

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

UNIVERSITE MOULOUD MAMMERI – TIZI UZOU

FACULTE : GENIE DE LA CONSTRUCTION

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE MASTER

OPTION : ENERGETIQUE

Thème

**AMELIORATION DE LA MAINTENANCE D'UNE
POMPE CENTRIFUGE TYPE
DVMX 3 4 9**

Présenté par :
Boudissa Mahrez

Encadré par :
Bouras Rachid

Promotion : 2013

DEDICACES

A

ma mère, je ne saurais te payer ce que tu as fait pour moi,

Mon père qui m'a assuré un avenir,

Mes frères et sœurs.

Ma grande famille.

REMERCIEMENT

j'

aimerai exprimer toute ma gratitude à :

- *Notre chef de département génie mécanique, M^r ZIANI, qui m'a orienté vers ce stage.*
- *Le Directeur par intérim de la région TFT, qui m'a beaucoup soutenu.*
- *L'équipe de l'atelier turbomachine et l'équipe de l'atelier mécanique industrielle.*
- *M^r MAKHLOUF KAMEL, mon Co-encadreur.*
- *Mon encadreur, M^r BOURAS.*
- *L'ensemble de corps enseignant de génie mécanique, qui nous ont appris plus qu'il fallait.*
- *Tous mes camarades et mes amis.*

Liste des tableaux

Chapitre III. La pompe DVMX 3 4 9

Tableau II.1 : désignation des Eléments constitutifs de la pompe DVMX 3 4 9

Tableau III.2 : caractéristiques de la pompe DVMX 3 4 9

Chapitre IV. Exploitation et maintenance de La pompe DVMX

Tableau IV.1 : Détection des pannes à partir les symptômes

Tableau IV.2 : Classes de maintenance

Tableau IV.3 : détection de l'origine des anomalies par l'analyse spectrale

Chapitre V. Etude de fiabilité de la pompe DVMX

Tableau V.1 : récapitulation des TBF et des TTR des différents types de pannes

Tableau V.2 : récapitulatif des TBF des paliers

Tableau V.3 : Valeurs nécessaires à l'ajustement graphique de Weibull

Tableau V.4 : distribution de Wei bull : valeurs de coefficient a et b en fonction de paramètre de forme β .

Tableau V.5 : Exploitation directe des paramètres de fiabilité

Liste des figures

Chapitre I. Présentation de l'unité TFT

Figure I.1 : situation géographique de TFT

Figure I.2 : Organigramme hiérarchique de la direction régionale de TFT

Figure I.3 : Production d'huile par la technique Maintien de pression (MP)

Figure I.4 : Schéma de la Station d'injection d'eau d'AMASSAK

Chapitre II. Généralités sur les pompes centrifuges

Figure II.1 : Pompe centrifuge à volute (turbopompe)

Figure II.2 : Types de turbopompes

Figure II.3 : Domaines d'utilisation des pompes industrielles roto-dynamiques

Figure II.4 : Pompe à engrenage (volumétrique rotative)

Figure II.5 : Schéma d'une pompe centrifuge

Figure II.6 : Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge multi-étagées

Figure II.7 : Pompe centrifuge multicellulaire à cellules empilées

Figure II.8 : Pompe multicellulaire horizontale à plan de joint axiale (Type DVMX).

Figure II.9 : Diagramme des vitesses pour une roue de pompe centrifuge.

Figure II.10 : triangle des vitesses

Figure II.11 : Ecoulement du liquide dans la roue d'une pompe centrifuge.

figure II.12 : triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie

Figure II.13 : Composantes méridiennes dans la roue

Figure II.14 : Champs de pression sur les flasques de la roue

Figure II.15 : Anneau liquide entre flasques fixe et mobile

Figure II.16 : Pompes verticale et horizontale à deux ouïes d'aspiration

Figure II.17 : Equilibrage par ailettes dorsales

Figure II.18 : Chambre arrière et trous d'équilibrage

Figure II.19 : Equilibrage par piston axial

Figure II.20 : Piston d'équilibrage automatique

Figure II.21 : Evolution de la section de la volute

Figure II.22 : Section de volute rectangulaire pour l'angle α quelconque

Figure II.23 : Volute rectangulaire et volute classique

Figure II.24 : Evolution de la pression autour de la roue

Figure II.25 : Positionnement de la poussée radiale

Figure II.26 : Répartition de pression dans une volute double

Figure II.27 : Déformation de l'arbre en rotation

Figure II.28 : disque entre palier

Figure II.29 : disque en porte à faux

Figure II.30 : Chargement de l'arbre et des paliers

Figure II.31 : Tension de vapeur de l'eau en fonction de la température

Figure II.32 : Zone de pression minimale dans une pompe

Figure II.33 : pompe en aspiration

Figure II.34 : pompe en charge

Chapitre III. La pompe DVMX 3 4 9

Figure III.1 : Coupe longitudinale axiale de la pompe GUINARD, DVMX 3 4 9

Figure III.2 : Coupe longitudinale axiale du rotor de la pompe DVMX 3 4 9

Figure III.3 : Roue de la pompe DVMX 3 4 9

Figure III.4 : Palier patin butée

Figure III.5 : Le grain mobile et fixe d'étanchéité

Figure III.6 : chemise d'équilibrage (mobile)

Figure III.7 : Coussinet centrale

Figure III.8 : Caractéristiques de la pompe DVMX 3 4 9

Figure III.9 : Courbe de réseau résistant d'une pompe centrifuge

Figure III.10 : Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge

Figure III.11 : Equilibrage de la poussée axiale de la pompe DVMX

Figure III.12 : Equilibrage radiale de la pompe DVMX 3 4 9 par la double volute

Chapitre IV. Exploitation et maintenance de la pompe DVMX

Figure IV.1 : cales métalliques et clinquants

Figure IV.2 : Vérification de parallélisme et de la concentricité

Figure IV.3 : Schéma généralisé de types de maintenances

Figure IV.4 : sonde de la poussée axiale

Figure IV.5 : sonde de la poussée radiale

Figure IV.6 : Bourrage entre tresses de garde

Figure IV.7 : Procédures de révision d'une pompe

Figure IV.8 : Evolution de taux de panne en fonction du temps

Figure IV.9 : Accéléromètre fonctionnant sur le principe piézo-électrique

Figure IV.10 : vibrations absolues et relatives des paliers d'arbre

Figure IV.11 : Modes de détection usuels

Figure IV.12 : périodicité des mesures

Figure IV.13 : Déroulement d'une mesure

Figure IV.14: Exemples de limites vibratoires par la norme AFNOR E90-300

Figure IV.15 : Exemple d'un spectre

Chapitre V. Etude de fiabilité de la pompe DVMX

Figure V.1 : Papier de Weibull

NOMENCLATURE

H	Hauteur	
H_n	Hauteur nominale	
HMT	Hauteur manométrique totale	
Q	Débit	
Q_n	Débit nominale	
N_s	Vitesse spécifique	
P	Puissance	
P_u	Puissance utile	
η	Rendement	
g	Gravité	
r	Rayon	
P_n	Puissance nominale	
U	Vitesse tangentielle	
$V ; C$	Vitesse absolue	
W	Vitesse relative	
V_r	Vitesse débitante	
V_u	vitesse	
α	Angle absolu	
β	Angle relatif	
D	diamètre	
Q_m	débit massique	
k_u	couple	
M	moment d'une force	
$\Omega ; \omega$	vitesse de rotation	
ρ	Masse volumique	
$H_{th\infty}$	Hauteur théorique à l'infini	
$H_{dyn\infty}$	Hauteur dynamique	
$H_{p\infty}$	Hauteur	
p	Pression	
b		
P_{atm}	Pression atmosphérique	
F_D	Poussée dynamique	
F_S	Poussée statique	
P_A	Poussée axiale	

SOMMAIRE

Dédicace	I
Remerciement	II
Sommaire.....	III
Liste des tableaux.....	V
Liste des figures	VI
Nomenclature.....	VII
Introduction générale.....	1

Chapitre I : L'unité de TFT

1. Historique de la région	2
2. Situation géographique de la région	3
3. Description de la direction régionale de TFT.....	3
4. La division maintenance	5
5. Présentation de la station d'injection d'eau d'AMASSAK.....	7

Chapitre II : Généralités sur les pompes

1. Introduction	10
2. Définition des pompes.....	10
3. Classification des pompes	10
4. Théorie des pompes centrifuges.....	18
5. Efforts et contraintes appliquées sur la ligne d'arbre et les paliers.....	24
6. la cavitation dans les pompes centrifuge.....	41
7. Conclusion.....	45

Chapitre III : La pompe DVMX 3 4 9

1. Introduction.....	46
2. Désignation de la pompe DVMX 3 4 9.....	46
3. Description de la pompe DVMX 3 4 9.....	46
4. Caractéristiques techniques de la pompe 3 4 9.....	54
5. Solutions apportées aux problèmes posés.....	57
6. Conclusion.....	58

Chapitre IV : Exploitation et maintenance de la pompe DVMX

1. Introduction.....	59
2. Exploitation et installation de la pompe	59
3. Incidents de marche	61

4. Défaillances, maintenance des pompes	62
5. Les types de maintenances appliquées réellement par le service Maintenance	65
6. Application de la maintenance conditionnelle sur la pompe DVMX	74
6.1. Choix de maintenance à appliquer en fonction de types de machines	74
6.2. Application de la maintenance conditionnelle sur les pompes	78
6.3. Mise en place d'un programme de maintenance conditionnelle.....	80
6.4. Mesure de la vibration	83
6.5. Les modes de détection	84
6.6. La périodicité des mesures.....	85
6.7. Structure d'un système de surveillance	86
6.8. Les seuils d'alarme	87
6.9. L'analyse de vibrations appliquée par le service maintenance.....	89

Chapitre VI : Etude de fiabilité de la pompe

1. Introduction.....	91
2. Lois de fiabilité (Weibull).....	91
3. Etude de fiabilité de la pompe DVMX.....	91
4. Conclusion.....	98

INTRODUCTION GENERALE

Le pétrole est une ressource stratégique extrêmement lucrative qui attise toutes les convoitises.

La région Tin Fouyé Tabenkort (à ILLIZI) se base sur la production du pétrole. La production désigne les différentes méthodes utilisées visant à tirer le maximum du pétrole du gisement pétrolier ordovicien de TFT, parmi ces méthodes, on trouve la méthode de maintien de pression, ou l'utilisation des grandes pompes s'avère indispensable.

Un arrêt de quelque minute a comme conséquence une perte importante de production. C'est pourquoi la maîtrise des systèmes de production constitue un des soucis majeurs des industriels.

L'industrie pétrochimique est souvent confrontée à des problèmes au niveau des vecteurs de production que sont les pompes, les compresseurs, les ventilateurs, les compresseurs centrifuge, ...etc. les pompes qui représentent les installations les plus importantes.

La présente étude comporte une présentation et étude de maintenance d'une pompe centrifuge type DVMX 3 4 9.

Une partie du mémoire sera consacrée à l'exploitation et la maintenance de la pompe vu quelle fonctionne dans des cas particuliers

Un intérêt particulier sera accordé à l'application de la maintenance conditionnelle, en vue d'augmenter la disponibilité de cette machine et la réduction des coûts de maintenance.

Nous allons aussi mener une étude de fiabilité de la pompe, application des lois de fiabilité, lois de WEIBULL appliqué à l'élément fragile de la pompe.



Chapitre I :

Présentation de l'unité TFT

I.1.HISTORIQUE DE LA REGION

La direction régionale de TIN FOUYE TABANCORT (TFT) fait partie de la division de production de la société nationale de transport et de commercialisation des hydrocarbures (SONATRACH). Elle est chargée de la production du pétrole et du gaz dans les différents gisements qui existent dans la région.

Les premières découvertes dans la région datent des débuts des années soixante, le premier gisement découvert est celui de TFY en 1961, puis se succédèrent ceux de Hassi-Mazoula sud et Nord en 1963, de TFY Nord et Djoua en 1966, de TFT ordovicien en 1968 et enfin ceux de Tamendjelt et Amassak en 1970.

- Le gisement de TFY est situé au Sud de TFT, l'exploitation se fait par la technique du gaz Lift.
 - Le gisement d'Amassak est situé à 25 km au Nord Ouest du gisement de TFT, l'exploitation se fait par l'utilisation des deux techniques MP et le gaz Lift.
 - Le gisement de Djaoua se trouve au sud-est de TFT, l'exploitation se fait par des groupes électriques immergés.
 - Le gisement de Tamendjelt est situé à environ 6 km au Nord-Ouest de TFT, l'exploitation est par gaz Lift.
 - Le gisement de Hassi-Mazoula Nord, sud et Hassi-Mazoula B produite par pompage électrique.
- Le réservoir de TFT ordovicien produit la plus grande partie de production de la région de TFT, son exploitation à commencer en novembre 1968.

Jusqu'en 1975, les puits forés sont au nombre de 52, dont 49 producteurs. La surface embrassée par les forages ne présentait que 40% de la surface de TFT, la production d'huile en 1974 a atteint 1 634 000 tonnes.

En raison de la diminution de la pression de gisement qui conduit à l'épuisement de l'énergie du réservoir, le projet de maintien de pression est introduit en 1980.

Les résultats ont commencé à se manifester à partir de 1984 où il a été produit 2 751 651 tonnes, 4 976 886 tonnes en 1991, 4 410 176 tonnes en 1994 et 3 504 200 tonnes en 1998.

Dans le but d'augmenter le taux de récupération à plus de 25% et de récupérer les gaz torchés, un autre projet est entré en service en 1987 avec la construction de l'usine de traitement de gaz. Actuellement 213 puits d'huile sont forés dans le réservoir ordovicien du gisement de gaz de TFT.

Plusieurs techniques de récupération d'huile ont été utilisées dans la région de TFT : récupération primaire (puits éruptifs), et récupération secondaire (gaz Lift, maintien de pression).

I.2. SITUATION GEOGRAPHIQUE

La région de TFT est située au Nord/Ouest d'Ilizi, à 1300 km au sud/est de la capitale, à 500 km au sud-est de Hassi-Messaoud, et à 300 km au Nord d'In-Aménas (**Figure I.1**).

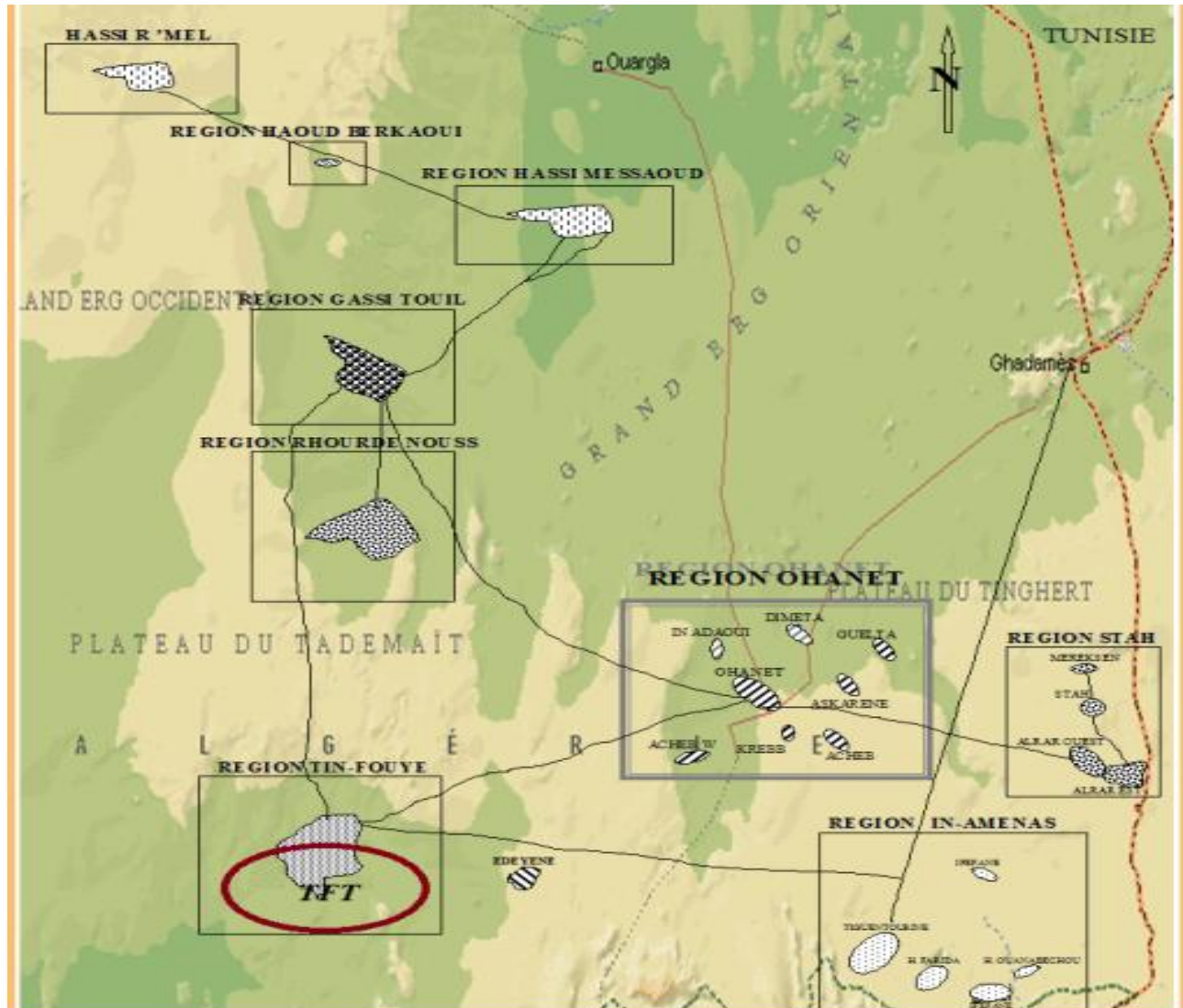


Figure I.1 : situation géographique de TFT

I.3. DESCRIPTION DE LA DIRECTION REGIONALE DE TFT

La direction régionale de TFT fait partie de la division Production de l'entreprise nationale SONATRACH. Elle est chargée de la production du pétrole et du gaz des champs de TFT et de la gestion de toutes les divisions y afférentes.

3.1. Présentation de l'organigramme hiérarchique

Les différentes divisions composant la direction régionale sont :

- Division Engineering et Production.

- Division Exploitation.
- Division Maintenance.
- Division Sécurité.
- Division Réalisation.
- Division Intendance.
- Division Personnel.
- Division Finance.
- Division Approvisionnement et Transport.

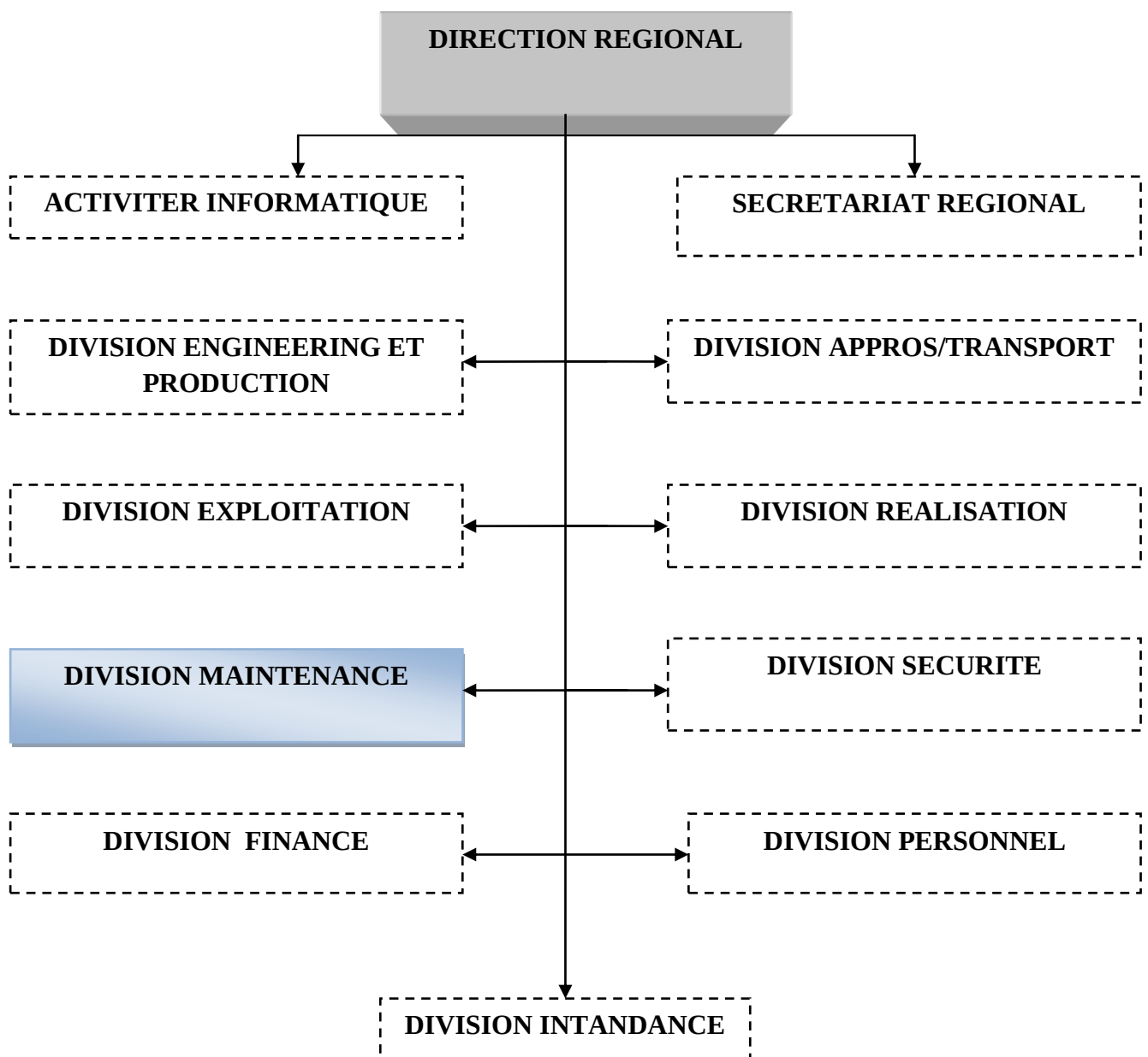


Figure I.2 : Organigramme hiérarchique de la direction régionale de TFT

I.4. Division Maintenance

Structurée en 05 services, elle est chargée de la maintenance des installations de surfaces. Elle travaille en collaboration avec les autres divisions essentiellement avec l'exploitation.

4.1. Service méthodes et planification

C'est le poumon de toute la division maintenance dont il joue un rôle primordial dans cette dernière à savoir :

- La planification et la préparation des programmes de révision de toutes les machines de production et instruments.
- Il planifie toutes les opérations de maintenance et d'intervention sur le matériel et les instruments (mécanique ou électrique) par la préparation des ordres de travail destinés directement aux structures d'intervention, cela se fait en utilisant un système informatique de gestion de maintenance conçue spécialement pour cette tâche (GMAO : Gestion de Maintenance Assistée par Ordinateur)

GMAO : est l'informatisation de la tâche maintenance, reçoit des données caractéristiques des différentes machines ; ainsi que les entrées journalières des différentes machines ; ainsi que les entrées journalières tel que le nombre d'heures de fonctionnement, l'état du matériel, etc., et celle de fin d'intervention (retour d'OT exploité). Une fois les données bien reçues et saisies, le travail du service méthode deviendra machinal, et il n'a qu'à être suivi.

Alors ce service est chargé de la planification des programmes de révision et la préparation des outils adéquats pour les besoins de chaque opération d'intervention. Le service veille à assurer :

- La préconisation des pièces de rechange nécessaires aux équipements qu'il gère.
- Le programme de maintenance des machines, en fonction de la fonctionnalité et le nombre d'heures de travail.

4.2. Service électricité

Il est chargé de l'entretien et la réparation des équipements et machines de toutes anomalies d'origine électrique.

