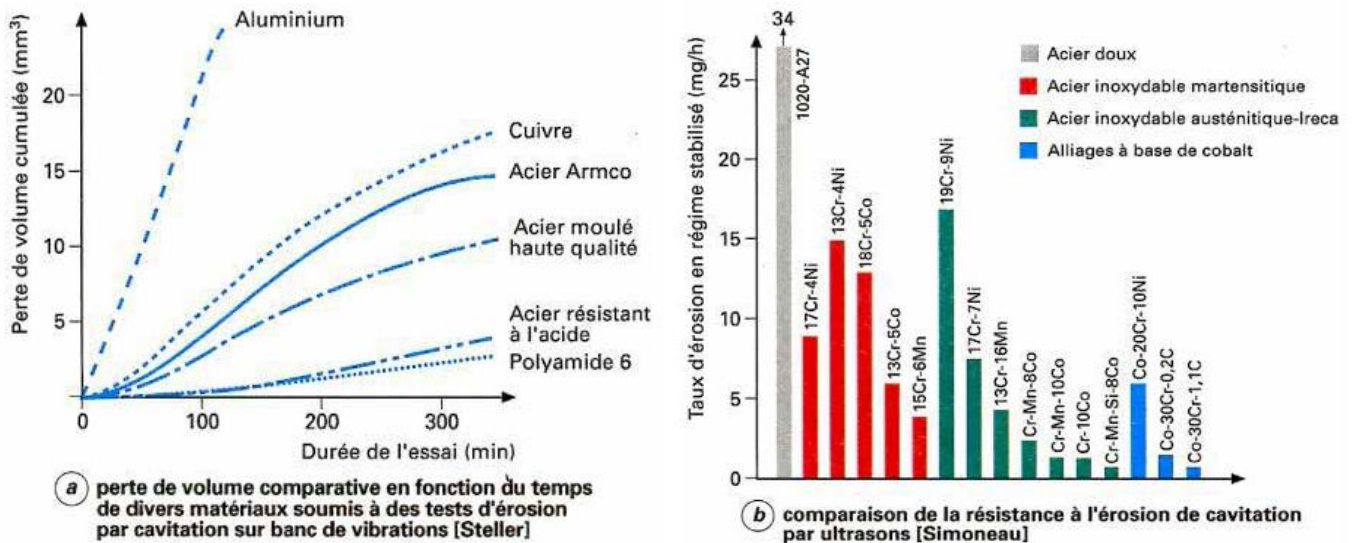




Les roues aspiratrices, à grand  $D_1$  et faible  $\beta_1$ , peuvent avoir des vitesses spécifiques d'aspiration  $S$  très élevées supérieures à 300, mais peuvent présenter des conditions d'utilisation plus délicates à faible débit. Le diagramme de la figure 13 montre la grande diversité de valeurs de vitesses spécifiques d'aspiration des pompes centrifuges. Dans la pratique, les deux types de roue ont leur application spécifique : par exemple, les roues à capacité d'aspiration limitée se rencontrent dans les pompes multicellulaires et les roues à capacité d'aspiration élevée dans les pompes d'extraction d'eau condensée [17].

## V.1.2 Limitation du risque d'érosion

C'est principalement par un choix judicieux du matériau constitutif de la roue que l'on peut prétendre réduire les risques d'érosion par cavitation. Les aciers inoxydables présentent une excellente tenue à l'érosion de cavitation. De très nombreux travaux expérimentaux ont permis d'établir un classement relatif des matériaux vis-à-vis de leur résistance à la cavitation, comme le montrent les diagrammes suivant (figure V.2) :



**Figure V.2 :** Résistance comparative à l'érosion par cavitation de divers types d'alliages et de matériaux



Comme nous l'avons évoqué précédemment, le machiniste peut être alerté par le bruit de la pompe. Ce bruit s'entend comme si la pompe transportait du sable et du gravier.

### V.1.3 Réduction du bruit et des vibrations

Lors de la conception de la pompe, il est possible de réduire les effets de la cavitation en agissant sur la conception mécanique pour minimiser les risques de vibration et/ou réduire le bruit généré par la cavitation [18] :

- dimensionnement de l'arbre et des organes mécaniques.
- choix des matériaux (épaisseur, nature).
- capotage antibruit.
- scellement du groupe.
- liaison avec les tuyauteries de raccordement.