Il s'occupe de l'exploitation et la maintenance de la centrale électrique. C'est un service chargé de l'électricité industrielle (production, distribution et maintenance).

L'électricité domestique (base de vie+ bureaux de la région) est gérée par le service électromécanique de la division réalisation.

La centrale électrique est gérée par deux équipes qui travaillent H24. Le suivi et le contrôle des paramètres se font toutes les deux heures tel que :

- Paramètres alternateurs T.G ;

- Paramètres turbines T.G ;
- Réseau de distribution ;
- Paramètres auxiliaires.

La centrale électrique est un grand centre de production de l'énergie électrique qui est la source alimentaire de toute la région TFT et ses périphéries. Elle alimente également :

- Secteur sud, GTFT, Tifernine (ligne 60 KV).
- Secteur Nord, UGTA et station d'injection C. Production d'eau (TAM-TFNE)
- Secteur Bases (2 lignes 5,5 KV).
- ENGCB.
- deux départs vers stockage base de vie TFT (ligne 60 KV) Son démarrage a eu lieu en 1980 avec deux turbines, une troisième turbine a été acquise récemment (1999).

4.3. Service mécanique industrielle

Il intervient dans la réparation et l'entretien de toute machine ou équipement à sa disposition relevant du domaine de la mécanique.

Le service intervient essentiellement sur les équipements suivants :

- Pompes d'expéditions de CPC TFT, CPC TFY, Djoua, Mazoula Nord et sud.
- Pompes à gaz (Burton) sur les centres de réparation.
- Groupes électrogènes sur stations éloignées comme Djoua, Mazoula Nord et sud, et Amassak DSP.
- Interventions sur les équipements mécaniques de la division sécurité à savoir : moteurs, pompes, motopompes et électro-pompes.
- Groupes électrogènes de secours installés sur la centrale électrique et l'UTGA CS2.
- Le service gère un atelier mécanique qui s'occupe des rénovations des machines tournantes (groupes électrogènes), pompes centrifuges d'expédition, pompes à Gaz-Burton), compresseur d'air, usinage et confection des diverses pièces.
- Les structures du service sont :
- Section atelier, Section secteur Nord, les centres de séparations, Djoua, CPC TFT, sécurité et l'UTGA
- Section secteur Sud : Tamendjelt, Amassak, CPC TFY, Hassi Mazoula Nord et Sud, et la centrale électrique.

4.4. Service instrumentation

Ce service est chargé du suivi du bon fonctionnement des équipements et machines sous sa responsabilité à l'aide d'un tableau de bord doté d'un certain nombre d'indicateurs qui permettent d'informer l'opérateur table autisme sur le fonctionnement normal et/ ou anormal des différents points d'installations. Ce tableau de bord nécessite un suivi permanent afin d'éviter des problèmes qui peuvent avoir des conséquences néfastes.

4.5. Service turbomachine

On peut définir ce service comme étant une équipe d'intervention et maintenance des trois sortes d'équipement au niveau de toute la région de TFT à savoir :

- Les turbines à gaz.
- Les pompes.
- Les compresseurs.

Et il est structuré en quatre (04) sections :

- 1) Section entretien et maintenance turbine.
- 2) Section maintien de pression

3.1. Station d'injection d'eau d'Amassak

3.2. Station d'injection d'eau de TFT

- 3) Section mécanique fermeture gaz Lift (FGL) Section UTGA.

I.5. PRESENTATION DE LA STATION D'INJECTION D'EAU D'AMASSAK

5.1. Le but de la station

Avant que le gisement soit épuisé, ce qui veut dire que le gisement est éruptif, la récupération d'huile se fait systématiquement le fait de forer des puits producteur ; ça s'appelle récupération primaire. au fur mesure cette pression diminue dans le gisement, l'huile ne peut être repoussé vers la surface, ce qui nous amène à utiliser plusieurs technique pour forcer cette huile à remonter, ça s'appelle la récupération secondaire, parmi ces méthodes-ci on a la technique du maintien de pression(MP) (voir **figure I.4**).

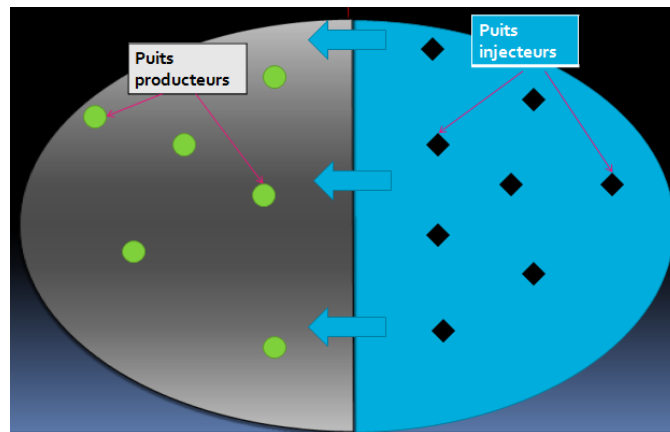


Figure I.3 : Production d'huile par la technique Maintien de pression (MP)
(Récupération secondaire)

5.2. Composition et Fonctionnement de la station

La station d'injection d'eau haute pression permet de traiter, filtrer, et refouler 3500 m³/jour d'eau à une pression de 230 bar eff. Maximum. Cette station d'injection est installée au centre de TAMENDJELT. L'alimentation en eau de la station provient de deux bacs de stockage existants.

A l'entrée de la station sont installées deux pompes boosters (repère : P02A et P02B). Elle sert à compenser les pertes de charge du réseau et de l'unité de filtration et permettent de disposer d'une pression suffisante à l'aspiration de la pompe d'injection.

L'une des deux pompes est toujours en service. Elle est affectée à l'alimentation de la pompe d'injection. L'autre pompe, en réserve, est utilisée pour l'alimentation de lavage des filtres (repère : S01A et S01B). La pression d'alimentation de l'eau de lavage est réglée par une vanne autorégulatrice.

Située en amont de ces pompes, une injection de poly électrolyte facilite la floculation des matières en suspension dans l'eau, avant la filtration de celle-ci.

L'eau traverse ensuite un poste de filtration constitué de deux filtres bicouches (repères : S01A et S01B) installés en parallèle permettant l'élimination des particules supérieures à 3 microns.

En aval du poste de filtration, l'eau reçoit les différents produits additifs (bactéricide, inhibiteur de corrosion) justifiés par les analyses.

Puis la mise en pression de l'eau filtrée est assurée par la pompe d'injection DVMX haute pression (repère : P01).

Une vanne de régulation (repère : PV22) située au refoulement de la pompe haute pression permet de limiter et de réguler le débit et la pression d'eau en sortie de la station.

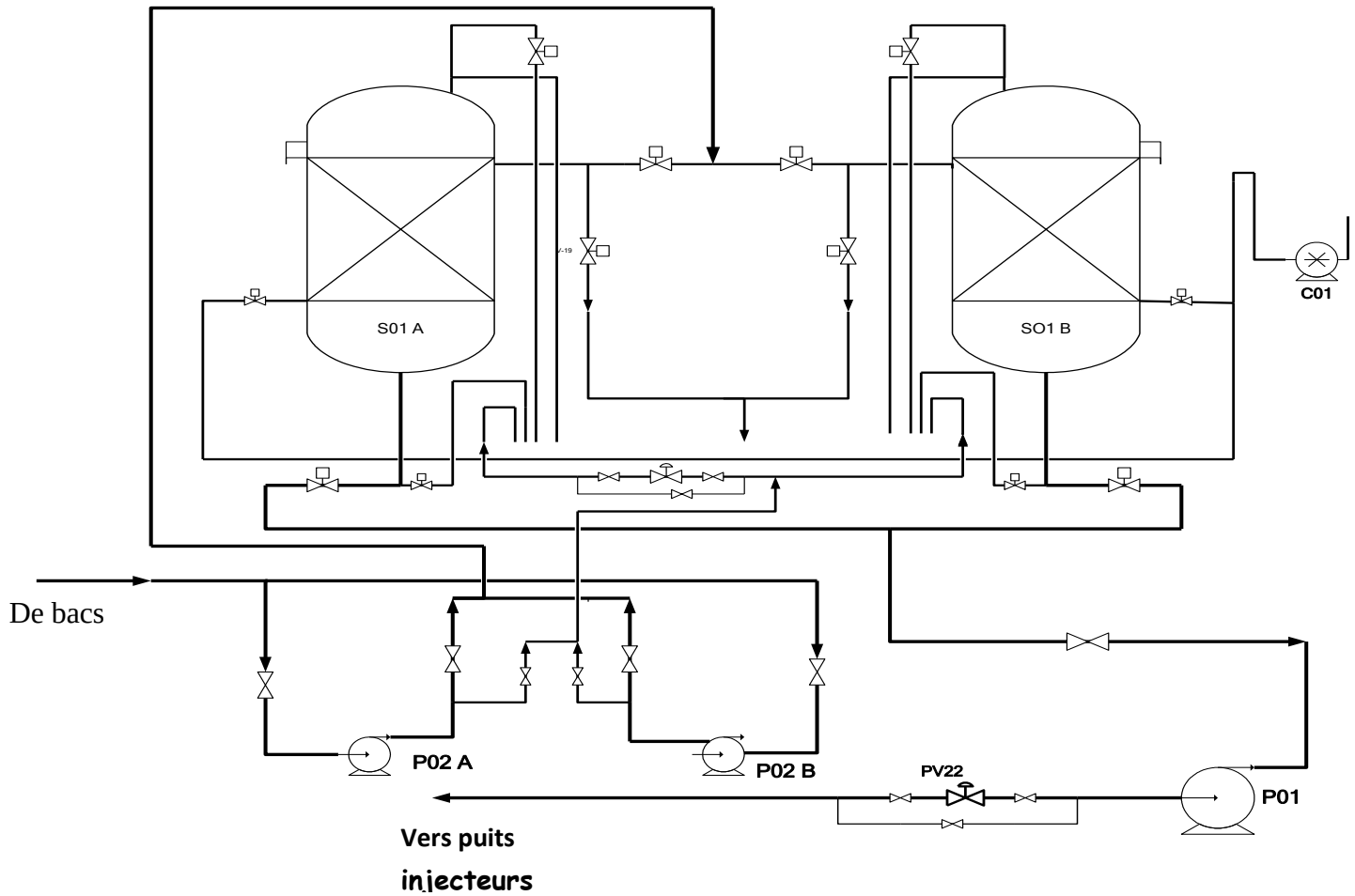
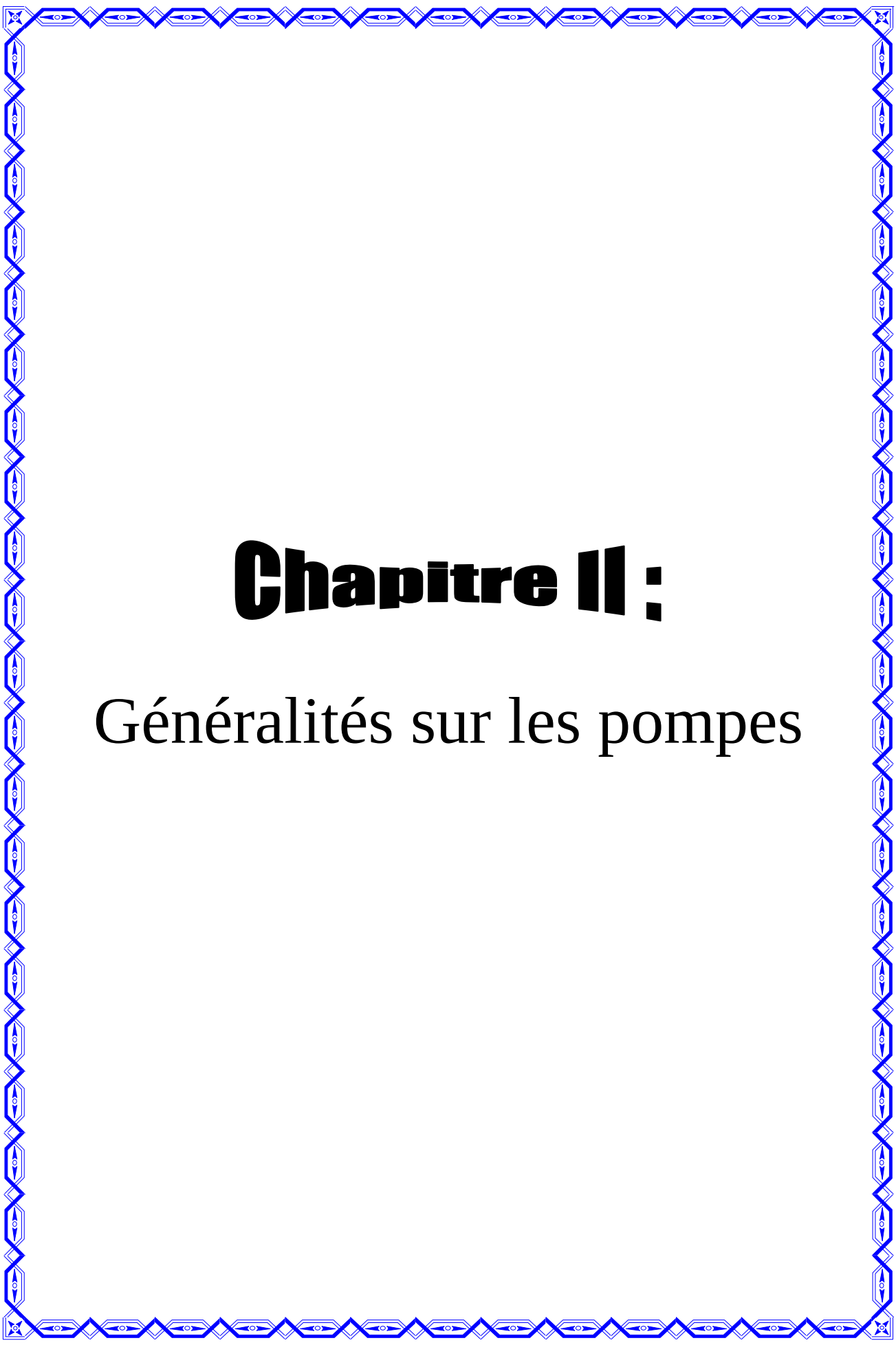


Figure I.4 : Schéma de la Station d'injection d'eau d'AMASSAK

5.3. Manifold de distribution et têtes de puits d'injection

A la sortie de la station d'injection, l'eau haute pression est alors dirigée par l'intermédiaire d'une dorsale principale de diamètre 10 pouces vers un manifold de distribution situé sur le champ d'AMASSAK distant de 33,4 km de la station d'injection. Ensuite un réseau de dessertes alimente les puits injecteurs.



Chapitre II :

Généralités sur les pompes

II.1. INTRODUCTION

On appelle turbomachine tout appareil dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie mécanique entre un fluide en écoulement permanent et une roue portant des aubes disposées symétriquement autour d'un axe. L'écoulement du fluide sur ces aubes provoque l'échange d'énergie entre le fluide et l'arbre de la machine.

Toutes les turbomachines réceptrices portant le nom de turbine, alors que celle génératrice se subdivisent en pompe, ventilateur, compresseur ou soufflante selon la nature liquide ou gazeuse du fluide véhiculé et selon sa compressibilité.

Le fluide utilisé pour les pompes est un liquide, alors que celui utilisé pour les ventilateurs et les compresseurs est un gaz; souvent de l'air.

Il existe enfin des turbomachines qui peuvent jouer les deux rôles, ce genre de machines hydrauliques est appelé machines hydrauliques réversibles; elles peuvent fonctionner à volonté comme des turbines hydrauliques ou comme des pompes.

Le sens d'écoulement peut être inversé soit en modifiant l'inclinaison des aubes, soit en renversant le sens de rotation de l'arbre.

Les turbomachines et plus particulièrement les pompes sont les éléments les plus utilisés dans beaucoup de domaine industriels [7].

II.2. DEFINITION

Une pompe est une machine hydraulique qui sert à transporter un liquide en augmentant sa pression.

L'augmentation de la pression du liquide est due à la transformation d'une énergie mécanique en une énergie hydraulique.

II.3. CLASSIFICATION DES POMPES

Il existe un grand nombre de types de pompes, celles-ci sont divisées en deux grandes familles: les turbopompes, les pompes volumétriques.

3.1. Turbopompes (pompes roto-dynamique)

Les turbopompes sont des appareils qui servent à transformer l'énergie mécanique en énergie d'un fluide à l'aide d'un mouvement de rotation continu.

Les turbopompes se composent de deux parties principales :

- Un **rotor** qui communique au liquide un mouvement de rotation par l'intermédiaire d'aubes ou d'ailettes et qui est fixé sur un arbre supporté par des paliers et couplé au moteur au moyen d'un dispositif rigide ou flexible.
- Un **corps** de pompe dont le rôle est de diriger le liquide en lui donnant un accroissement de pression, comprenant des orifices d'aspiration et de refoulement et il supporte des paliers et sert d'habitacle pour l'équipage mobile.



Figure II.1 : Pompe centrifuge à volute (turbopompe) [1].

Ces définitions sont communes pour trois grandes classes de pompes (**figure II.2**) [1].

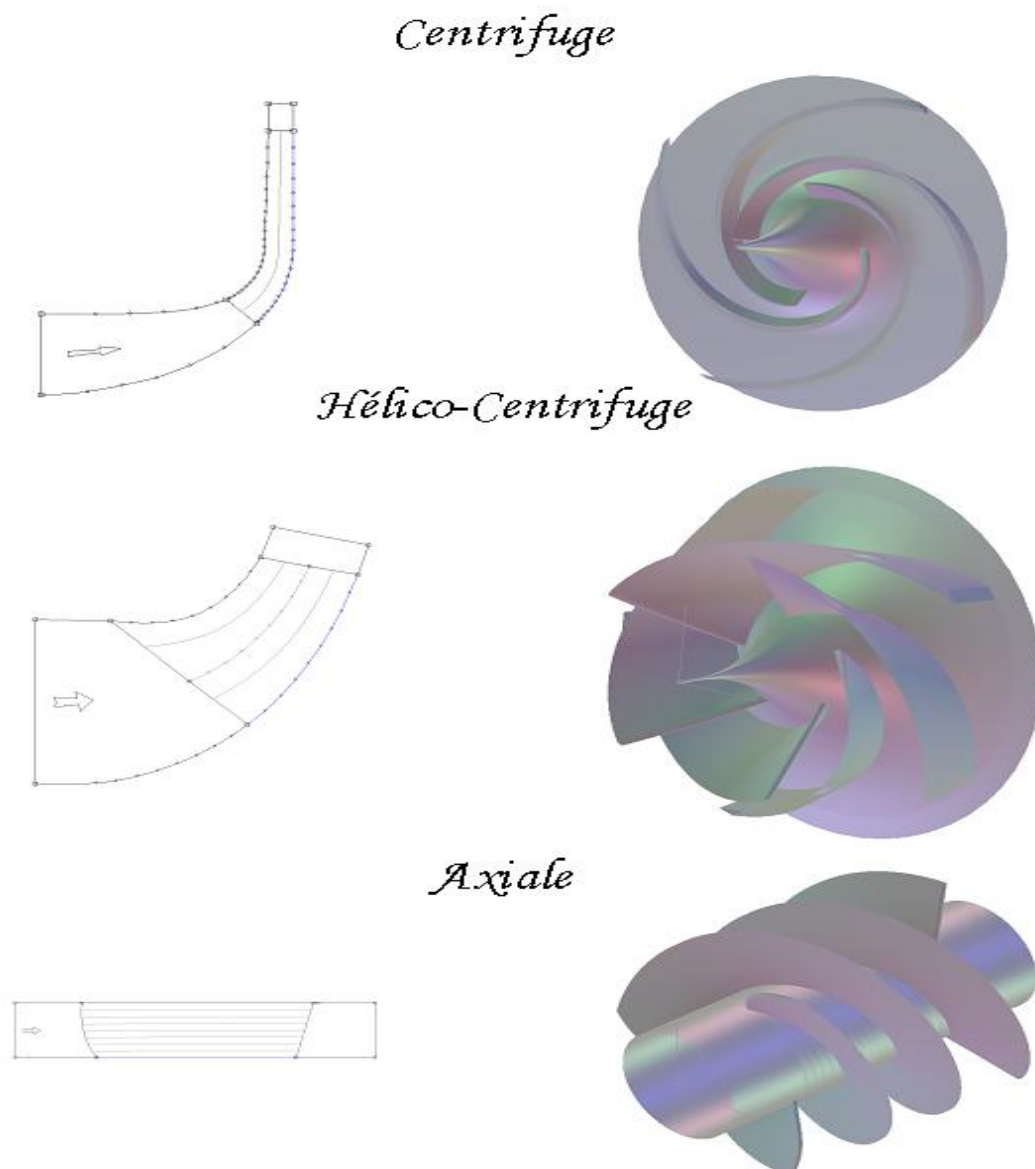


Figure II.2 : Types de turbopompes [1]

3.1.1. Situation comparée des pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices [5].

Il n'existe pas de normalisation reconnue qui fixe clairement la limite entre, d'une part, les pompes centrifuges et, d'autre part, les pompes hélico-centrifuges. On passe de façon continue d'un type de pompe à l'autre, en traversant un petit domaine flou où les deux modes de dessin sont possibles. Un domaine flou, assez semblable, existe également à la frontière qui sépare les pompes hélico-centrifuges et les pompes hélices.

Ces domaines respectifs peuvent être marqués, ou limités, en utilisant le paramètre N_s qui est la vitesse spécifique de la pompe, et nous ferons la convention suivante :

- les pompes hélices correspondent au domaine $N_s > 135$;
- les pompes centrifuges correspondent au domaine $N_s < 60$;
- les pompes hélico-centrifuges correspondent au domaine intermédiaire $60 \leq N_s \leq 135$.

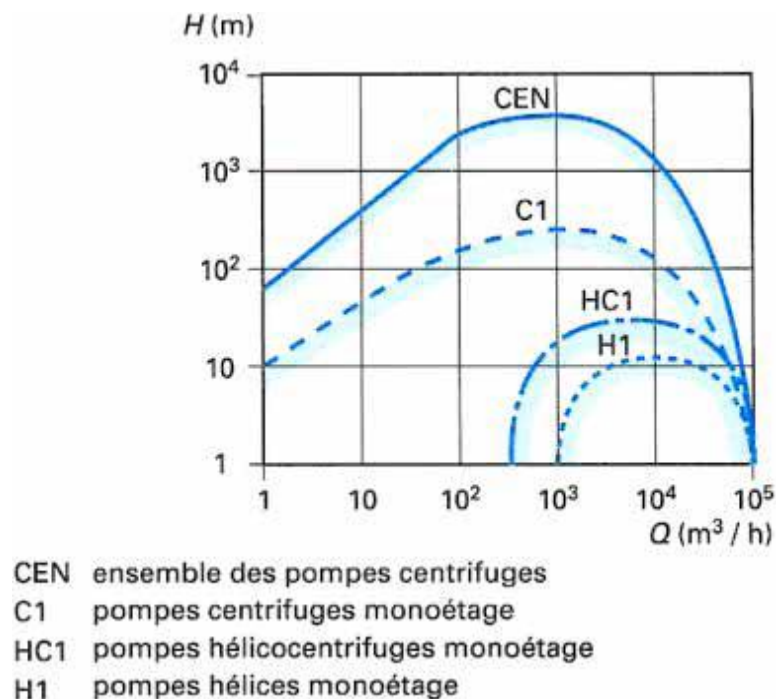


Figure II.3 : Domaines d'utilisation des pompes industrielles Roto-dynamiques [5].

1) Pompes hélices (axiale)

Le liquide entraîné dans un mouvement de rotation par l'équipage mobile est rejeté axialement, la trajectoire d'une particule de liquide est entièrement située sur un cylindre de révolution, c'est une hélice circulaire.

Le domaine H1 est celui des pompes hélices industrielles qui doivent offrir une bonne capacité d'aspiration, permettant une installation facile, ainsi qu'une courbe caractéristique toujours descendante, assurant un fonctionnement stable quel que soit le débit. Dans ces conditions, la hauteur de refoulement se trouve limitée à une valeur de 11 m environ.

Les pompes hélices ne sont jamais réalisées avec deux ouïes pour des raisons de construction qui sont évidentes. Elles sont rarement utilisées en version multi-étagage

(pour $H > 11$ m, on leur préfère d'autres types de pompes). Les pompes hélices ne sont pas employées pour les faibles débits, car elles nécessiteraient des vitesses de rotation élevées ou très élevées que les utilisateurs préfèrent éviter.

2) Pompes hélico-centrifuges

Ce type est intermédiaire entre les deux précédents. Le flux résulte de la composition des flux axial et radial, la trajectoire d'une particule de liquide est une courbe tracée sur un cône de révolution.

Elles peuvent être utilisées en variante multi-étage, mais conduisent, dans ce cas, à un pas d'étage élevé qui limite le nombre d'étages à 5 (ou 6). On obtient le domaine global des pompes hélico-centrifuges en multipliant par 5 les hauteurs manométriques de la courbe HC1 de la **(figure II.3)**. Comme les pompes hélices, les pompes hélico-centrifuges ne sont pas utilisées pour de faibles débits, car elles conduisent dans ce cas à des vitesses de rotation élevées ou très élevées.

3) Pompes centrifuges

Le rotor entraîne dans son mouvement un liquide qui est rejeté à la périphérie par la force centrifuge. Elles couvrent un domaine (CEN) incomparablement plus grand que celui des autres pompes, ce que l'on voit mal sur la **(figure II.3)** par suite de l'utilisation d'échelles logarithmiques. Elles permettent par exemple d'atteindre des hauteurs manométriques environ 100 fois supérieures à celles que l'on peut réaliser avec des pompes hélices.

2.2. Pompes volumétriques

Le déplacement d'une portion déterminée de la région d'aspiration vers la région de refoulement au moyen d'un mouvement approprié (translation ou rotation) de l'organe actif (piston, piston-plongeur, piston à ailettes, rotor,...). Les mouvements de l'organe actif et du liquide sont liés de telles manières que tout changement de position du premier entraîne un déplacement simultané du second. L'arrêt de l'organe actif rend impossible le passage du liquide par la pompe.

On distingue généralement:

- 1) **les pompes volumétriques rotatives** : Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement (**Figure II.4**).

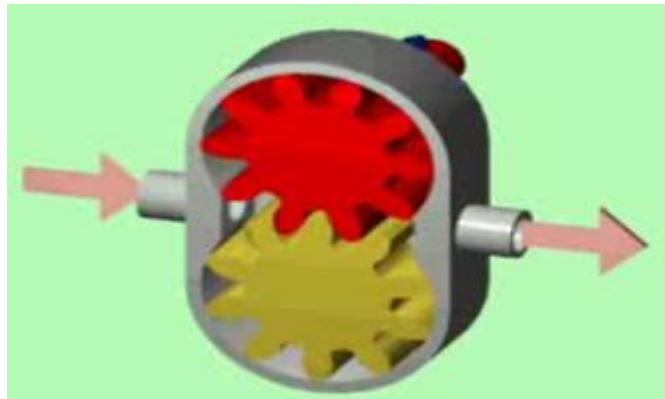


Figure II.4 : Pompe à engrenage (volumétrique rotative)

- 2) **les pompes volumétriques alternatives:** la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif.

II. 3. LES POMPES CENTRIFUGES

• Définition

Une pompe centrifuge est un système ouvert, en quelque sorte un trou ou encore un conduit, dans lequel est mis en place un champ de forces centrifuges. Cette machine n'est plus basée sur le transport du fluide dans un godet ou sur la variation, dans le temps, d'un volume d'emprisonnement. Le fluide n'est plus poussé par une paroi matérielle, mais mis en mouvement et équilibré par un champ de forces.

• Amorçage

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

Pour les petites pompes dont le tuyau d'aspiration est muni d'un clapet de non-retour, il suffit parfois de prévoir manuellement le remplissage du tuyau d'aspiration par l'eau provenant d'un réservoir ou d'une conduite d'eau sous pression qui peut être d'ailleurs la conduite de refoulement de la pompe elle-même [7].

Pour les grandes pompes à grande vitesse de rotation, on prévoit des petites pompes pour augmenter la pression à l'aspiration.

3.1. Les pompes centrifuges monocellulaires [3].

• Les éléments constitutifs et leurs fonctions :

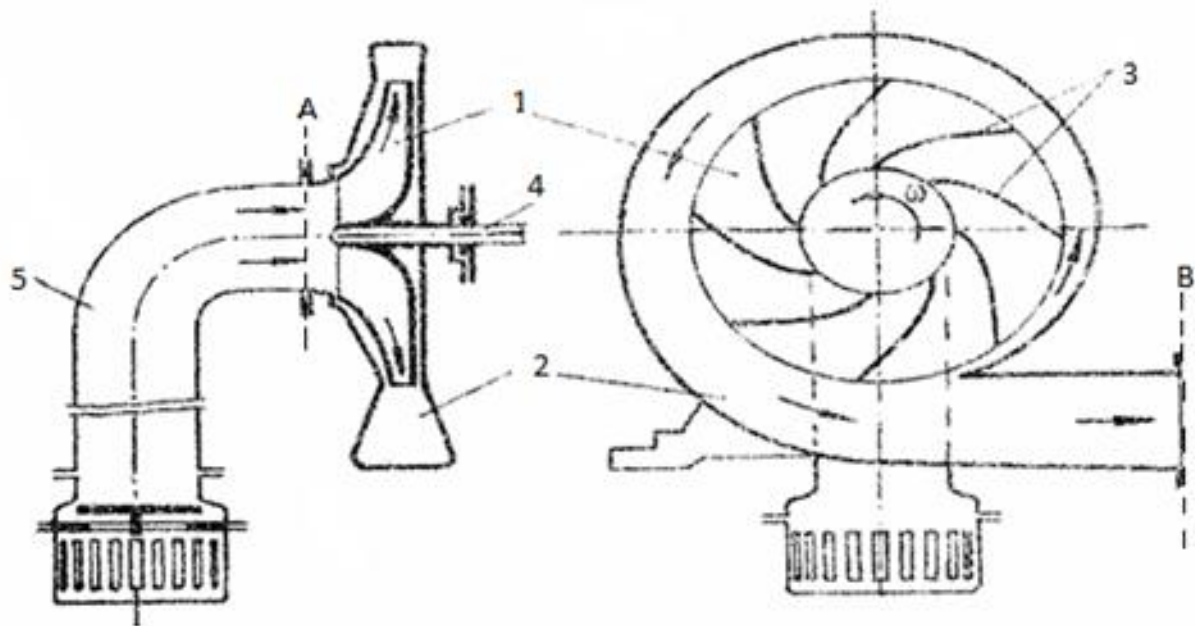
Une telle machine, dont la (**figure II.1**) est un exemple, est composée de divers parties en suivant une particule fluide (**figure II.5**) :

L'élément essentiel de la pompe est la roue (1). Elle est logée dans la volute (2) et rigidement fixée sur un arbre(4) relié directement à l'arbre du moteur par un accouplement.

La roue tourne à grande vitesse et le liquide dans la volute. Le refoulement est dû à l'interaction des aubes(3) et du courant liquide.

La volute à deux fonctions, elle collecte le liquide envoyé par la roue et transforme une partie de l'énergie cinétique du courant en énergie potentielle.

Le liquide pénètre dans la roue de la pompe parallèlement à son axe et passe dans l'espace compris entre les aubes. Puis il sort de la roue par les fentes formées par les deux disques de la roue. Les particules liquides sortent de la roue radialement par l'effet de la force centrifuge qui est due elle aussi à la rotation de la roue sur l'axe de rotation (l'arbre), en libérant des espaces occupés par les particules voisines. De ce fait elles provoquent un mouvement continu.



1. Roue ; 2. Volute ; 3. Aubes ; 4. Arbre ; 5. Tuyau d'aspiration.

Figure II.5 : Schéma d'une pompe centrifuge [7].

3.2. Les pompes centrifuges multicellulaires [3]

Lorsque l'on veut obtenir des hauteurs de refoulement plus élevées qui dépassent les possibilités d'une seule roue centrifuge, on est amené à utiliser des pompes centrifuges multicellulaires composées de plusieurs roues disposées en série (**figure II.6**). En effet le liquide passe du premier étage au cinquième en augmentant sa pression, ainsi le liquide quitte la pompe avec cinq fois la compression réalisée par un seul étage.

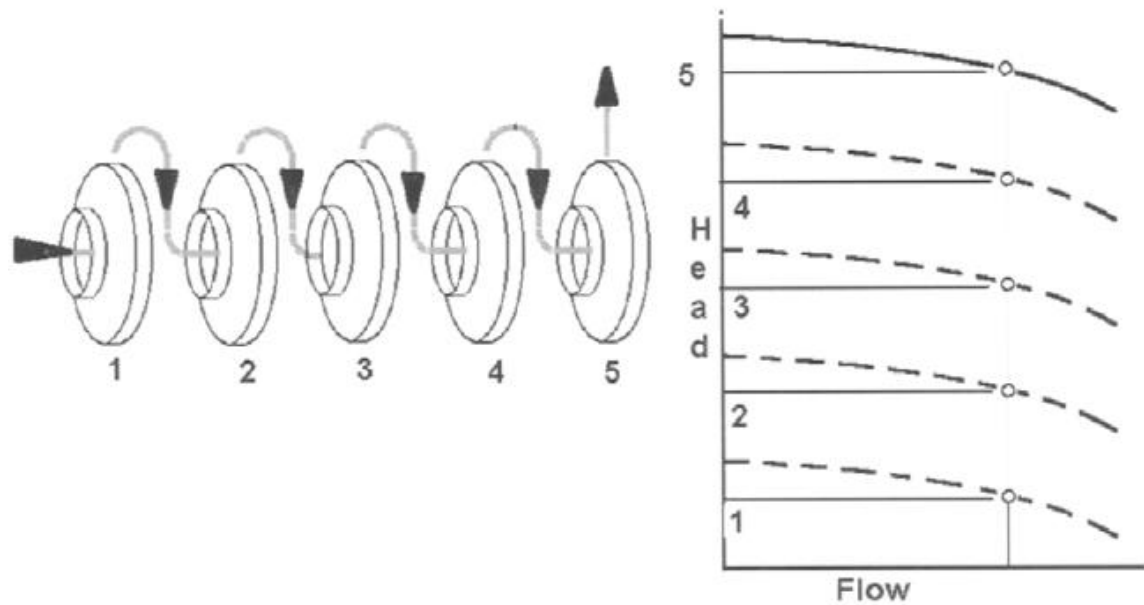


Figure II.6 : Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge multi-étagées [6].

Du point de vue constructif, elles peuvent être constituées par des cellules empilées, comme représenté (**figure II.7**), ou par deux corps inférieur et supérieur à joint axial (**figure II.8**).

1) Pompe Multicellulaire à cellule empilées

Ces cellules sont centrées les unes sur les autres par des centrages mécanique convenables et sont assemblées par des tirants mécaniques qui doivent être suffisamment bien dimensionnés pour résister aux efforts dus à la pression de refoulement à vanne fermée. Les centrages doivent être suffisamment précis pour que les jeux nécessaires au bon fonctionnement de la machine soient respectés tout le long du mobile et la difficulté de l'assemblage est alors d'autant plus grande que le nombre des cellules plus élevé.

Du point de vue hydraulique, la principale difficulté est celle du tracé du canal de retour qui relie le refoulement d'une roue à l'entrée de la roue suivante.

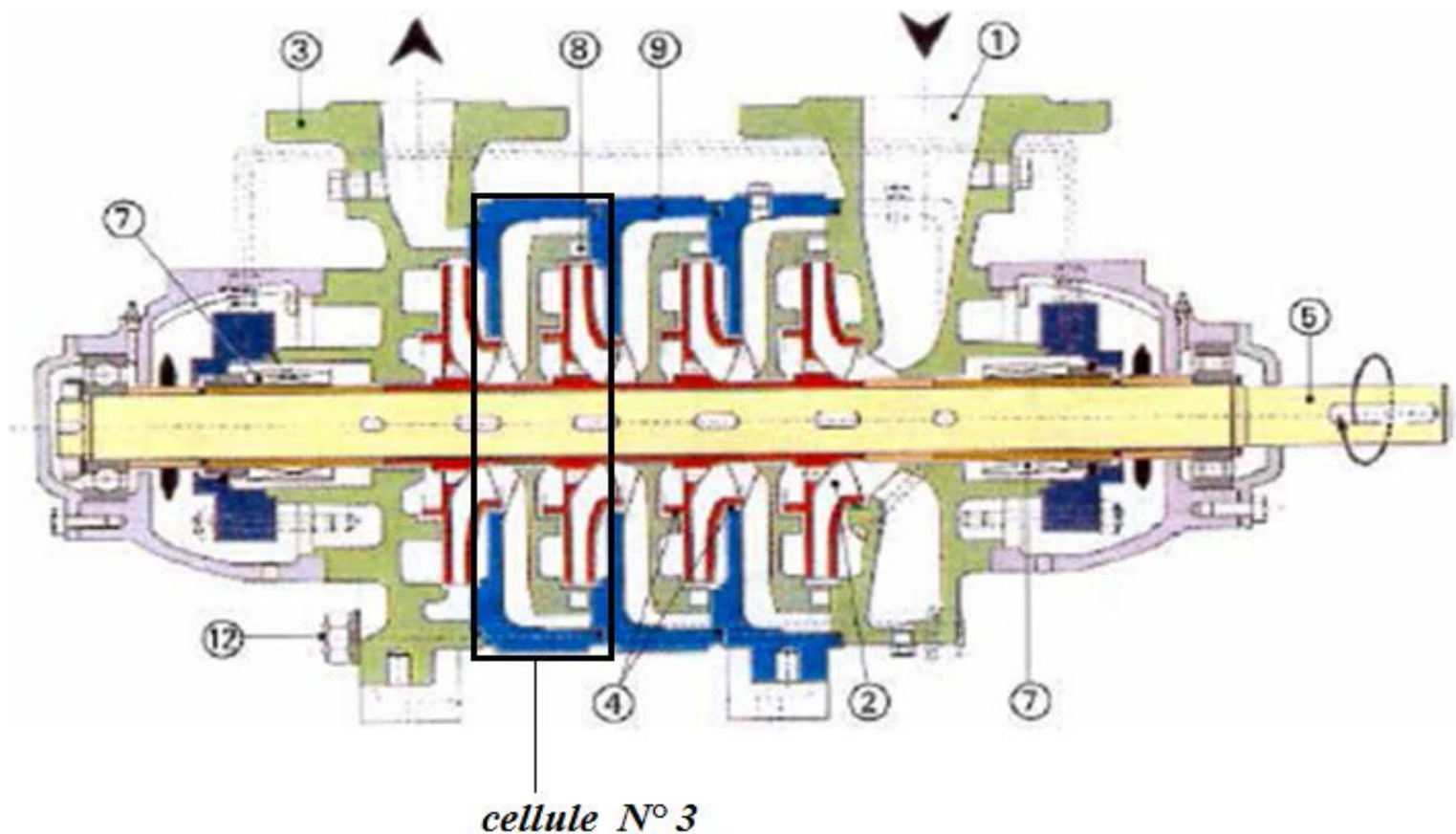


Figure II.7 : Pompe centrifuge multicellulaire à cellules empilées

2) Pompe multicellulaire à plan de joint axiale

Elle a un corps constitué par deux parties boulonnées l'une sur l'autre et se raccordant dans un plan horizontal passant par l'axe de la machine appelé plan de joint. Le demi-corps inférieur porte les tubulures d'aspiration et de refoulement, ce qui permet un démontage du demi-corps supérieur sans avoir à désolidariser de la pompe les tuyauteries d'entrée et de sortie. De telles machines permettent des visites de surveillance ou d'entretien extrêmement faciles. Elles conviennent bien à des niveaux de pression élevés ; leur construction est, par contre, relativement coûteuse.

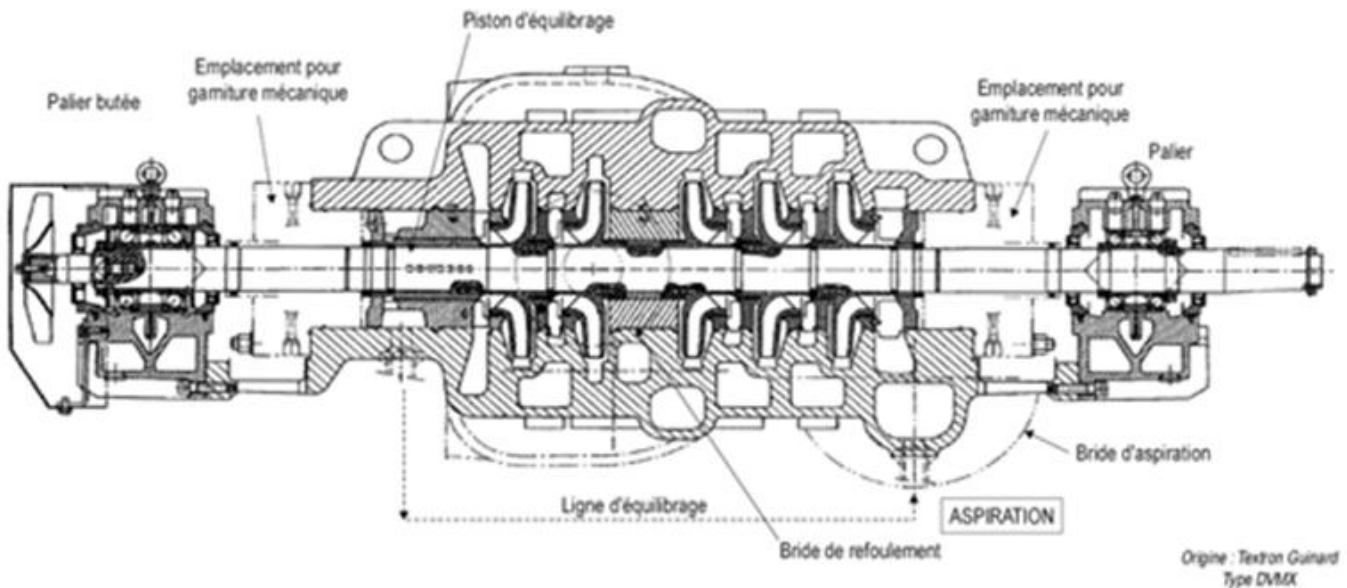


Figure II.8 : Pompe multicellulaire horizontale à plan de joint axiale (Type DVMX).

II.4. THEORIE DES POMPES CENTRIFUGES

4.1. Caractéristiques d'une pompe centrifuge

Une pompe centrifuge est principalement représentée par trois caractères qui sont : $H(Q)$, $P(Q)$, $\eta(Q)$.

1) La Caractéristique $H(Q)$

Toute pompe est caractérisée par une hauteur (H) qui est inversement proportionnelle au débit (Q). Ces deux caractéristiques sont très importantes, car ça nous laisse de déterminer le point de fonctionnement nominal de la pompe à une vitesse de rotation constante et donc la hauteur nominale (H_n) et le débit nominal (Q_n), en connaissant les caractéristiques du circuit hydraulique de l'aspiration au refoulement.

2) La Caractéristique $P(Q)$

La puissance dont il s'agit ici est celle utile recueillie sur l'arbre de la pompe, désignée par P_u . Elle se calcule à partir de H . Il s'agit en occurrence de la puissance utile qui s'exprime : $P_u = \rho g Q H$.

Remarque : P_u est aussi appelée puissance nominale souvent désignée aussi par P_n . Dans les pompes centrifuges à faible et moyenne vitesse spécifique, les courbes caractéristiques $P(Q)$ de la puissance, sont régulièrement ascendantes et atteignent un maximum.

3) Caractéristique $\eta(Q)$

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

4.2. Diagramme des vitesses dans une pompe centrifuge

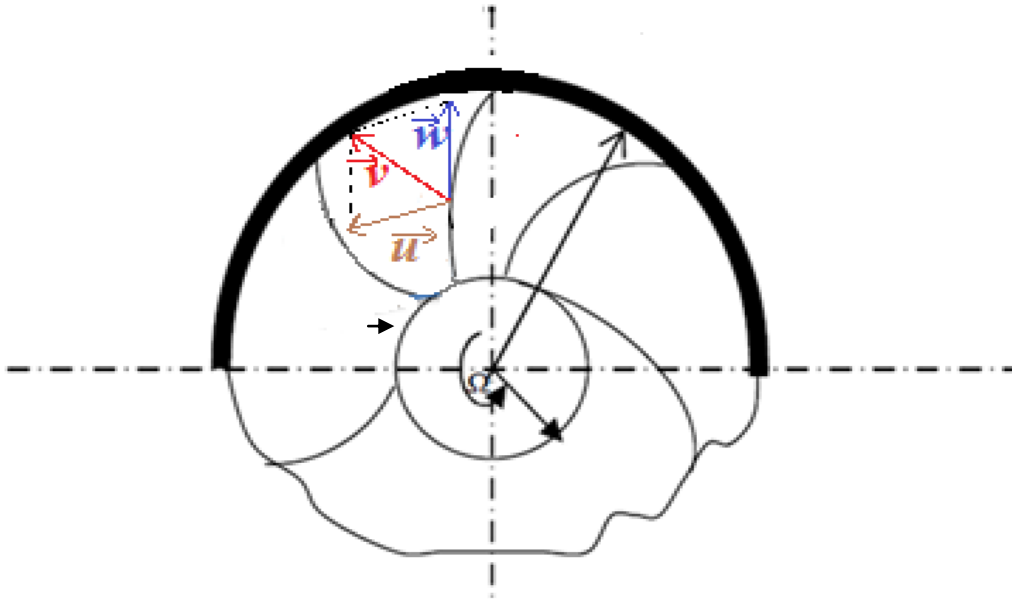


Figure II.9 : Diagramme des vitesses pour une roue de pompe centrifuge. [1]

Pour une position r d'une particule fluide (Figure II.7), on définit :

$\vec{V}$: vecteur vitesse absolue.

$\vec{W}$: vecteur vitesse relative.

$\vec{U}$: vecteur vitesse tangentielle.

On a toujours la relation vectorielle vérifiée: $\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$

D'où l'on peut constituer le triangle de vitesse (**Figure II.9**)

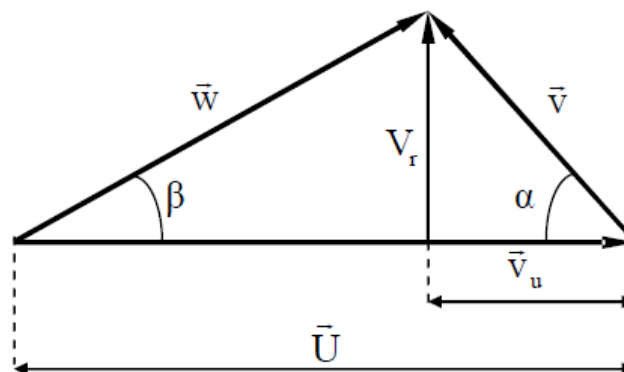


Figure II.10 : triangle des vitesses

On définit :

α : Angle de vitesse absolue.

β : Angle de vitesse relative.

A partir du triangle de vitesse (Figure), on peut écrire les relations :

$$V_r = V \cdot \sin \alpha = W \cdot \sin \beta = V_u \cdot \tan \alpha = (U - V_u) \cdot \tan \beta$$

V_r : Vitesse débitante ou méridienne qui est radiale ici

$$V_u = V \cdot \cos \alpha = U - W \cdot \cos \beta = V_r \cdot \tan \alpha$$

V_u : vitesse tangentielle de la vitesse absolue.

4.3. Théorie unidimensionnelle des turbomachines a nombre d'aubes infini

1) Fondements de la théorie unidimensionnelle des turbomachines [2]

Considérons une roue (Figure 9) de diamètres d_1 à l'entrée et d_2 à la sortie, et de largeurs respectives b_1 et b_2 . La ligne A_1A_2 représente la ligne géométrique moyenne du canal limité par les aubes aux tracés B_1B_2 et C_1C_2 .