## V.2 Instruments disponibles au niveau d'unité d'ammoniac (FERTIAL) :

### V.2.1 Thermomètre infrarouge haute température 572-2 :

Le thermomètre infrarouge Fluke 572-2 est le seul produit que vous pouvez utiliser dans des environnements industriels à haute température partout dans le monde. Que vous travailliez dans le secteur de l'énergie, de la fonte et de l'affichage de métaux, du verre, du ciment ou de la pétrochimie, le 572-2 vous permet d'utiliser des outils de diagnostic de la marque la plus reconnue partout où vous avez besoin de mesurer de hautes températures et être précis et fiable à grandes distances.

Avec une conception robuste, facile à utiliser et ergonomique, le Fluke 575-2 peut résister à des environnements industriels, électriques et mécaniques difficiles.



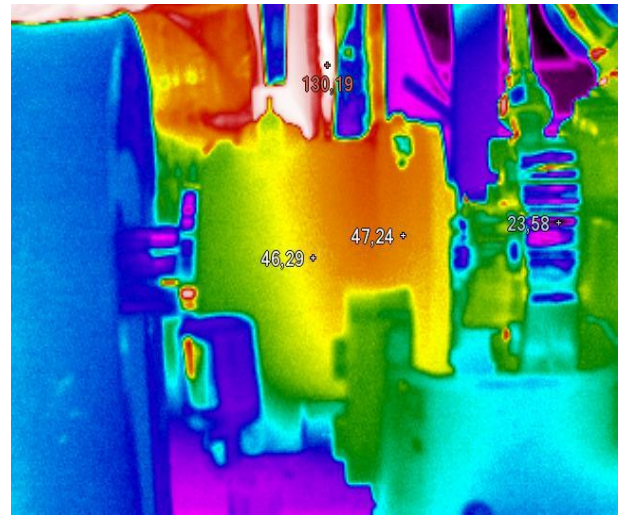
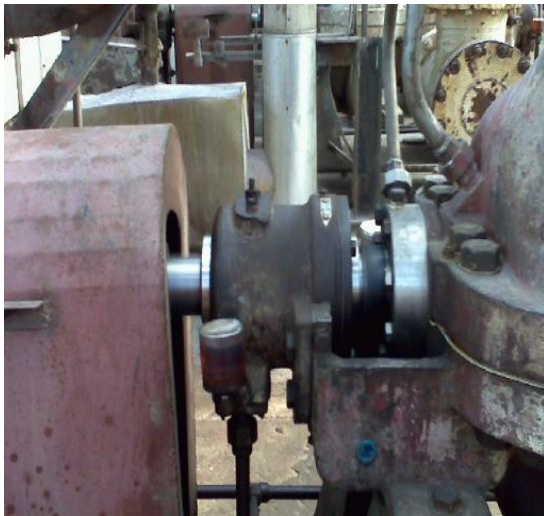
Figure V.3 : Thermomètre infrarouge 572-2



### V.2.1.1 Fonctionnalités :

- Mesure de -30 °C à 900 °C
- Rapport de distance au point de mesure 60:1 avec visée laser double pour un ciblage rapide et précis.
- Interface multilingue (à définir par l'utilisateur)
- Affichages de la température actuelle et MAX, MIN, DIF, MOY
- Compatible avec les mini-connecteurs thermocouples de type K standards,
- Tableau d'émissivité prédéfinie ET émissivité réglables
- Affichage des températures infrarouges et de thermocouple sur écran retro éclairé
- Maintien de la dernière mesure effectuée (20 secondes)
- Alarme de température haute et basse
- Stockage et examen des données (99 jeux de données)
- Montage sur trépied (pas de Vis photo)
- Horloge de 12 ou 24 heures
- Câble d'interface USB 2.0 pour ordinateur
- Logiciel FlukeViewR Forms.

### V.2.1.2 Echantillon de mesure infrarouge (sur la pompe 107J) :



**Figure V.4 : Palier coté accouplement**  
12/03/2015 13:46:35

### Repères de l'image principale:

Nom	Température
Point central	46,29°C
Chaud	130,19°C
Froid	23,58°C
P0	47,24°C



## V.2.2 Appareil de mesure vibratoire (VIBROTEST60) :

Le VIBROTEST 60 est un appareil pratique de mesure de vibrations pour apprécier l'état des machines, faire le diagnostic des défauts et pour réaliser la maintenance conditionnelle.

Le concept de fonctions modulaires du VIBROTEST 60 permet de combiner plusieurs modes de mesure et ouvre ainsi de nombreux champs d'application. Il est possible à tout moment d'acquérir d'autres fonctions et de compléter peu à peu les possibilités de mesure.



**FigureV.5:** VIBROTEST 60

Le VIBROTEST 60 constitue, grâce à ses nombreuses possibilités, la solution universelle pour un diagnostic professionnel, aussi il est très flexible et polyvalent. Il offre dès la version de base une solution économique.

### V.2.2.1 Echantillon de mesure vibratoire (au niveau de la pompe 107J) :

**Objet : turbopompe 107J**

**Le suivi des valeurs de vibration.**

Date	06/09/2012 poste 05h13h							
	Turbine				Pompe			
	Palier 1		Palier 2		Palier 3		Palier 4	
Direction	Vib mm/s	BC U	Vib mm/s	BCU	Vib mm/s	BC U	Vib mm/s	BC U
<b>H</b>	2.0	0.1	2.9	0.9	<b>6.5</b>	<b>2.2</b>	<b>7.5</b>	
<b>V</b>	1.4	0.1	3.2	0.7	<b>6.6</b>	<b>1.9</b>	<b>6.7</b>	
<b>A</b>	2.4		3.3		<b>7.4</b>		<b>8.9</b>	
Les valeurs de vibration au niveau de la pompe sont inadmissibles. A cet effet nous vous recommandons la révision de la pompe								

**TableauV.1 :** valeurs de vibration turbopompe107J.



### V.2.3 Mesure d'alignement par laser :

#### V.2.3.1 ROTALIGN ULTRA iS : Système d'alignement haut de gamme de PRUFTECHNIK :

Le système ROTALIGN Ultra iS est le système d'alignement laser le plus perfectionné. La technologie Ultra iS offre tous les avantages déjà présents dans l'appareil OPTALIGN smart RS.

En plus de ces possibilités, Ultra iS utilise un programme permettant :

- Alignement de trains jusque 14 machines,
- Mode de mesure 'pass' pour alignement en désaccouplé sans arrêter les têtes (machines à grosse inertie),
- Visualisation des corrections en temps réel dans les deux plans, sur le même écran,
- Choix des pieds statiques,
- Mode multipoint,
- Alignement de spacer et cardan,
- Fonction 'simulation de correction' (voir plus loin).
- Calcul de la qualité de mesure grâce au paramètre SD ou paramètres.

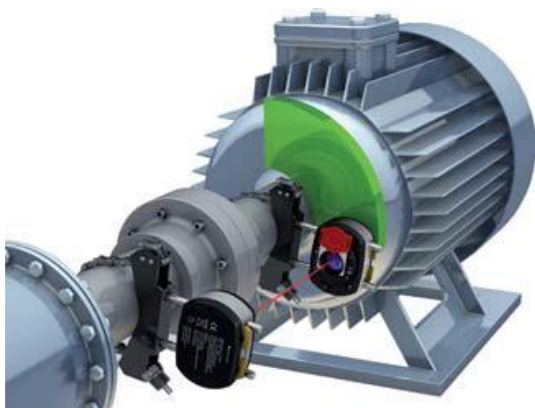


Figure V.6 : ROTALIGN Ultra iS



### V.2.4 Mesure d'épaisseur : DM4

#### Mesureur de paroi "compact"

Mesureur d'épaisseur à ultrason  
Robuste et facile à utiliser.

Utilisation dans la mesure d'épaisseurs des matériaux durs et dans le contrôle des récipients sous pression, Installations chimiques, réservoirs, bac à huile.