Considérons les phénomènes d'écoulement dans le canal entre deux aubes consécutives d'une roue tournant à une vitesse angulaire constante Ω , l'écoulement absolu, rapporté au corps immobile de la pompe, et l'écoulement relatif par rapport à la roue tournante. Pour cette raison, les notions de vitesse absolues et relatives, et de trajectoires absolues et relatives de l'élément liquide sont introduits. L'écoulement absolu dans la roue est un mouvement périodiquement variable, tandis l'écoulement rapporté à la roue est un mouvement à symétrie de révolution par rapport à l'axe.

L'écoulement du liquide dans le canal de roue est un mouvement de particule liquide dont le débit est concentré le long de la ligne moyenne du canal ; cette ligne constitue simultanément la trajectoire de la particule liquide centrale par rapport aux parois de la roue en rotation. La théorie de l'écoulement fondée sur ce principe sera appelée théorie unidimensionnelle.

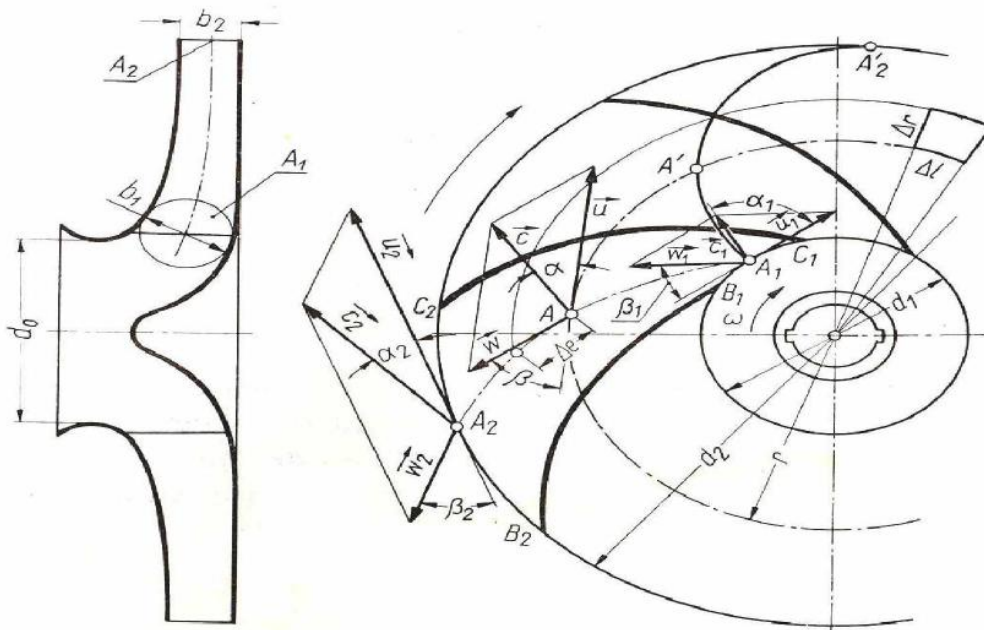


Figure II.11 : Ecoulement du liquide dans la roue d'une pompe centrifuge [2].

Avec :

A_1A_2 : Ligne géométrique moyenne du canal entre deux aubes consécutives

B_1B_2 et C_1C_2 : Tracés des aubes

$A_1A'A'_2$: Trajectoire absolue d'une particule.

2) Géométrie de l'écoulement du liquide dans la roue

Les particules liquides pénètrent dans la roue (Figure 9) par une surface cylindrique de rayon r_1 , avec une vitesse V_1 inclinée d'un angle α_1 par rapport à la vitesse périphérique U_1 , et en sortent par une surface cylindrique de rayon r_2 , avec une vitesse absolue V_2 inclinée d'un angle α_2 par rapport à la vitesse périphérique U_2 .

Les états du mouvement d'entrée et de sortie de la roue tournant à la vitesse angulaire constant Ω , sont représentés par les triangles des vitesses (figure 10) construits de la manière suivante :

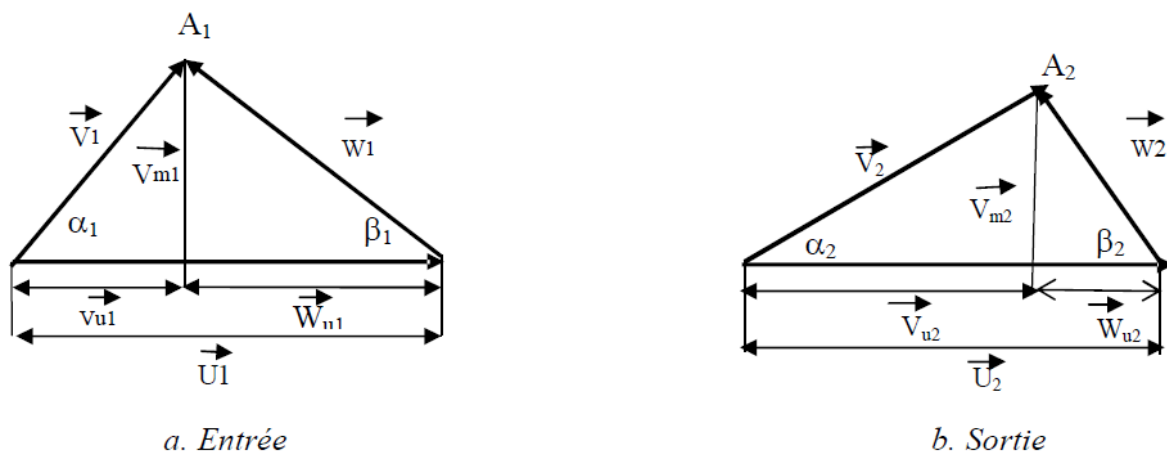


figure II.12 : triangle des vitesses[2].

La vitesse absolue sur le bord d'attaque V_1 se décompose en une vitesse périphérique $U_1 = r_1 \Omega$ et en une vitesse relative W_1 . La composante méridienne de la vitesse V_1 sera désignée par le symbole V_{m1} , et la composante périphérique par V_{u1} . De la même façon, la vitesse absolue de sortie de la roue, soit $U_2 = r_2 \Omega$ et W_2 , la composante méridienne de la vitesse absolue à la sortie sera désignée par le symbole V_{m2} , et la composante périphérique par V_{u2} .

Les angles α_1 et α_2 formés respectivement par les vecteurs V_1 et U_1 , V_2 et U_2 , sont appelés angles des vitesses absolues, tandis que les angles β_1 et β_2 , formés respectivement par les vecteurs W_1 et U_1 , W_2 et U_2 , sont les angles des vitesses relatives d'entrée et de sortie de la roue. Les angles β_1 et β_2 constituent en même temps les angles de l'aube.

3) Equation fondamentale des turbomachines [2]

La division de la roue d'une pompe en une série de roues élémentaires. Lors de l'écoulement dans chaque roue élémentaire ont lieu : le changement géométrique de la vitesse absolue de V_1 et V_2 et le changement du moment des vitesses dans le sens périphérique de $r_1 V_1 \cos \alpha_1$ en $r_2 V_2 \cos \alpha_2$. La multiplication de ces produits par les masses élémentaires qui, en un temps dt se sont écoulées par les sections de la roue élémentaire à l'entrée $dQ_{m1}dt$, et à la sortie $dQ_{m2}dt$, donne l'accroissement de la composante périphérique du moment cinétique dans l'enceinte de la roue élémentaire.

$$Dk_u = r_2 V_2 \cos \alpha_2 . dQ_{m2} dt - r_1 V_1 \cos \alpha_1 . dQ_{m1} dt$$

Compte tenu de la condition de continuité du mouvement

$$dQ_{m1} = dQ_{m2} = dQ_m$$

D'où

$$Dk_u = (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1) dQ_m dt$$

Conformément au théorème du moment cinétique, la dérivée du moment cinétique par rapport au temps est égale au couple agissant sur le système matériel.

$$dM = \frac{dk_u}{dt} = (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1) dQ_m$$

L'intégration sur toute la section d'entrée et de sortie de la roue, le couple total est :

$$M = (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1) dQ_m$$

Ou encore

$$M = \rho Q (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad (\text{II.1})$$

Où Q_m , Q désignent respectivement les débits massique et volumique de la roue.

L'équation (II.1) appelée équation fondamentale des turbomachines.

Avec ces relations : $V_1 \cos \alpha_1 = Vu_1$, $V_2 \cos \alpha_2 = Vu_2$

Le couple est donc : $M = \rho Q (r_2 Vu_2 - r_1 Vu_1)$

La puissance fournie au liquide par la roue de la pompe est donnée par les formules :

$$P = M\Omega = \rho Q (r_2 Vu_2 \Omega - r_1 Vu_1 \Omega)$$

$$P = \rho Q (U_2 Vu_2 - U_1 Vu_1)$$

$$P = \rho Q (U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1)$$

Après avoir éliminé de l'équation (2) les fonctions trigonométriques :

(II.2)

$$U_1 V_1 \cos \alpha_1 = \frac{1}{2} (V_1^2 + U_1^2 - W_1^2)$$

$$-U_2 V_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{2} (W_2^2 - V_2^2 - U_2^2)$$

Avec :

$$\rho = \frac{\gamma}{g}$$

Où γ : coefficient de viscosité cinématique

On obtient

$$P = \gamma Q \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \right) \quad (\text{II.3})$$

Dans cette formule, le terme $(V_2^2 - V_1^2) / 2g$ exprime l'accroissement unitaire de l'énergie cinétique du liquide, résultant du changement de la vitesse de V_1 et V_2 .

Le terme $(U_2^2 - U_1^2) / 2g$ exprime l'accroissement de l'énergie de pression produit par la force centrifuge qui imprime aux particules liquides un mouvement circulaire autour de l'axe.

Le terme $(W_2^2 - W_1^2) / 2g$ correspond à l'accroissement de l'énergie de pression provoqué par la réduction de la vitesse relative.

Compte tenu des relations (**figure II.11**)

$$\begin{aligned} V_1^2 &= V_{U1}^2 + V_{m1}^2 & V_2^2 &= V_{U2}^2 + V_{m2}^2 \\ W_1^2 &= W_{U1}^2 + W_{m1}^2 & W_2^2 &= W_{U2}^2 + W_{m2}^2 \end{aligned}$$

L'équation (**II.3**) peut prendre la forme

$$P = \rho Q \left(\frac{V_{U2}^2 - V_{U1}^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_{U1}^2 - W_{U2}^2}{2g} \right) \quad (\text{II.4})$$

4) Hauteur d'élévation théorique dans le cas d'une roue à nombre d'aubes infiniment grand

• Pompe centrifuge

La hauteur d'élévation théorique (ou hauteur d'**Euler**) d'une pompe avec roue à nombre d'aubes infiniment grand est :

$$P = M\Omega = \rho Q H_{th\infty}$$

Après substitution aux termes correspondants des valeurs données par les équations (**II.3**) et (**II.4**) :

$$H_{th\infty} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

Le premier terme de cette équation définit la hauteur dynamique d'élévation, effet du changement des vitesses absolues

$$H_{dyn\infty} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$$

Tandis que la somme des deux autres termes indique la hauteur potentielle d'élévation, effet de l'action des forces centrifuges et de la réduction des vitesses relatives de W_1 à W_2 .

$$H_{P\infty} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

Tenant compte des équations de puissance, la hauteur d'élévation théorique est :

$$H_{th\infty} = \frac{\Omega}{g} V_{u2}r_2 - V_{u1}r_1$$

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} V_{u2}U_2 - V_{u1}U_1$$

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} V_2U_2\cos\alpha_2 - V_1U_1\cos\alpha_1 \quad (\text{II.5})$$

Dans les quelles α_1 et α_2 désignent les angles des vitesses absolues d'entrée et de sortie de la roue.

II.5. EFFORTS ET CONTRAINTES APPLIQUES SUR LA LIGNE D'ARBRE ET LES PALIERS [4]

La pompe, générant des champs de pression variables dans l'espace et dans le temps, est le siège d'efforts divers agissant directement ou indirectement sur l'ensemble des pièces constitutives, en particulier :

- le corps de pompe
- le fonds
- la roue
- l'arbre
- les paliers
- le châssis
- la boulonnerie

Nous présenterons ici les efforts en liaison avec les seules parties tournantes : la ou les roues, l'arbre et les paliers.

En général, l'arbre de pompe est sollicité suivant la superposition de contraintes de toute nature. A des niveaux variés et suivant le type de machine et les différents modes d'équilibrage, on observera les chargements suivants :

- **Traction** : elle est associée à la poussée axiale correspondant à la résultante des efforts issus de la pression statique agissant sur toutes les surfaces de la partie tournante : flasques, aubages, etc....
- **Cisaillement** : cette contrainte est liée directement au couple transmis du moteur d'entraînement jusqu'à la partie active (roue).

- **Flexion** : elle est due à la poussée radiale (ou poussée de volute) qui apparaît en débit partiel et dans une moindre mesure en sur-débit. Cette poussée est de direction fixe par rapport au bec de volute et agit donc sur l'arbre sous forme de flexion alternée génératrice de phénomènes de fatigue.

L'entraînement par poulie-courroie peut générer, en bout d'arbre, un phénomène semblable qu'il convient d'évaluer.

- **Vibrations** : les phénomènes de fatigue seront amplifiés par la mise en vibration des pièces sous contrainte. Les vibrations globales de la machine sont liées en premier lieu à la qualité de l'équilibrage dynamique des parties tournantes, à la proximité d'une vitesse critique, à la rigidité des paliers et du châssis. Cependant, les écoulements internes, turbulents et souvent partiellement cavitant, sont à l'origine de niveaux de vibrations très élevés.

5.1. Origine de la poussée axiale

Outre les efforts nécessaires à la compression du fluide, prennent naissance dans la pompe des efforts parasites liés au principe même de la machine. De ces efforts, le plus important est celui qualifié généralement de poussée axiale, agissant directement sur la roue.

La poussée axiale se compose de deux effets distincts :

- la poussée dynamique
- la poussée statique

a) Poussée dynamique

Elle prend naissance dans la variation des quantités de mouvement imposées au fluide traversant la roue.

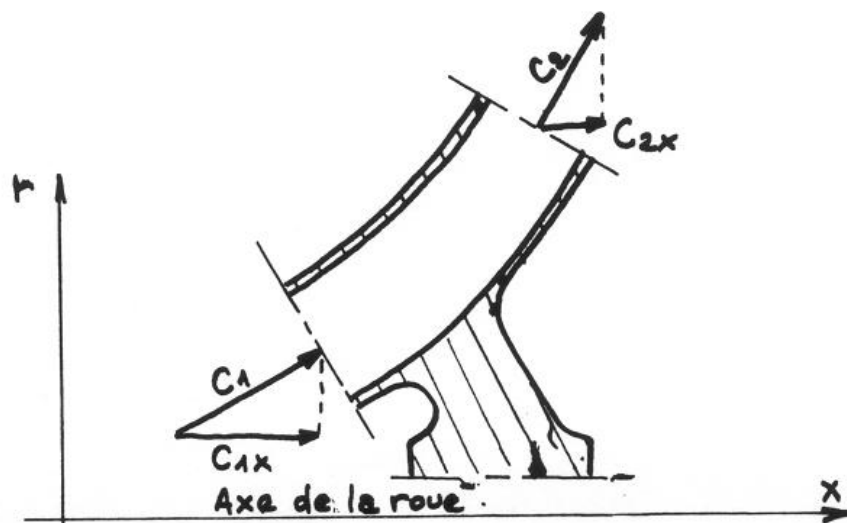


Figure II.13 : Composantes méridiennes dans la roue [4]

Si nous considérons le schéma général ci-dessus, la poussée dynamique se calculera par

$$F_D = \rho q_v (C_{1x} - C_{2x})$$

ρ : La masse volumique

q_v : Le débit traversant la roue

C_{1x} : La projection de la vitesse absolue d'entrée sur l'axe de la roue

C_{2x} : La projection de la vitesse absolue de sortie sur l'axe de la roue

b) Poussé statique

Elle est due aux différences de surfaces et aux répartitions de pression sur les faces avant et arrière de la roue. Pour les pompes centrifuges, elle est de loin la plus importante et se trouve dirigée de l'arrière vers l'avant de la roue en sens opposée à la poussée dynamique. La résultante de ces deux poussées est la poussée axiale. Une roue en porte à faux représente la majorité des pompes centrifuges. Si l'on désigne par R_1 le rayon de l'ouïe d'entrée et par R_0 le rayon de l'arbre, les répartitions de pression seront les suivantes :

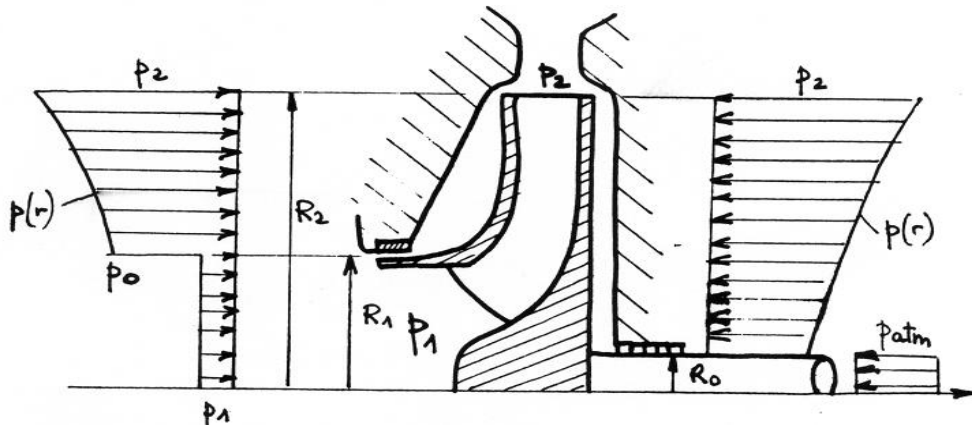


Figure II.14 : Champs de pression sur les flasques de la roue[4].

Les hypothèses de calcul seront les suivantes :

- La pression régnant dans les chambres latérales au rayon R_2 à la pression statique dans la roue à ce même rayon; cette pression sera notée p_2
- Il n'y a pas de fuite au presse étoupe
- Dans le jeu situé à la bague d'étanchéité avant circule le débit de fuite noté q_{vf} . Ce débit de fuite est conditionné par la différence de pression $\Delta P = p_0 - p_1$

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = k q_{vf}^2$$

- k est un coefficient de perte de charge ramené au débit dépendant des proportions du jouet de la nature du liquide transporté par la pompe.
- La répartition de pression sur la face avant et arrière est celle correspondant à l'équilibre du fluide sous l'action de la force centrifuge. Cette répartition sera notée $p(r)$.
- On admet que la vitesse moyenne angulaire du fluide dans les chambres latérales est égale à la moitié de la vitesse angulaire de la roue : $\omega' = \frac{\omega}{2}$

- La pression à l'entrée de la pompe sera notée p_1 et supposée constante sur toute la section.

Répartition de pression $p(r)$

Cette répartition se déterminera en écrivant l'équilibre d'une couronne élémentaire de fluide située au rayon r et d'épaisseur dr . La pression régnant sur la face interne sera égale à p et la pression sur la face externe égale à $(p + dp)$. La couronne est supposée de largeur b .

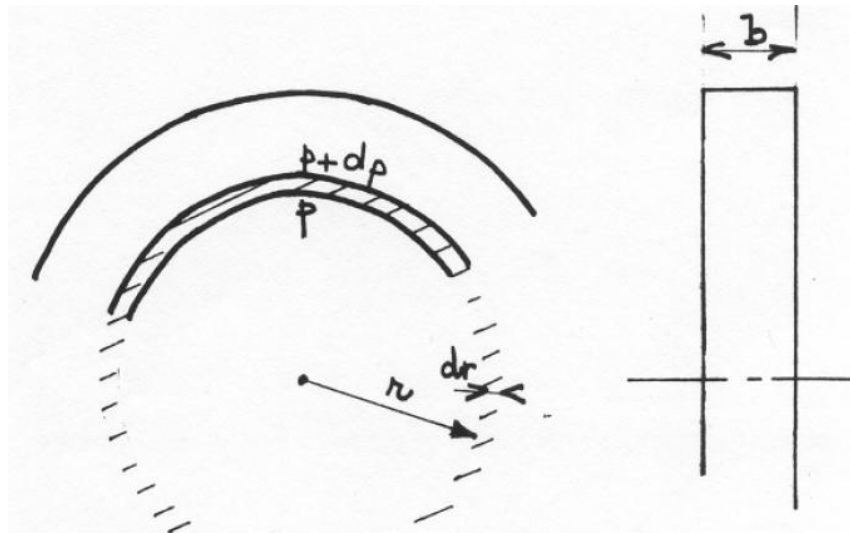


Figure II.15 : Anneau liquide entre flasques fixe et mobile

Le fluide étant en équilibre, les forces latérales sont nulles et nous pourrons écrire que la somme des forces dirigées vers l'extérieur est égale à la somme des forces dirigées vers l'intérieur

Forces vers l'extérieur : forces de pression + force centrifuge
 Forces vers l'intérieur : forces de pression

- Forces de pression vers l'extérieur : $2\pi rpb$
- Forces de pression vers l'intérieur $2\pi r(p + dp)b$
- Force centrifuge appliquée à l'élément de volume : $M \omega_r'^2 = \rho V \omega_r'^2$

Le volume de l'élément liquide est donné par : $V = 2\pi r b dr$

D'où la valeur de la force centrifuge : $\rho 2\pi r b dr \omega_r'^2$

L'équation d'équilibre sera donc :

$$p 2\pi r b + \rho 2\pi r b dr \omega_r'^2 = (p + dp) 2\pi r b$$

On obtiendra après simplification :

$$dp = \rho \omega_r'^2 dr$$

Intégrons cette équation :

$$P(r) = \rho \omega'^2 \frac{r^2}{2} + cte$$

La constante d'intégration se déterminera en sachant que la pression au rayon R_2 est égale à P_2 :

$$P(R_2) = P_2 = \rho \omega'^2 \frac{R_2^2}{2} + cte$$

D'où la répartition finale :

$$P(r) = P_2 - \frac{\rho \omega'^2}{2} (R_2^2 - r^2) \quad (\text{II.6})$$

En ce qui concerne la poussée statique, les forces en présence sont les suivantes :

Forces de pression vers la droite : ce sont les forces situées du côté de l'ouïe d'aspiration. C'est la somme des efforts dus à l'action de la répartition $p(r)$ sur la surface circulaire allant de R_1 à R_2 et de ceux dus à la pression p_1 l'ouïe d'entrée :

Les premiers se calculeront par : $\int_{R_1}^{R_2} P(r) 2\pi r dr$

Les seconds par : $P_1 \pi R_1^2$

Forces de pression vers la gauche : somme des efforts dus à la répartition de pression $p(r)$ sur la surface allant de R_0 à R_2 et de la pression atmosphérique sur la surface de l'arbre. On obtiendra donc :

$$\int_{R_0}^{R_2} P(r) 2\pi r dr + P_{atm} \pi R_0^2$$

La poussée statique sera donnée par :

$$F_S = \int_{R_1}^{R_2} P(r) 2\pi r dr + P_1 \pi R_1^2 - \int_{R_0}^{R_2} P(r) 2\pi r dr - P_{atm} \pi R_0^2$$

Soit après simplification :

$$F_S = P_1 \pi R_1^2 - \int_{R_0}^{R_1} P(r) 2\pi r dr - P_{atm} \pi R_0^2$$

La répartition $p(r)$ étant donnée par l'équation (2), l'intégration donnera :

$$\int_{R_0}^{R_1} [P_2 - \frac{\rho \omega'^2}{2} (R_2^2 - r^2)] 2\pi r dr = \pi (R_1^2 - R_0^2) [P_2 - \frac{\rho \omega'^2}{2} R_2^2 + \frac{\rho \omega'^2}{4} (R_1^2 - R_0^2)]$$

La poussée statique sera alors donnée par :

$$F_S = P_1 \pi R_1^2 - P_{atm} \pi R_0^2 - \pi (R_1^2 - R_0^2) [P_2 - \frac{\rho \omega'^2}{2} R_2^2 + \frac{\rho \omega'^2}{4} (R_1^2 - R_0^2)]$$

Calcul de la poussée axiale

C'est la résultante de la poussée dynamique et de la poussée statique :

$$P_A = F_D + F_S$$

Pour la majorité des pompes, cette équation conduit à une valeur négative de P_A , cela signifie que P_A est une force dirigée de droite à gauche et donc vers l'ouïe d'aspiration.

5.2. Dispositifs d'équilibrage de la poussée axiale

La poussée axiale étant néfaste pour le bon fonctionnement de la pompe, il est nécessaire de prévoir un dispositif d'équilibrage permettant de réduire ou d'annuler la poussée axiale. Ces dispositifs sont très nombreux et leur choix est guidé par :

- les dimensions de la pompe
- le coût relatif du dispositif
- le nombre d'étages de la pompe
- la pression de refoulement
- les incidents possibles en régime varié.

Les dispositifs les plus fréquents sont les suivants :

a) Roues en oppositions

Ce procédé de construction annule complètement la poussée axiale mais présente l'inconvénient de compliquer le corps de la pompe puisque deux aspirations sont nécessaires (**figure II-15**).

On utilise ce procédé lorsque le rayon R_1 devient grand par rapport au rayon R_2 . Ce procédé d'équilibrage n'a que très peu d'influence sur le rendement mais implique un prix de revient de pompe plus important que celui d'une pompe de même vitesse spécifique à une seule roue

(complexité du corps de pompe).

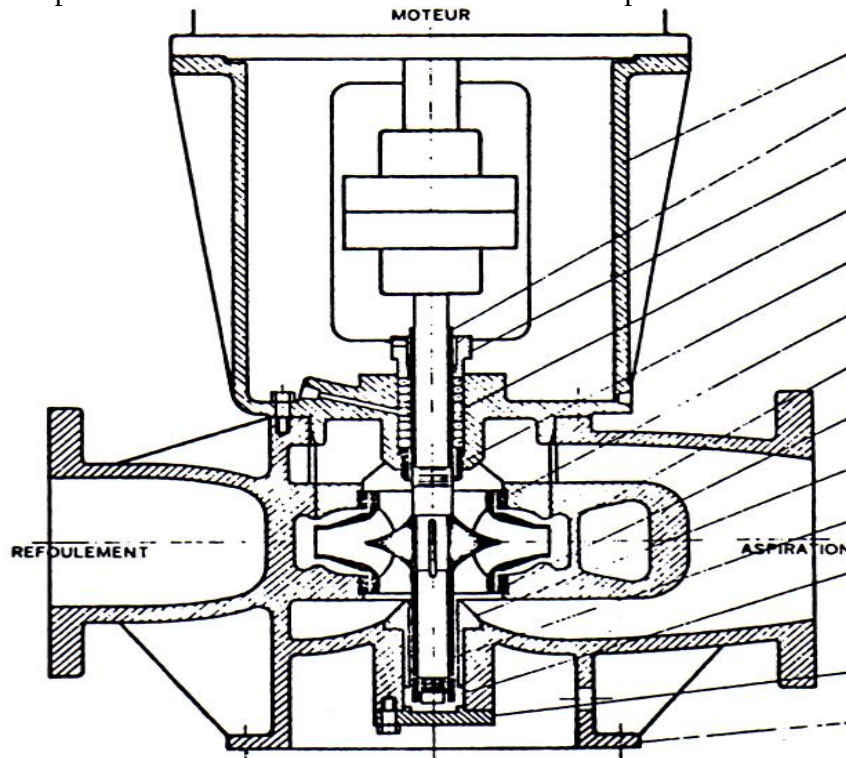


Figure II.16 : Pompes verticale et horizontale à deux ouïes d'aspiration [2].

b) Contre-ailettes dorsales

Ce procédé est souvent utilisé pour les roues de petite dimension, il permet lui aussi d'équilibrer la poussée axiale à tous les régimes mais présente l'inconvénient de diminuer sensiblement le rendement global de la machine, en effet, la présence d'ailettes dorsales entraînant un freinage supplémentaire de la roue et donc une diminution du rendement mécanique.

La présence des ailettes sur la partie arrière de la roue entraîne le fluide à la vitesse de la roue et donne ainsi à partir du rayon R_m une nouvelle répartition $p'(r)$ plus « creusée ». La différence avec la répartition précédente tend à diminuer la poussée axiale (Figure II.17).

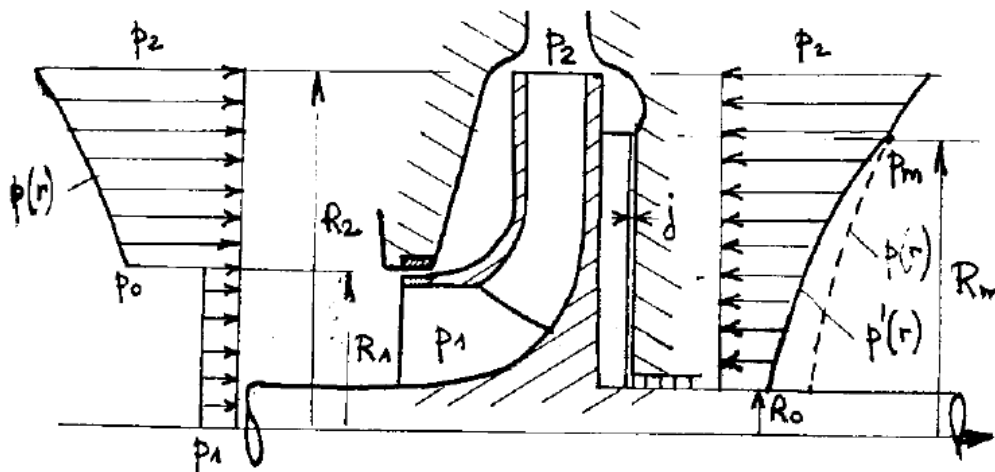


Figure II.17 : Equilibrage par ailettes dorsales.

c) Chambre d'équilibrage arrière

Ce dispositif très utilisé consiste à faire régner la pression d'entrée p_1 dans une chambre située à l'arrière de la roue (**Figure II.18**). La communication est obtenue par des trous d'équilibrage réalisés dans le flasque. Pour limiter le débit de fuite, on dispose une nouvelle bague d'étanchéité à l'arrière dans laquelle on observera une chute de pression égale à $P_M - P_N$. La section des trous est choisie de manière à donner à la différence $P_Q - P_1$ la valeur la plus faible possible.

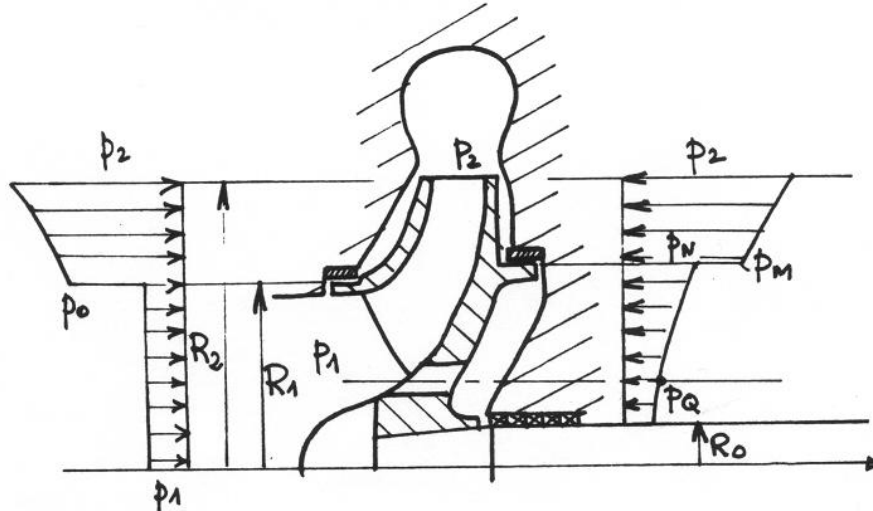


Figure II.18 : *Chambre arrière et trous d'équilibrage.*

En général, ce dispositif d'équilibrage est utilisé pour les petites et moyennes roues. Il a pour effet de diminuer le rendement volumétrique de la pompe en augmentant le débit de fuite. En général, on dispose la bague d'étanchéité au même rayon que le rayon d'entrée R_1 ou à un rayon légèrement supérieur pour les raisons déjà énoncées. Ce procédé conserve l'équilibrage en cas de variation de vitesse.

d) Piston d'équilibrage

Ce procédé est employé uniquement pour les pompes multicellulaires. Comme le montre, la (**Figure II.19**), le procédé consiste à disposer un piston d'un certain diamètre à l'extrémité de l'arbre situé à l'opposé de l'aspiration. Le piston tourne avec la roue, son rayon est noté R_t et le jeu de fonctionnement j . pour des raisons de sécurité, le jeu j est de l'ordre de 0,1 à 0,5 mm, c'est lui qui conditionne le débit de fuite. Ce débit de fuite est le plus souvent ramené à l'aspiration de la pompe, si bien que p_e peut être prise égale à p_1 de la première roue en négligeant la perte de charge dans le retour.

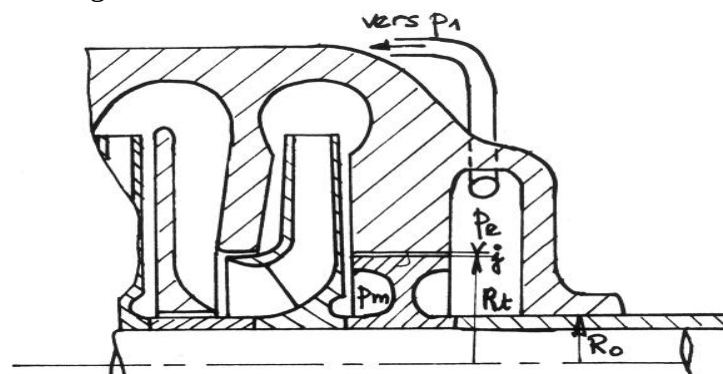


Figure II.19 : *Equilibrage par piston axial*

e) Piston d'équilibrage automatique

Le piston d'équilibrage automatique est lui aussi employé pour les pompes multicellulaires. Il est présenté sur la (Figure II.20) suivante :

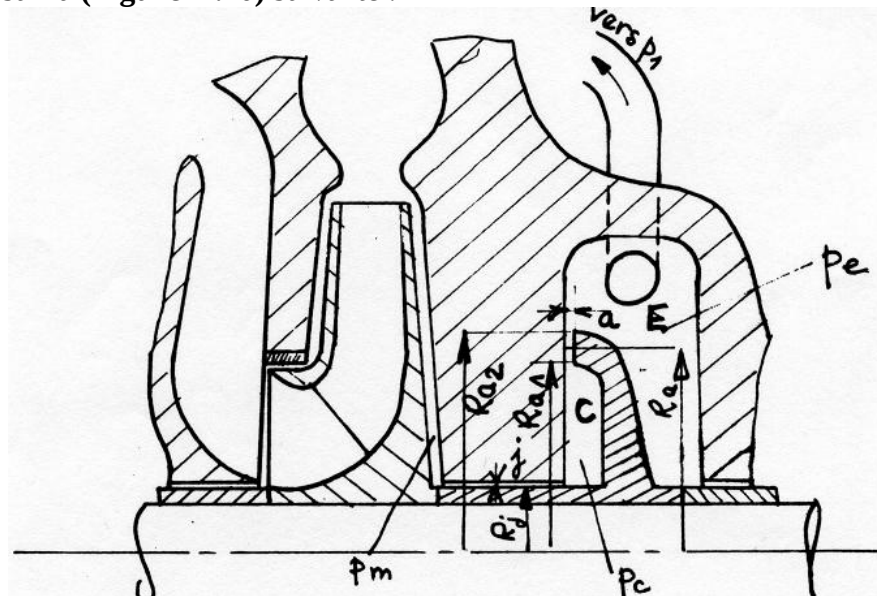


Figure II.20 : *Piston d'équilibrage automatique*

La pression p_c régnant dans la chambre C s'adapte automatiquement pour équilibrer la poussée axiale. La variation est obtenue par le jeu a .

En effet, la pression p_c , le jeu a et le débit de fuite sont liés par les relations classiques des pertes de charge. Si la poussée axiale vient à augmenter, elle tire l'ensemble du mobile vers la gauche; cette opération a pour effet d'augmenter la pression p_c puisque le jeu a diminué. Cette augmentation de p_c rétablit l'égalité des efforts et crée un nouvel équilibre. On raisonnera de la même façon pour une diminution de poussée axiale.

f) Autres dispositifs

Il s'agit, avec ces dispositifs de contrebalancer la poussée axiale par l'intermédiaire de butées à billes ou à coussinets. Dans ce cas, le rendement de la pompe est peu modifié mais son prix est plus élevé.

5.3. Poussée radiale

Pour les pompes mono-étagées, le corps de pompe à volute l'emporte sur le corps à diffuseur pour des raisons de simplicité, de commodité et de rendement.

- **Section** : tout le débit de la pompe passe par la section AB de la volute, toutes les autres sections sont traversées par une fraction du débit total. Cette fraction dépend de la position de la section repérée par l'angle α (Figure II.21). Les sections augmentent pour tenir compte de l'augmentation de débit sortant de la périphérie de la roue.

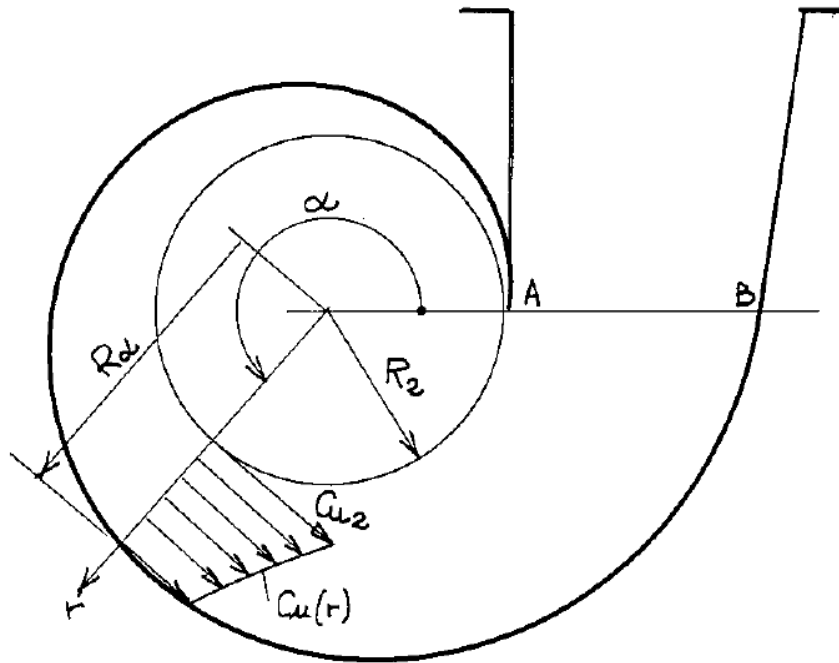


Figure II.21 : Evolution de la section de la volute

Le calcul de la volute est basé sur l'hypothèse d'une composante circonférentielle obéissant à la loi du vortex libre (écoulement potentiel) :

$$r \, Cu = cste$$

Le calcul de la constante s'effectue facilement par la condition à la sortie de la roue :

$$r \, Cu = cte = R_2 \, Cu_2$$

Rappelons que d'après l'équation d'Euler :

$$H_{th} = \frac{U_2 \cdot C_{u2}}{g}$$

Par définition du rendement hydraulique de la machine, on aura par ailleurs :

$$\eta = \frac{H}{H_{th}}$$

D'où

$$R_2 C_{u2} = \frac{gH}{\omega \eta_H}$$

Débit : on peut admettre que le débit dans une section quelconque de la volute (pour l'angle α) est donné par :

$$q_{v\alpha} = \frac{\alpha}{360} q_V$$

q_V : Débit total de la pompe

α : angle en degrés.

Dans l'hypothèse simplificatrice d'une volute de section rectangulaire, le débit élémentaire dans la section $b.dr$ sera donné par :

$$dq_{v\alpha} = b C_u dr$$

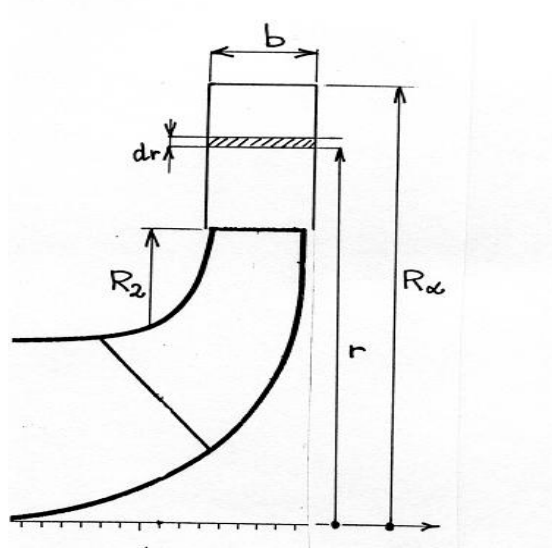


Figure II.22 : Section de volute rectangulaire pour l'angle α quelconque

Compte tenu de (1), on peut exprimer C_u :

$$dq_{v\alpha} = \frac{b R_2 C_{u2}}{r} dr$$

puis intégrer de R_2 à R_α :

$$q_{v\alpha} = \frac{\alpha}{360} q_v = R_2 C_{u2} \frac{R_\alpha}{R_2} \frac{dr}{r} \cdot b$$

Dans l'hypothèse où $b = \text{cte}$, l'intégration donne :

$$\frac{\alpha}{360} q_v = b R_2 C_{u2} [\ln r]_{R_2}^{R_\alpha}$$

Et finalement:

$$R_\alpha = R_2 \exp \left(\frac{\alpha}{360} \frac{q_v}{b R_2 C_{u2}} \right)$$

Cette relation donne la variation du rayon extérieur de la volute avec l'angle α .

Pour éviter une valeur de $R_{\alpha \max}$ trop importante, on donne à la volute une forme arrondie ayant la même section.

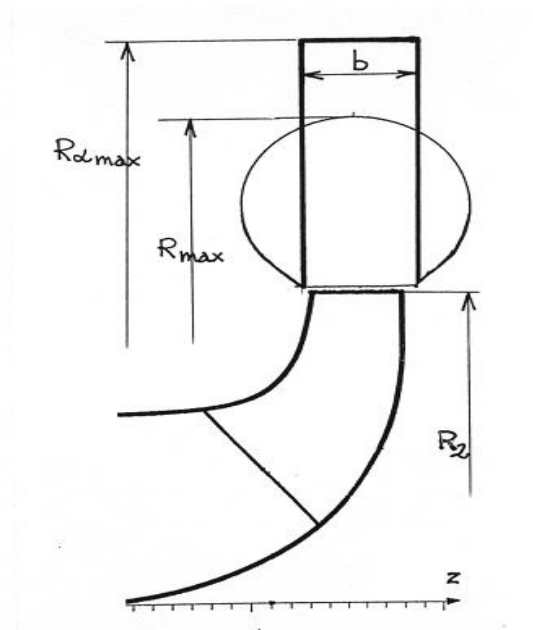
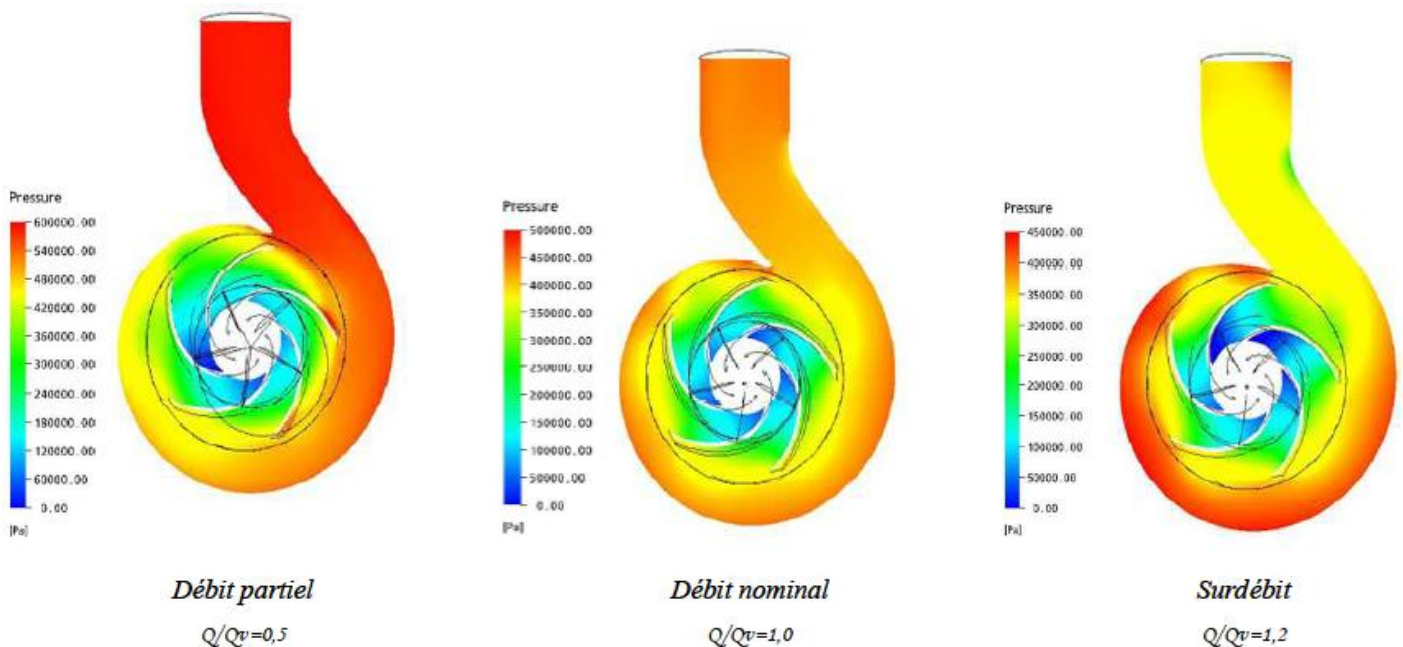


Figure II.23 : Volute rectangulaire et volute classique

Répartition de pression dans la volute - Poussée radiale

De part et d'autre du point nominal, la pression n'est plus uniforme à la sortie de la roue comme la montre la figure ci-dessous, correspondant à des calculs numériques et à des relevés expérimentaux. Ce déséquilibre, dû à une mauvaise répartition des vitesses, est à l'origine de la poussée radiale ou poussée de volute.



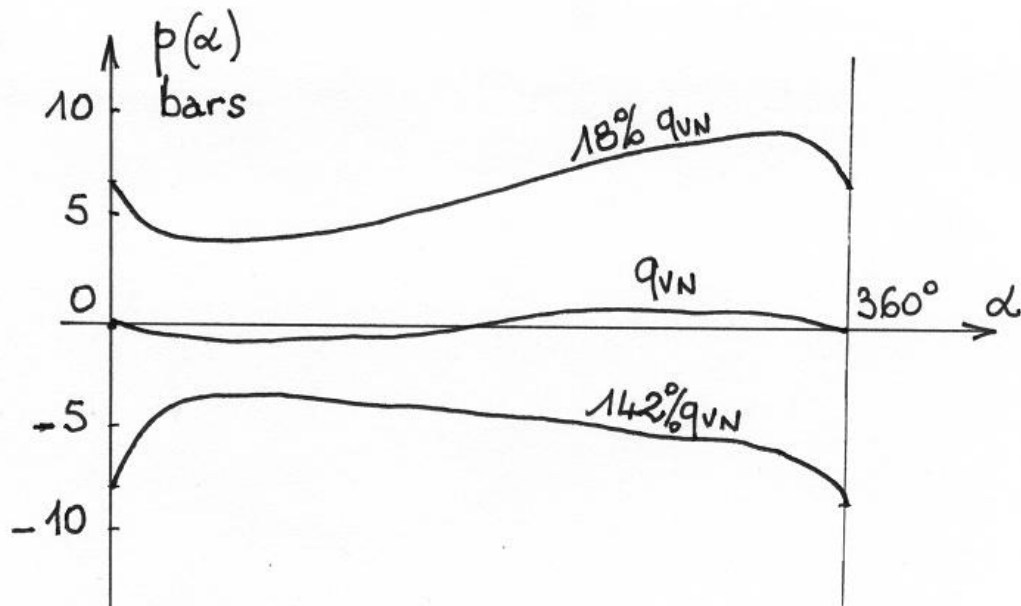


Figure II.24 : Evolution de la pression autour de la roue.