- Sonde externe pour contrôler facilement des accès difficiles. (Longueur de câble: 1 m)
- Unités disponibles: mm, inch
- Plaque de contrôle fonction calibration inclus
- Dimensions: L 120 x L 62 x H 30 mm
- Poids propre: 164 g
- Alimentation 4 piles : 1.5V AA
- Livré avec sa mallette de transport accompagné d'un petit flacon de gel couplant.



Figure V.7 : appareil DM4

### V.3 Recommandations :

#### V.3.1 au niveau de l'Aspiration :

Pour éviter ce phénomène, il faut veiller à :

- Faire fonctionner la pompe avec un minimum de pression interne
- Mettre en place un tuyau d'aspiration égal au double du diamètre de l'orifice de refoulement de la pompe.
- vérifier l'absence de colmatage des crépines d'aspiration, ou de prise d'air.
- toujours maintenir une contre-pression, en particulier lors des épaissements en montant une vanne d'étranglement sur la sortie.
- nettoyer la crépine (diminution de la résistance à l'aspiration)



- contrôler les tuyaux d'aspiration (aspérités à l'intérieur)
- réduire le régime (d'où réduction de la dépression).

il est possible de gérer la cavitation en tierçant la vanne de refoulement (en la fermant partiellement) de façon à augmenter la charge dans la pompe. Il est nécessaire dans ce cas là de contrôler les intensités moteur ou les pressions entrée / sortie afin de vérifier que l'on ne fait pas forcer la pompe.

### V.3.2 Au niveau de la pompe :

En cas d'acquisition de nouvelles pompes, il faut opter pour celles qui ont un NPSH le plus faible possible. La condition de no cavitation étant :

$$\text{NPSH req} < \text{NPSHdisp.}$$

Plus faible est NPSH requis, plus on a de chance que cette condition soit respecter

### V.3.3 Au du fluide pompé :

Contrôler la température du liquide pompé et la maintenir aux conditions normales de service.

Il est important de déterminer l'évolution de la pression de vapeur saturante ( $P_v$ ) du fluide pompé par la 107J (solution à 20% de MEA) en fonction de la température. Ceci nous permettra de connaître si la pression d'aspiration de la 107J qui vaut 0,79 bars (à l'état neuf) dépasse ou pas la valeur de  $P_v$  de la solution MEA dont la température s'élève à 46°C.

## *Chapitre cinq : Propositions d'amélioration*





## Conclusion g é n é r a l e

La revue bibliographique des travaux de recherche effectu é s actuellement sur la cavitation nous donne une id é e sur l'importance de son impact au niveau industriel qu'acad é mique.

Le type de pompes le plus utilis é dans le milieu industriel é tant la pompe centrifuge, nous avons pr é sent é des notions sur sa constitution et son fonctionnement. Nous avons ensuite, montr é comment ces derniers cit é s favorisent l'apparition de la cavitation au sein du fluide v é hicul é

Apr è s avoir relat é les diff é rentes formes de cavitation ainsi que leurs effets au niveau de la pompe centrifuge, nous avons termin é notre travail par des recommandations concernant la pompe centrifuge 107 J utilis é e par l'unit é "ammoniac" de l'entreprise FERTIAL Annaba.

## *Références bibliographiques :*

- [1] : THESE L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE D'ARTS ET MÉTIERS.
- [2] [10] [11] [12] [14] [15] [16]: Technique de l'ingénieur Doc [B4 313].
- [3] [4] [5] : catalogue FERTIAL.
- [6] Documentation Sonatrach Hassi Messaoud.
- [7] "Les Pompes", Total Support De Formation : Exp-Pr-Eq070 Révision 0.1, Dernière Révision : 13/04/2007. (Mémoire : Etude d'un écoulement dans une conduite d'aspiration d'une pompe centrifuge).
- [8] : Site WIKIPEDIA.
- [9] YVES LECOFFRE, "La Cavitation Traqueurs de Bulles", Durand-28600 luisant Paris, 1994. (Mémoire : Investigation expérimentale du phénomène de cavitation dans les pompes).
- [13] [17]. [18]. [19]: JEAN-FRANCOIS LAPRAY, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie. mécanique/ Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et axiales : cavitation, PARIS. (Mémoire : Investigation expérimentale du phénomène de cavitation dans les pompes).