La poussée radiale F_R est calculable par la formule empirique de Stepanoff :

$$F_R = K H D_2 (b_2 + 2 e_2) 10^{-3}$$

F_R : force en daN

H : hauteur de la pompe en m

D_2 : diamètre extérieur de la roue (en mm)

b_2 : largeur de roue (en mm)

K : coefficient de poussée variant suivant la forme empirique :

e_2 : épaisseur des flasques à la sortie de la roue (mm).

$$K = 0,36 \left(1 - \frac{q_v}{q_{vN}} \right)^2$$

Cette formule montre que la poussée radiale est maximale à vanne fermée. Elle vaut dans ce cas :

$$F_{\max} = 0,36 H_{vf} D_2 (b + 2 e_2) 10^{-3}$$

En débit partiel, la poussée axiale est dirigée à 60° par rapport au bec de volute.

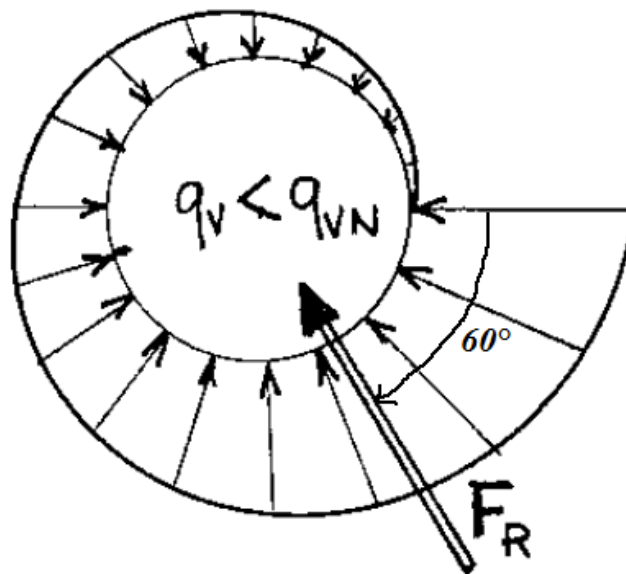


Figure II.25 : Positionnement de la poussée radiale

Moyens de réduire la poussée radiale

On peut limiter la poussée radiale par l'utilisation d'une volute double. Il en résulte en principe deux poussées partielles de direction opposée.

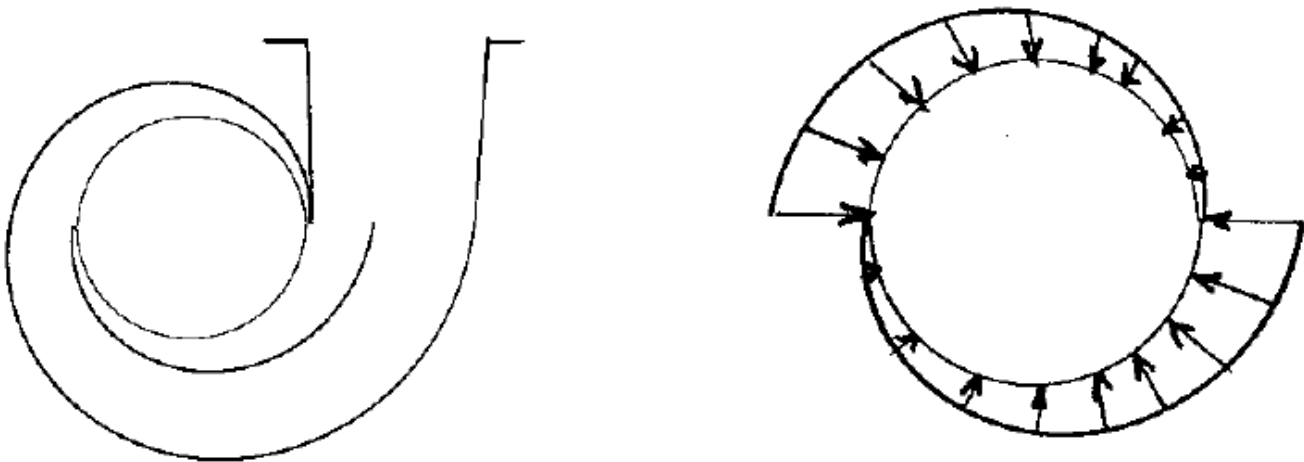


Figure II.26 : Répartition de pression dans une volute double

La double volute est peu employée (sauf pour les grandes pompes) car elle complique la réalisation et rend donc plus onéreuse la fabrication du corps de pompe. De plus, la double volute n'élimine pas complètement la poussée radiale.

5.4. Première vitesse critique de flexion de l'arbre de la pompe

L'arbre de pompe est dimensionné pour transmettre le couple moteur et encaisser la poussée axiale et la poussée radiale.

Les déformations de l'arbre doivent en principe être inférieures aux jeux radiaux entre parties mobiles et parties fixes. Cela est particulièrement important pour les dispositifs

d'étanchéité et les pistons montés sur l'arbre pour contrebalancer la poussée axiale. Un danger certain existe également sur la bague d'étanchéité située à l'ouïe d'aspiration.

Même pour les rotors soigneusement équilibrés, il subsiste toujours de légers déséquilibres engendrant des forces centrifuges venant se superposer au poids des roues et de l'arbre. Ces efforts de direction variable sont à l'origine de vibrations dont les amplitudes sont d'autant plus grandes que l'on se trouve au voisinage d'une vitesse critique. Les calculs sont effectués ici pour des paliers supposés infiniment rigides.

5.4.1. Vitesse critique d'une roue sur un arbre non pesant

Soit une roue de masse m dont le centre de gravité se trouve à la distance e de l'axe sur laquelle elle est montée et soit y la flèche acquise par l'arbre pour une vitesse angulaire quelconque ω . La force centrifuge qui en résulte sera donnée par :

$$F = m (y+e) \omega^2$$

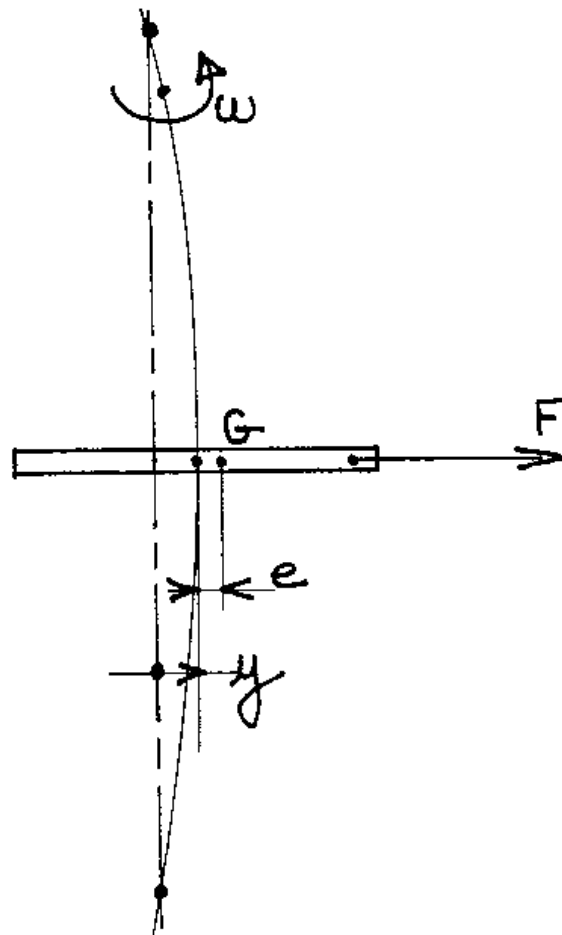


Figure II.27 : Déformation de l'arbre en rotation

La déformation y provoquée par la force F sera, d'autre part, donnée par $F = k y$ où k représente la raideur de l'arbre.

A l'équilibre, on détermine la valeur de y par l'équation :

$$k y = m (y + e) \omega^2$$

Soit la flèche :

$$y = \frac{m e \omega^2}{k - m \omega^2}$$

La valeur de y devient théoriquement infinie lorsque le dénominateur s'annule :

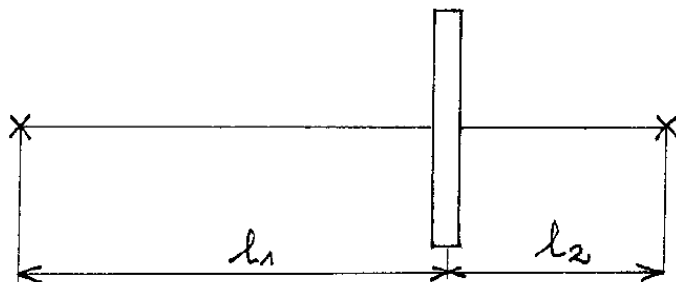
$$k - m \omega^2 = 0$$

On définit ainsi la vitesse critique de flexion par :

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

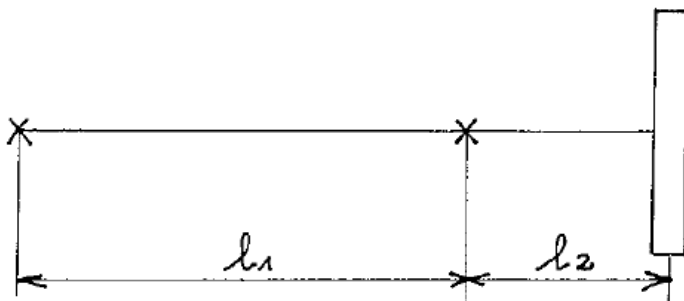
Valeurs de k :

Les valeurs de k dépendent du diamètre de l'arbre et de la position du disque par rapport aux appuis. Deux cas principaux sont à envisager : le disque entre les paliers et le disque en porte à faux.



$$k = \frac{3 E I (l_1 + l_2)}{l_1^2 \cdot l_2^2}$$

Figure II.28 : disque entre paliers



$$k = \frac{3 E I}{l_2^2 (l_1 + l_2)}$$

Figure II.29 : disque en porte à faux

Ou :

m : masse de la roue

I : moment d'inertie de l'arbre par rapport à l'un de ses diamètres

E : module d'élasticité du matériau

5.4.2. Cas général : arbre pesant de section variable

Dans le cas général d'un arbre pesant associé à plusieurs disques, on emploie la formule de Dunkerley :

$$\frac{1}{\omega^2} = \frac{1}{\omega_a^2} + \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \dots$$

ω : vitesse critique de l'ensemble

ω_a : vitesse critique de l'arbre seul

ω_1 : vitesse critique du disque 1 monté sur l'arbre non pesant

ω_2 : vitesse critique du disque 2 monté sur l'arbre non pesant

5.5. Efforts sur l'arbre et sur les paliers

Le chargement complet de l'arbre est récapitulé sur la (**Figure II.30**), les différents entraxes entre paliers permettent de calculer :

- Le diamètre minimal de l'arbre dans l'hypothèse de superposition des états de charge ; torsion, traction, flexion alternée liée à l'effort radial sur la roue et sur une éventuelle poulie située côté accouplement.
- Les efforts sur les différents roulements ou paliers dont la durée de vie doit atteindre la durée de vie nominale.
- La vitesse critique de l'ensemble mobile équipé d'une roue et d'une poulie.

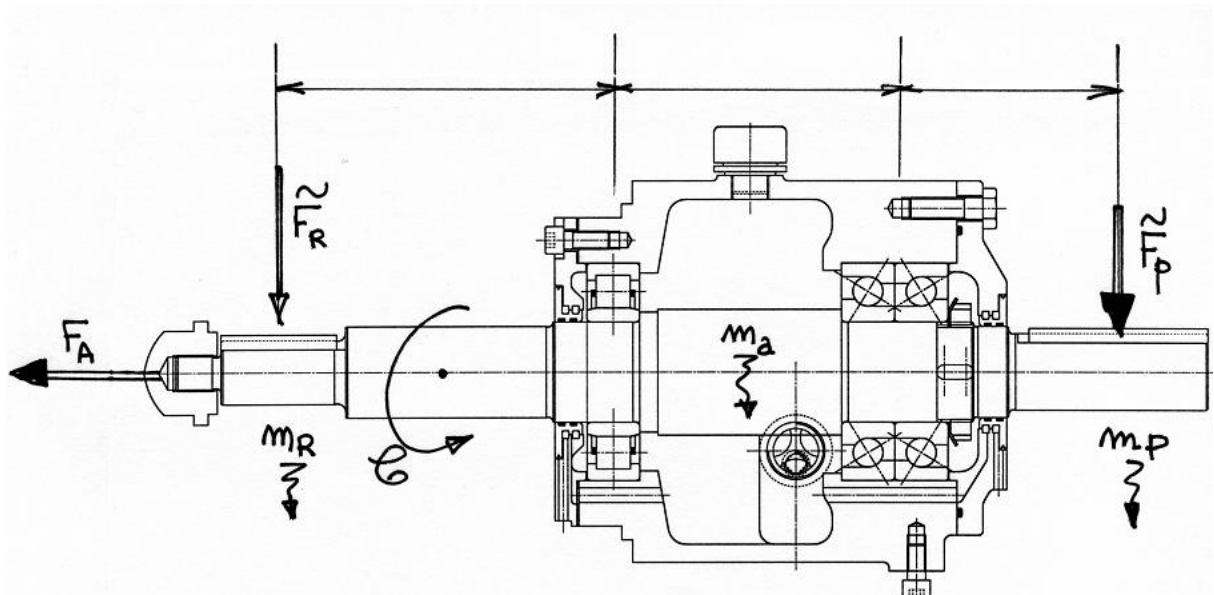


Figure II.30 : Chargement de l'arbre et des paliers.

II.6. CAVITATION DES POMPES CENTRIFUGE

6.1. Tension de vapeur

Pour une température donnée, chaque liquide a une pression d'ébullition bien déterminée dite tension de vapeur T_v . Par exemple 1bar pour de l'eau pure à 100°C (voire figure ci-après).

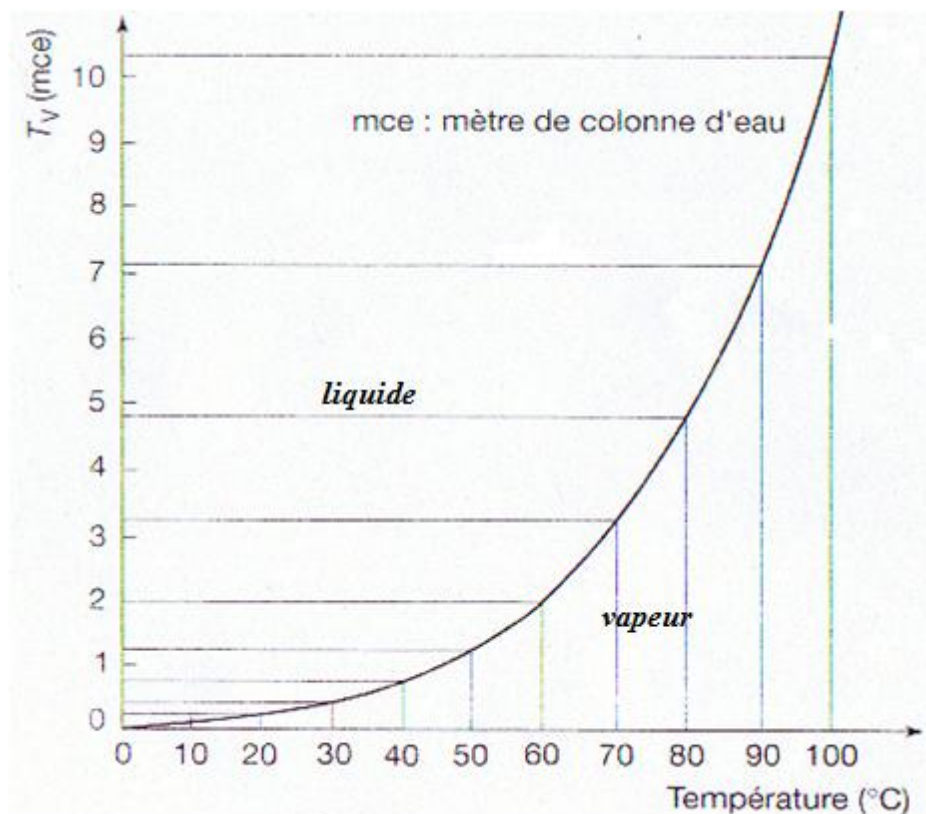


Figure II.31 : Tension de vapeur de l'eau en fonction de la température [5].

6.2. Cavitation

A l'intérieur d'une pompe centrifuge, c'est à l'entrée de la roue que se trouve la pression statique la plus faible, du fait de l'augmentation de vitesse et des diverses pertes de charges générées dans la pompe (voir **figure II.32**).

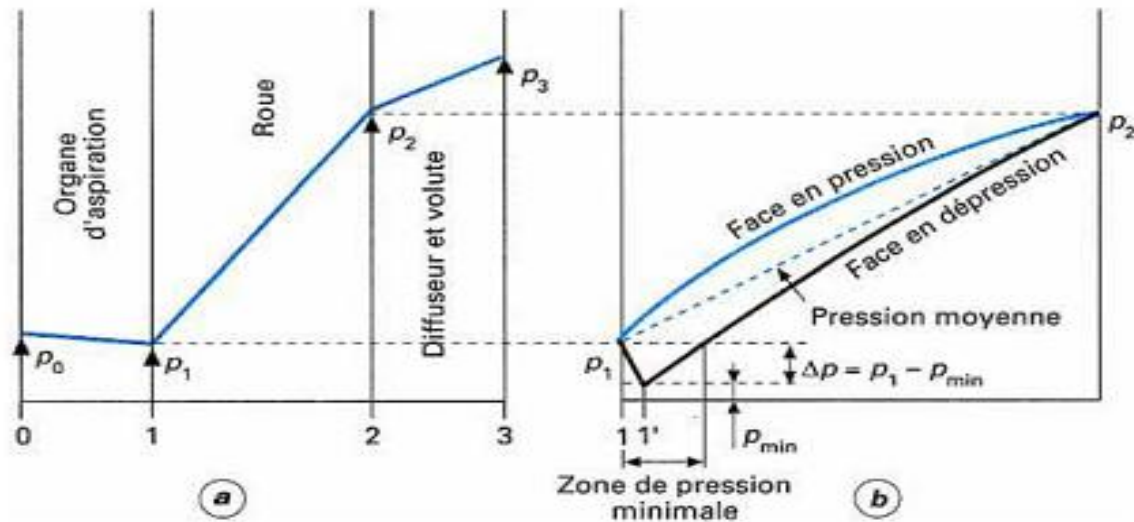


Figure II.32 : Zone de pression minimale dans une pompe [5].

Si en ce point il y a début de vaporisation, non loin de là, en aval, le liquide se trouvera repressurisé. Les bulles formées se condensent alors en implosant brutalement, le plus souvent près d'une paroi. C'est ce phénomène, très bruyant que l'on appelle cavitation.

La hauteur générée par la pompe chute alors, ainsi que la puissance absorbée, les vibrations et le bruit augmentent, et on peut constater une érosion, principalement dans la roue, sous forme de caractères caractéristiques. Un maintien de la pompe dans ces conditions de fonctionnement peut entraîner sa destruction.

6.3. NPSH (Net Positive Suction Head)

Pour éviter le problème de la cavitation, il faut que l'énergie totale à l'entrée de la pompe doit excéder la tension de vapeur d'une valeur suffisante pour que celle-ci ne soit pas atteinte.

C'est cette excédentaire qu'on nomme HAUTEUR PRATIQUE NETTE A L'ASPIRATION ou NPSH.

$$NPSH = \left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \frac{P_v}{\rho g} \quad (\text{m})$$

Cette valeur référenciée à l'axe d'aspiration de la pompe (h=0)

Alors, on distingue deux types de NPSH qui sont :

- 1) **NPSH requis** ; C'est la valeur du NPSH déterminée par le constructeur pour les conditions de débits et vitesses données, il représente la perte de pression statique maximale à l'intérieur de la pompe entre la bride d'aspiration et le point où cette pression est minimale.

- 2) **NPSH disponible**; C'est celui dont dispose la pompe de part les conditions d'installations, Nature et pression du liquide, température, Hauteur de niveau, diamètre et forme des tuyauteries etc.

Un fonctionnement sans cavitation requiert **NPSH_d > NPSH_r**. Dans la pratique, il faut conserver une marge de sécurité, habituellement de 0.5 à 1 mètre.

3) Variation du NPSH_r en fonction de la vitesse de rotation.

L'influence de la vitesse de rotation se calcul par l'expression suivante :

$$NPSH_{r_2} = NPSH_{r_1} \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^k$$

L'exposant k varie de 1.6 à 2 et il est prudent de prendre une valeur conservatrice suivant le sens d'extrapolation du NPSH_r mesuré en essai.

Si cette condition n'est pas remplie, il faut :

- soit modifier ou changer la pompe pour baisser le NPSH requis.
- Soit modifier l'installation pour élever le NPSH disponible.

6.3.1. Détermination du NPSH_d

La détermination du NPSH_d peut se faire selon deux cas :

- 1) Cas où le réservoir d'aspiration se trouve au dessous de la pompe (figure ci-dessous).

Appliquons Bernoulli entre 0 et 1

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + \Sigma h_{0,1}$$

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = P_{atm} - Z_1 - \Sigma h_{0,1}$$

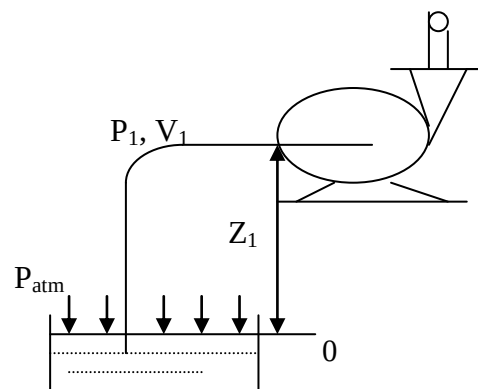


Figure II.33 : pompe en aspiration

Sachant déjà par définition que le NPSH = $\left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \frac{P_v}{\rho g}$

Alors, on aura donc; $NPSH_{dispo} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - Z_1 - \Sigma h_{0,1} - \frac{P_v}{\rho g}$

2) Cas ou la pompe est en charge :

On aura:

$$NPSH_{dispo} = \frac{P_{atm}}{\rho g} + Z_1 - \Sigma h_{0,1} - \frac{P_v}{\rho g}$$

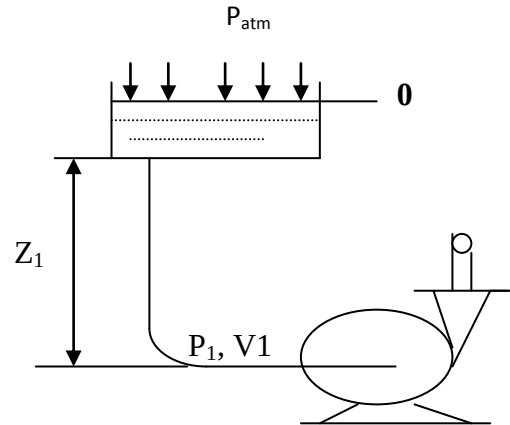


Figure II.34 : pompe en charge

6.4. Effet de cavitation

1) sur le débit

La formation des bulles de vapeur occasionne une diminution de la section de passage du liquide à l'entrée de la roue et par conséquent du débit.

La caractéristique d'une pompe en cavitation **décroche** brutalement de la caractéristique initiale de la pompe. Le point de fonctionnement s'établit alors à un débit plus faible que s'il n'y avait pas cavitation.

2) sur la roue

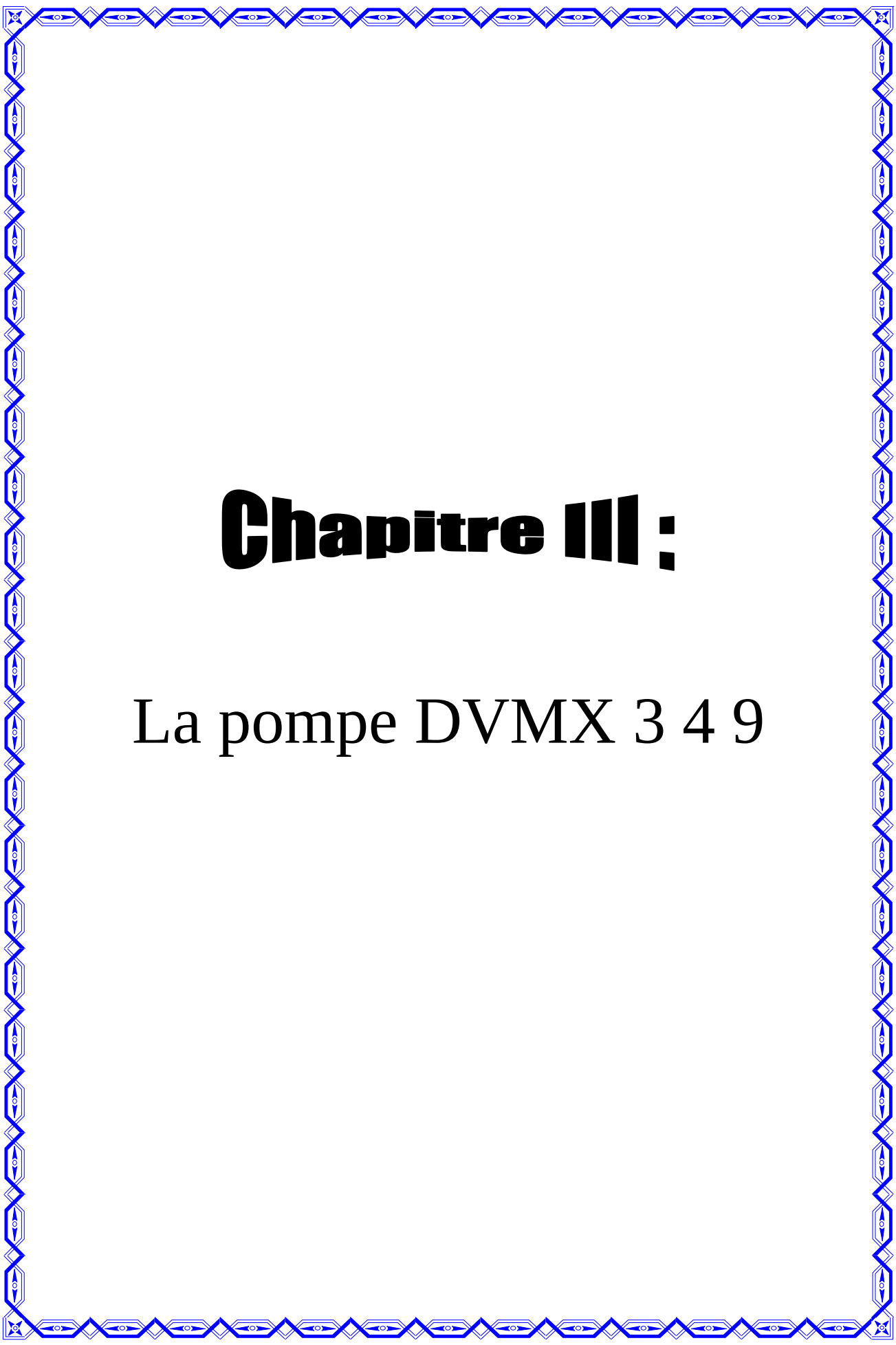
Les bulles sont entraînées par le liquide mais la pression augmentant, elles ne peuvent plus exister car la pression est alors supérieure à la tension de vapeur. Il y a alors implosion de ces bulles. Cette implosion est particulièrement **destructrice** et arrive à arracher des particules de matière de l'impulseur.

3) sur le niveau vibratoire

Le mauvais remplissage des canaux par le liquide crée des **balourds**, dits hydrauliques, qui génèrent des vibrations et des efforts sur les paliers.

II.7.CONCLUSION

On voit a travers cette recherche bibliographique qu'une pompe centrifuge, mis à part sa conception et les mesures prises à sa réalisation, elle est exposée à des efforts et contraintes parasites liés au principe même de la machine, tel que la poussé axial et radiale, les balourds de cavitation et les vibration de flexion. Pour y remédier, il faut non seulement mettre en place des systèmes afin d'éliminer totalement ou partiellement ces contraintes, mais aussi surveiller notre pompe et mettre en place une politique qui nous aide à la maintenir en bon état de fonctionnement.



Chapitre III :

La pompe DVMX 3 4 9

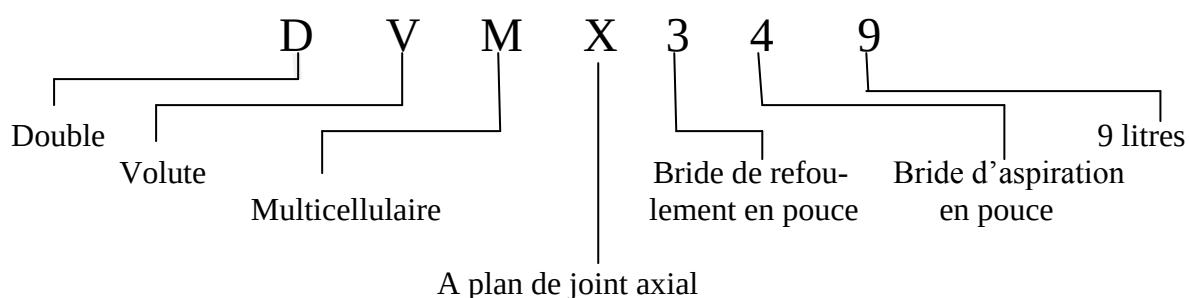
III.1.INTRODUCTION

Les pompes DVMX sont des grandes pompes a plusieurs étages ; ce sont des pompe très rencontrées dans l'industrie pétrolière, vue leurs pression de refoulement élevée.

Dans ce chapitre nous allons donner une description générale de la pompe DVMX 3 4 9 ainsi ses éléments constitutifs, mais aussi ses caractéristiques techniques. Tout cela nous permettra de mieux maitriser l'exploitation de la pompe.

III.2.DESIGNATION DE LA POMPE DVMX 3 4 9 HP 8 ETAGES

La pompe DVMX 3 4 9, est une pompe centrifuge multicellulaire, à plan de joint axial a double volute avec 8 étages, voici ce que veut dire ça dénomination :



III.3. DESCRIPTION DE LA POMPE

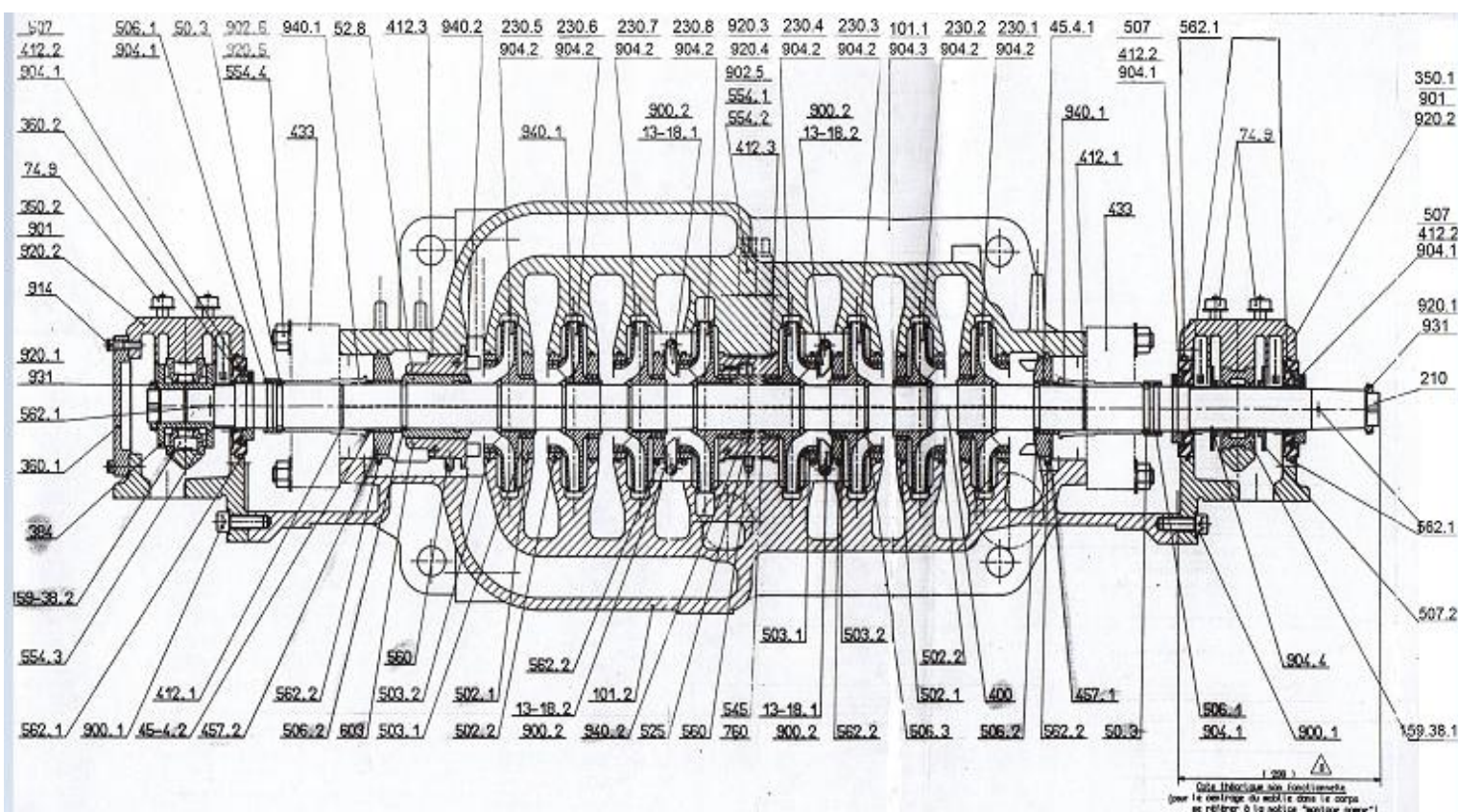


Figure III.1 : Coupe longitudinale axiale de la pompe GUINARD, DVMX 3 4 9

433	Garniture mécanique	457.1	Grain de fond (aspiration)
412.3	Joint torique (coussinet)	45-4.2	Entretoise refoulement
312.2	Joint torique (déflecteur)	45-4.1	Entretoise aspiration
412.1	Joint torique (chemise GM)	940.2	Clavette type A 8*7*12
400	Feuille joint (corps de pompe)	940.1	Clavette type A 8*7*25(roue et GM)
384	Plateau de butée	931	Rondelle frein (bout d'arbre)
360.2	Couvercle de palier (labyrinthe)	920.5	Ecrou HHM20 (fixation GM)
360.1	Couvercle de palier (butée)	920.4	Ecrou borgne M33
350.2	Corps de palier butée	920.3	Ecrou borgne M24
350.1	Corps de palier radial	920.2	Ecrou HM12 (fermeture palier)
330.8	Roue baguée 8 ^{ème} étage	920.1	Ecrou à encoches KM9 (bout d'arbre)
330.7	Roue baguée 7 ^{ème} étage	914	Vis Chc (fixation couvercle)
330.6	Roue baguée 6 ^{ème} étage	904.4	Vis Hc cuvette (arrêt déflecteur)
330.5	Roue baguée 5 ^{ème} étage	904.3	Vis Hc
330.4	Roue baguée 4 ^{ème} étage	904.2	Vis Hc cuvette (blocage de roue)
330.3	Roue baguée 3 ^{ème} étage	904.1	Vis Hc cuvette (arrêt entretoise)
330.2	Roue baguée 2 ^{ème} étage	902.6	goujon fileté (fixation GM)
330.1	Roue baguée 1 ^{er} étage	902.5	goujon fileté (fixation corps)
210	Arbre	902.4	goujon fileté (fixation corps)
159.38.2	Palier patin butée	902.3	goujon fileté (fixation corps)
159.38.1	Palier patin radial	902.2	goujon fileté (fixation corps)
13.18.1	Fendeur B	902.1	goujon fileté (fixation corps)
13.18.2	Fendeur A	901	VIS (fermeture palier)
101.2	Demi-corps de pompe inférieur	900.2	Vis fraisée (fendeur)
101.1	Demi-corps de pompe supérieur	900.1	Vis (palier/corps pompe)
603	Piston d'équilibrage	760	Gicleur (coussinet centrale)
562.2	Goupille cylindrique	74.9	Reniflard FILTON
562.1	Goupille cylindrique		
560	Goupille (arrêt coussinets)		
554.4	Rondelle M20 (fixation GM)		
554.3	Rondelle (réglage mobile)		
554.2	Rondelle d'appui (écrou borgne M33)		
554.1	Rondelle d'appui (écrou borgne M24)		
545	Coussinet (centrale)		
525	Chemise entretoise (centrale)		
52-8	Chemise d'équilibrage		
507.2	Déflecteur palier		
507	Déflecteur palier		
506.3	Bague d'arrêt (roue)		
506.2	Bague d'arrêt (chemise Asp. Ref.)		
506.1	Bague d'arrêt (chemise GM)		
503.2	Bague d'usure de roue (moyeu)		
503.1	Bague d'usure de roue (ouïe)		
502.2	Bague d'usure de corps (ouïe)		
502.1	Bague d'usure de corps (moyeu)		
50-3	Bague d'appui (chemise GM)		
457.2	Grain de fond (refoulement)		

Tableau II.1 : désignation des Eléments constitutifs de la pompe DVMX 3 4 9

3.1. Corps de la pompe

Le corps de la pompe centrifuge multi-étagées est en deux parties à plan horizontale dans l'axe.

Les deux demis corps sont assemblés par goujons.

Les volutes sont à double becs. Opposés diamétralement pour assurer l'équilibrage radial.

3.1.1. Demi-corps inferieur

- Les tubulures d'aspiration et de refoulement terminées par des brides pour raccordement aux tuyauteries extérieures
- des canaux de liaison inter-étages.
- des fendeurs qui jouent le rôle d'anti-vortex à l'entrée des roues.
- des purges pour vidange.
- un berceau formant cuvette avec bride, en prolongement du demi corps inferieur, et de chaque coté, supporte les corps de paliers.
- ces cuvettes reçoivent les fuites accidentelles des garnitures qui peuvent être récupérées par un orifice prévu à cet effet à leur partie inferieure.
- une tuyauterie de by-pass pour l'équilibrage des pressions au niveau des garnitures mécaniques

3.1.2. Demi-corps supérieur

- Des canaux de liaison inter-étage.
- Des événements taraudés pour purge d'air.
- des œilletons pour levage.

3.1.3. Equipement du corps de pompe

- de bagues d'usure arrêtées en rotation par des ergots.
- d'un coussinet centrale en deux parties arrêtés en rotation par un point fixe formant palier hydrostatique.
- le corps de pompe prend appui sur son socle par l'intermédiaire de 4 patins latéraux venant de fonderie avec les berceaux du demi-corps inferieure.

3.2. Mobile de la pompe

Le mobile de la pompe comprend (**figure III.2**) :

- Un arbre de pompe à diamètre constant.
- Des roues menues des bagues d'usure positionnée par des demi-bagues et montées serrées (montage a chaud) sur des diamètres identique.
- Toutes les roues ont le même alésage et sont montées sur un arbre à diamètre constant, elles sont maintenues en place par clavetage, entretoise protégeant l'arbre et blocage axiale. Ce montage supprime les arbres étagés.
- Une chemise centrale d'étanchéité.
- Une chemise d'équilibrage coté butée.
- Des bagues entretoises pour le réglage des garnitures mécaniques.
- des chemises d'arbre pour garnitures mécaniques.
- des paliers à patins.
- le demi-manchon d'accouplement pompe/multiplicateur.

On voit dans la (**figure III.2**) Qu'à 600tr/mn les jeux rotor/corps sont inférieure à 0.05 mm. Ces valeurs sont déterminées par des normes :

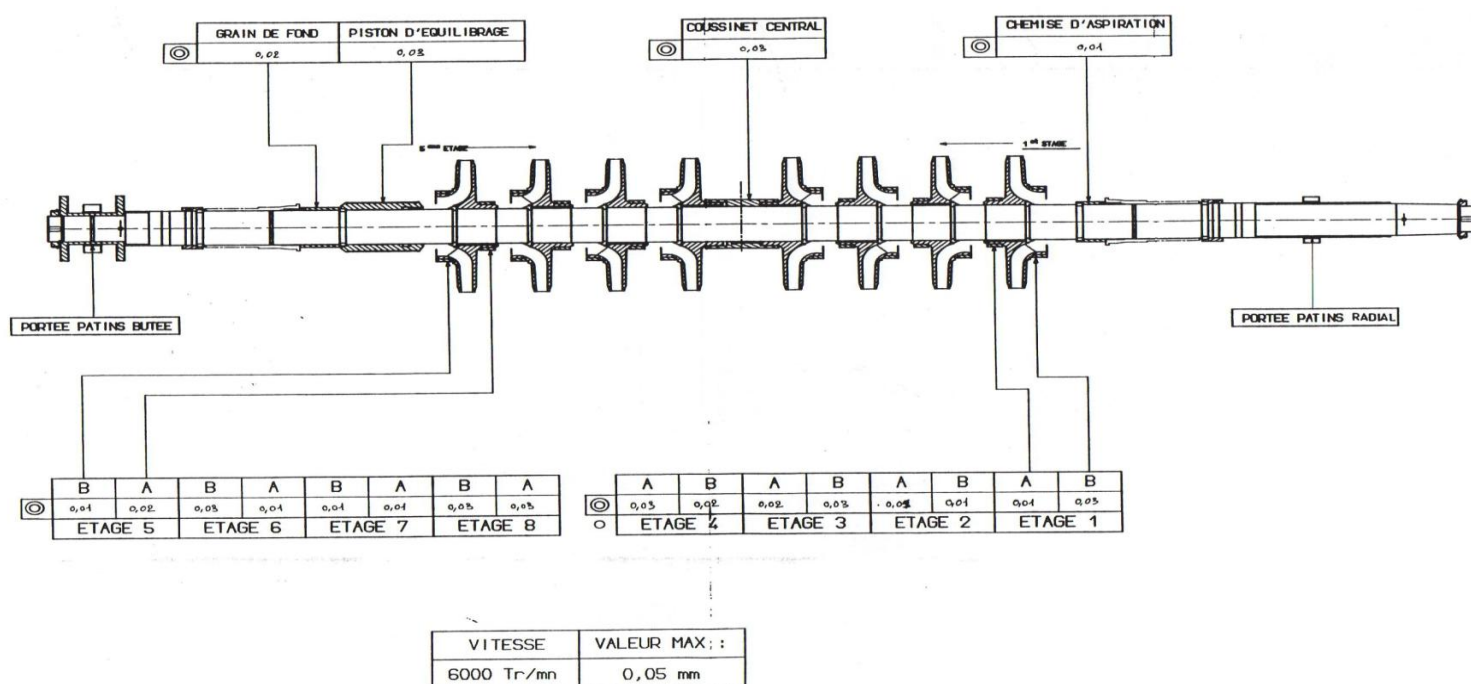


Figure III.2 : Coupe longitudinale axiale du rotor de la pompe DVMX

3.3. Roues

C'est l'élément principale de la pompe, c'est une couronne composée de deux flasques parallèles dans l'écartement correspond à la largeur de la roue relier entre eux par des ailettes. Dans notre pompe on a huit roues identiques, elles sont munies de bagues d'usure interchangeable, sont soigneusement équilibrées après usinage, Les roues sont montées sur l'arbre avec entretoises et bloqué par des vis. La roue est en acier de nuance (Z6 CND 18- 12 M)

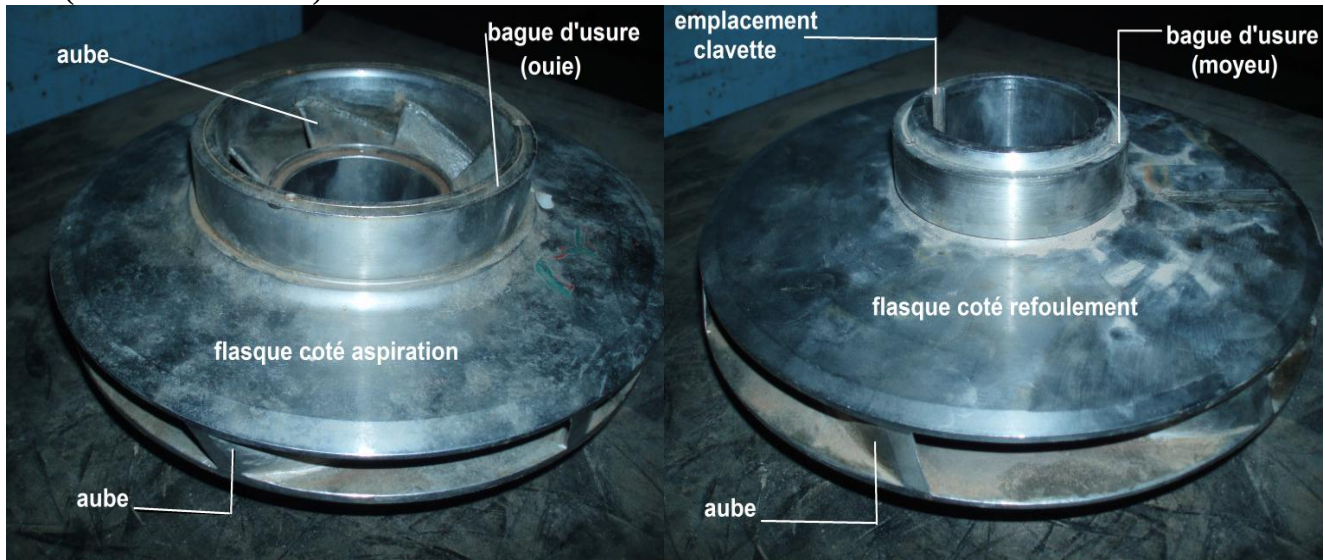


Figure III.3 : Roue de la pompe DVMX 3 4 9

3.4. Arbre

L'arbre de la pompe est fabriqué d'une façon d'assurer un minimum de flèche et de vibration et aussi dans le but de prolonger au maximum sa durée de vie, il est en acier faiblement allié de nuance (Ac 42CD4), l'arbre de pompe est supporté et guidé par deux paliers.

3.5. Paliers

Le mobile est supporté, à chaque extrémité, par des paliers équipés de patins et lubrifiés sous pression par une centrale de graissage.

3.5.1. Palier patin butée

Ce palier a deux tâches (**figure III.4**) :

- supporter le rotor ;
- buter le rotor contre le déplacement axial.

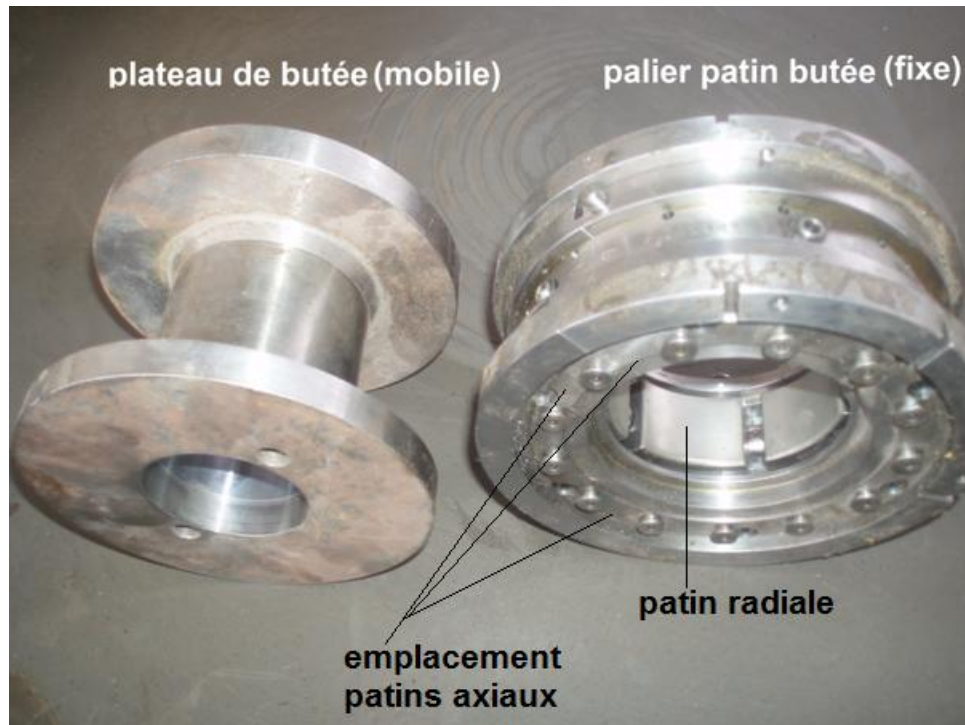


Figure III.4 : Palier patin butée

3.5.2. Palier patin radiale

Ce palier a pour but de supporter le rotor de l'autre côté de la pompe, il ressemble au palier buté, sauf que celui-ci ne possède pas de patins axiaux.

3.5.3. Protection des paliers

Des déflecteurs à chicane empêchent l'entrée de liquide pompé dans les paliers (due, en particulier, aux fuites accidentelles des garnitures) et évite les sorties de huile le long de l'arbre.

3.6. Garnitures mécaniques

Garnitures rotatives destinées à des services industriels poussés et continus pour lesquels les problèmes d'étanchéité sont primordiaux. Suivant les cas, elles peuvent résister à de fortes pressions atteignant 70 bars à des températures comprises entre 0°C et 250°C, si la pompe est en marche il y aura un mouvement relatif entre les deux bagues.

Pour régler le problème de frottement et de l'usure la surface de bague tournante est fabriquée en acier tandis que la surface de la bague fixe est fabriquée en carbone. La surface de contact entre les deux bagues est assurée par la pression d'un ressort qui est fixé sur l'axe.

Pour éviter l'usure de l'arbre une chemise de garniture est montée sur l'arbre pour le protéger, elle supporte les deux bagues et le ressort.

Pour ne pas avoir de fuite liquide entre la bague d'étanchéité rotative et la chemise de garniture. Ainsi qu'entre la bague d'étanchéité fixe et couvercle de garniture de deux joints sont conçus pour étancher ces fuites.

1) Le grain mobile (coupelle) :

Un joint torique souple évite efficacement la fuite entre la coupelle et l'arbre tandis qu'il permet suffisamment de souplesse pour maintenir un contact intime de la face avec le grain fixe. Le joint compense également de désalignement, les sauts, la dilatation thermique et les vibrations de l'arbre. Celui-ci doit être poli et sans défauts.

2) le grain fixe :

Il est généralement fait d'un carbone imprégné de matériaux spéciaux ou bien de même matériaux que la coupelle, et monté souple par un second joint torique. Celui-ci évite la fuite entre le grain fixe et le chapeau, et en même temps sert d'amortisseur au grain pour lui permettre d'absorber un certain degré de désalignement.

3) Le ressort :

La pression entre les deux faces est fournie par le ressort. Le ressort peut être soit enroulé à droite, soit à gauche. Le sens de rotation de l'arbre détermine le sens d'enroulement du ressort de telle sorte que lors du fonctionnement, les spires du ressort tendent à se resserrer pour maintenir le contact entre le grain fixe et le grain mobile.

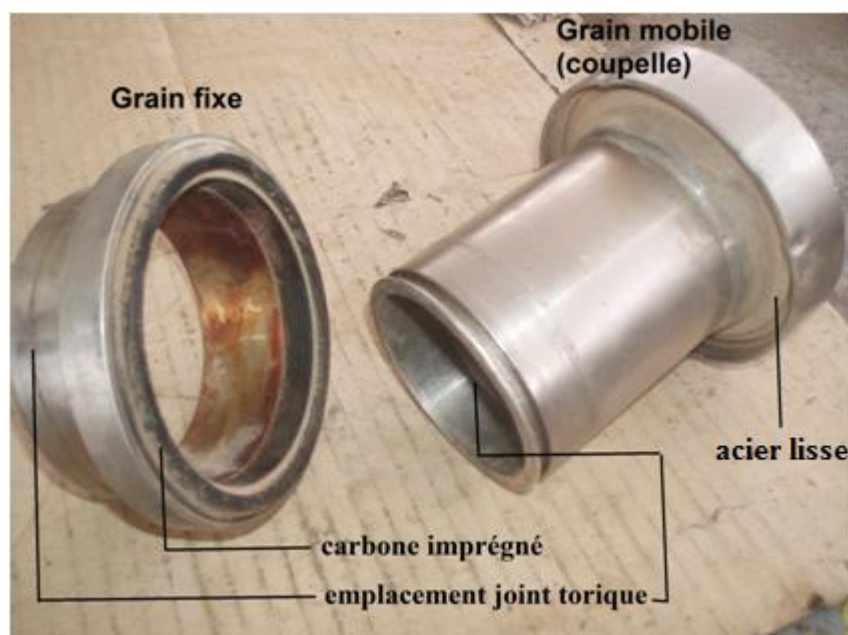


Figure III.5 : Le grain mobile et fixe d'étanchéité

4) Chapeau de garniture mécanique :

Le chapeau est fixé par quatre vis centrées, dans l'alésage de la boîte à garniture. Ce chapeau est pourvu d'orifices permettant :

- De relier l'enceinte de la garniture à source de pression afin d'assurer une circulation au droit des faces de friction.

- D'assurer, éventuellement un balayage à l'arrière de la garniture ainsi que sont vidange.

3.7. Piston d'équilibrage/Chemise d'équilibrage

Pour protéger la garniture mécanique vu la pression qui est très élevée, on a recours à utiliser un dispositif constitué d'une chemise d'équilibrage qui tourne avec le rotor et un piston d'équilibrage qui est fixe. Ce dispositif joue le rôle d'étanchéité en diminuant le débit de fuite de l'aspiration du cinquième étage vers une chambre située avant la garniture mécanique. La pression de cette chambre est équilibrée et ramenée à la pression d'aspiration par un conduit appelé conduit d'équilibrage.



Figure III.6 : chemise d'équilibrage (mobile)

3.6. Coussinet centrale

C'est un coussinet d'étanchéité entre le huitième et le quatrième étage, composé de deux parties arrêtée en rotation par un point fixe formant palier hydrostatique.

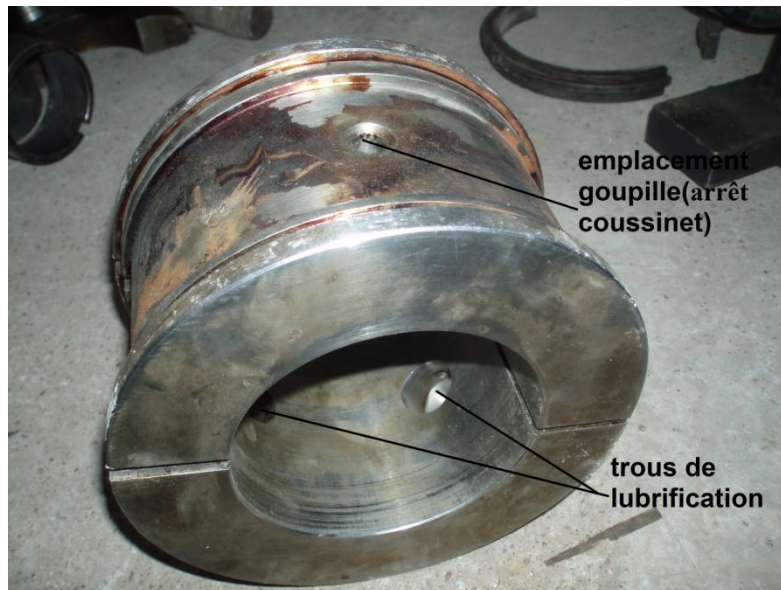


Figure III.7 : Coussinet centrale

III.4.CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DE LA POMPE DVMX 3 4 9

Avant l'installation d'une pompe dans n'importe quelle station, il est essentiel de savoir les caractéristiques de celle-là.

C'est ce qui est représenté graphiquement sous forme de courbe nommées (Courbe caractéristiques).

Les courbes caractéristiques les plus importantes sont celles en fonction du débit (**figure III.8**).

- 1) La vitesse de rotation : Dans la pratique, le choix de la vitesse est, dans la majorité des cas, dicté par des limitations techniques et par des contraintes des moteurs utilisés, électriques le plus souvent.
- 2) La hauteur en fonction du débit
- 3) La puissance en fonction du débit
- 4) Le rendement en fonction du débit

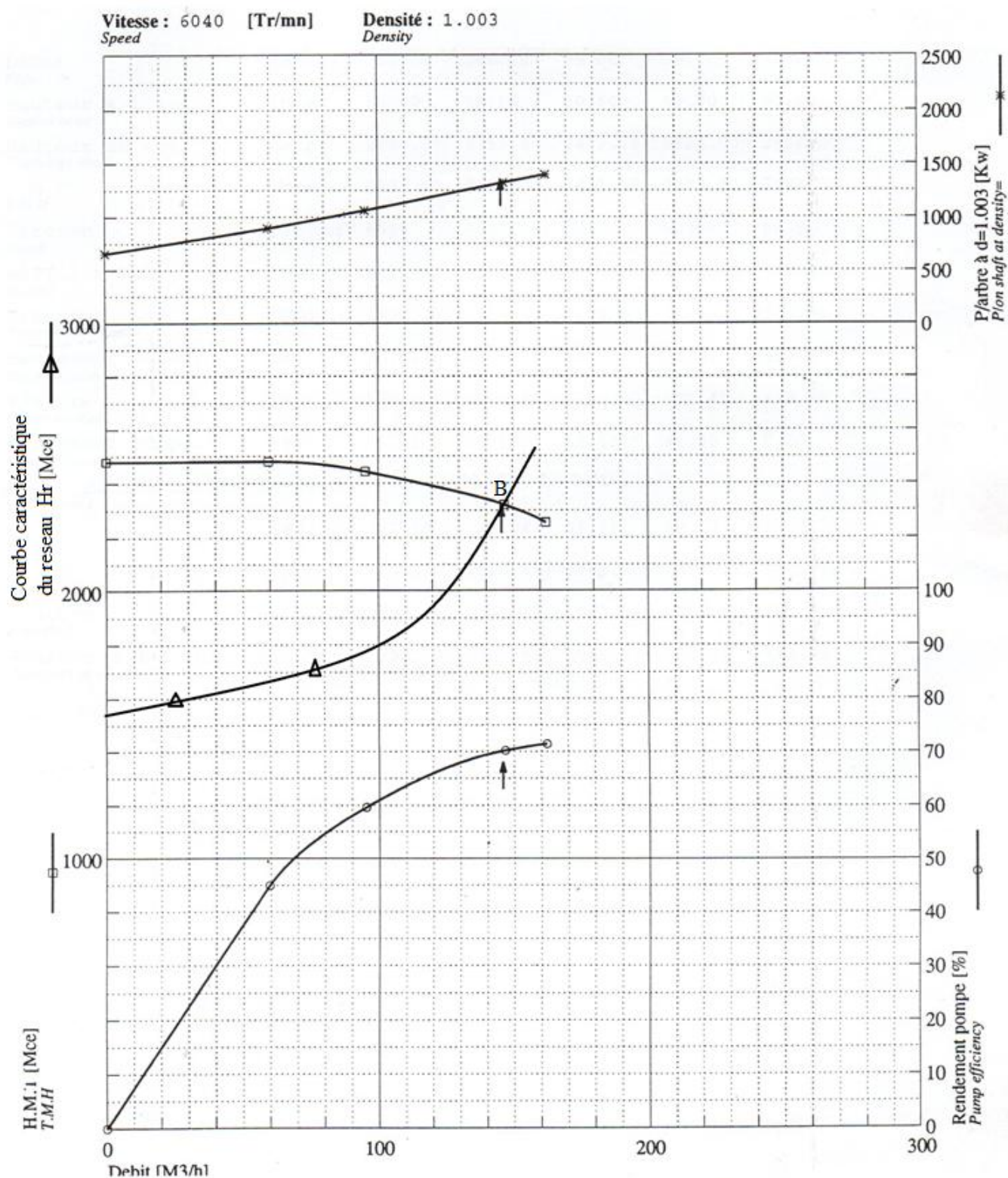


Figure III.8 : Caractéristiques de la pompe DVMX 3 4 9

La hauteur manométrique « H_A » requise par l'installation est représentée par la courbe de réseau, en fonction du débit Q . Elle est la somme des composantes statistiques et dynamiques de l'installation (voir **figure III.9**). Les composantes statistiques, indépendantes du débit, comprennent les différences de hauteur et les différences de pression, entre l'entrée et la sortie

de l'installation. Les composantes dynamiques correspondent aux pertes de charge et sont proportionnelles au carré du débit.

Une pompe centrifuge se cale sur un point de fonctionnement, correspondant à l'intersection de la courbe HMT/Q de la pompe, avec la courbe H_A du réseau résistant en B (Voir **figure III.8**). Une variation de ce point de fonctionnement (donc du débit et de la hauteur) peut être obtenue par une modification physique de la pompe, mais aussi en modifiant sa vitesse ou la courbe du réseau résistant le plus souvent au moyen d'une vanne (voir **figure III.10**).

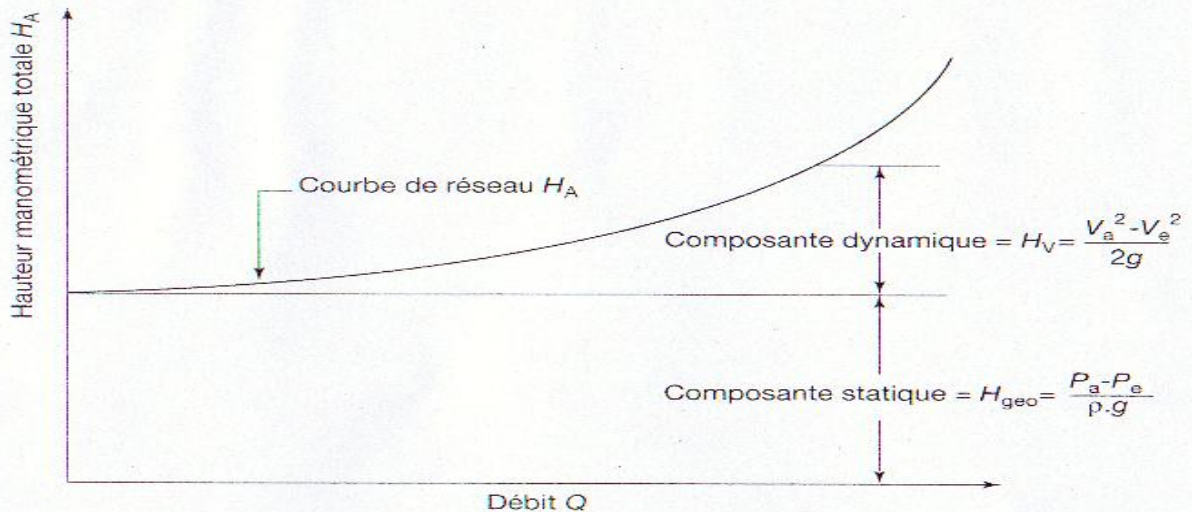


Figure III.9 : Courbe de réseau résistant d'une pompe centrifuge.

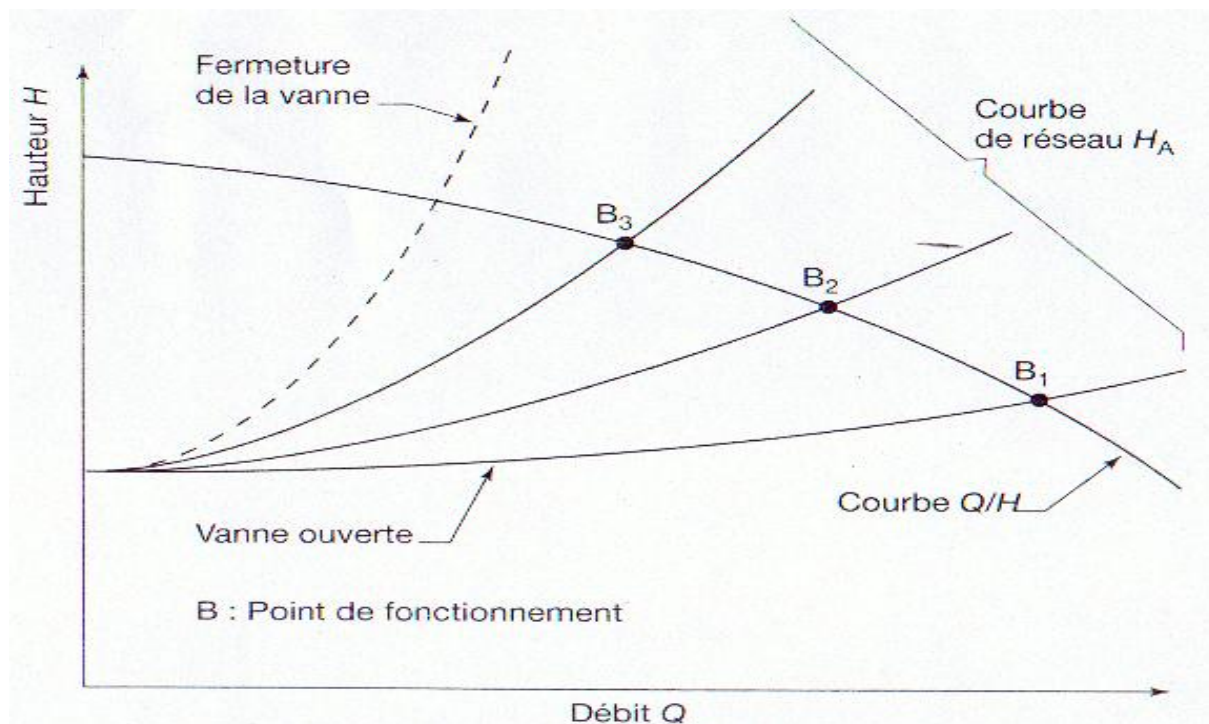


Figure III.10 : Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge

4.1. Caractéristiques nominales de la pompe :

Après avoir déterminé le point de fonctionnement de la pompe à une vitesse de rotation fixe, Il est facile de déterminer le débit nominale, la hauteur nominale, la puissance sur l'arbre et le rendement en projetant sur les axes :

Débit	145.83	[m ³ /h]
HMT	2316.50	[Mce]
Puissance/arbre	1357.00	[Kw]
Vitesse	6040	[Tr/mn]
Rend/pompe	68.00	[%]
NPSH	25.00	[Mce]

$$10,2 \text{ Mce} = 1 \text{ bar}$$

Tableau III.2 : caractéristiques de la pompe DVMX 3 4 9

III.5. SOLUTION APPORTEE AUX PROBLEMES POSES

5.1. Equilibrage de la poussée axiale de la pompe DVMX 3 4 9

Nous avons vu dans (le **chapitre II**) qu'il y'a plusieurs dispositifs pour équilibrer la poussée axiale, notre pompe est équilibrée par les roues en oppositions :

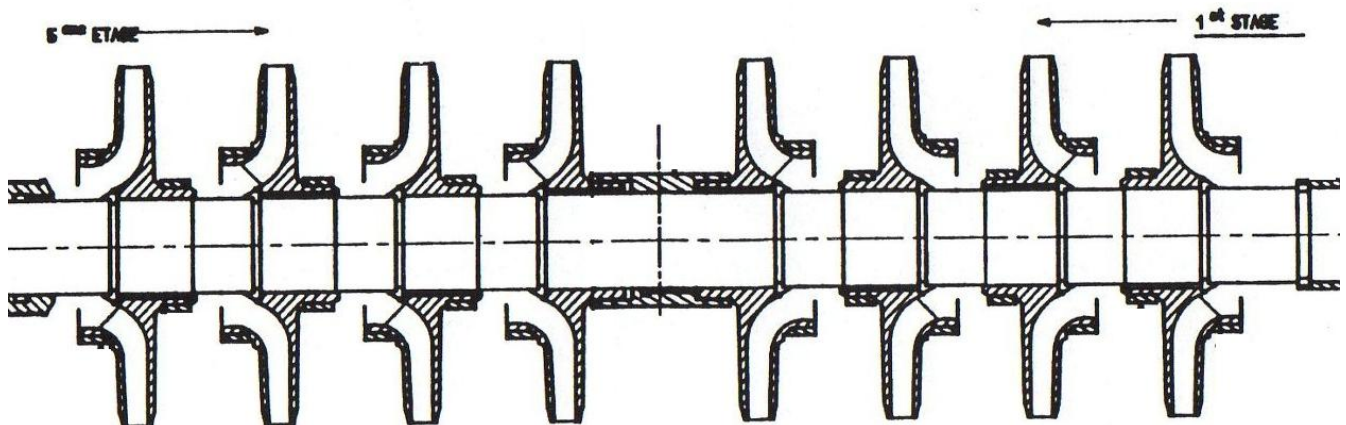


Figure III.11 : Equilibrage de la poussée axiale de la pompe DVMX

5.2. Equilibrage de la poussée radiale de la pompe DVMX 3 4 9

La poussée radiale de notre pompe est éliminée par les doubles volutes dans chaque étage (**figure III.12**)

Comme on l'a déjà dit, ce système élimine totalement la poussée radiale, mais rend la construction du corps de la pompe beaucoup trop complexe et très coûteuse.

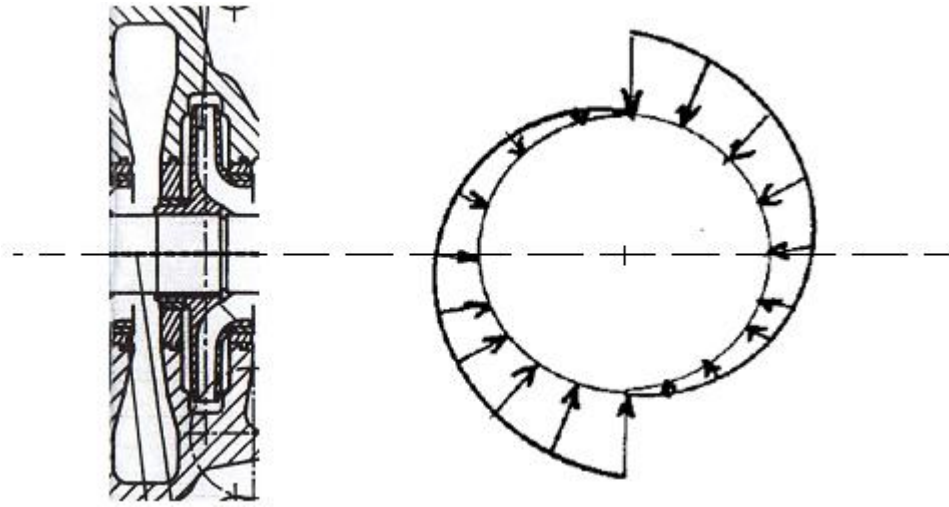


Figure III.12 : Equilibrage radiale de la pompe DVMX 3 4 9 par la double volute

5.3 Solutions apportées au problème de cavitation

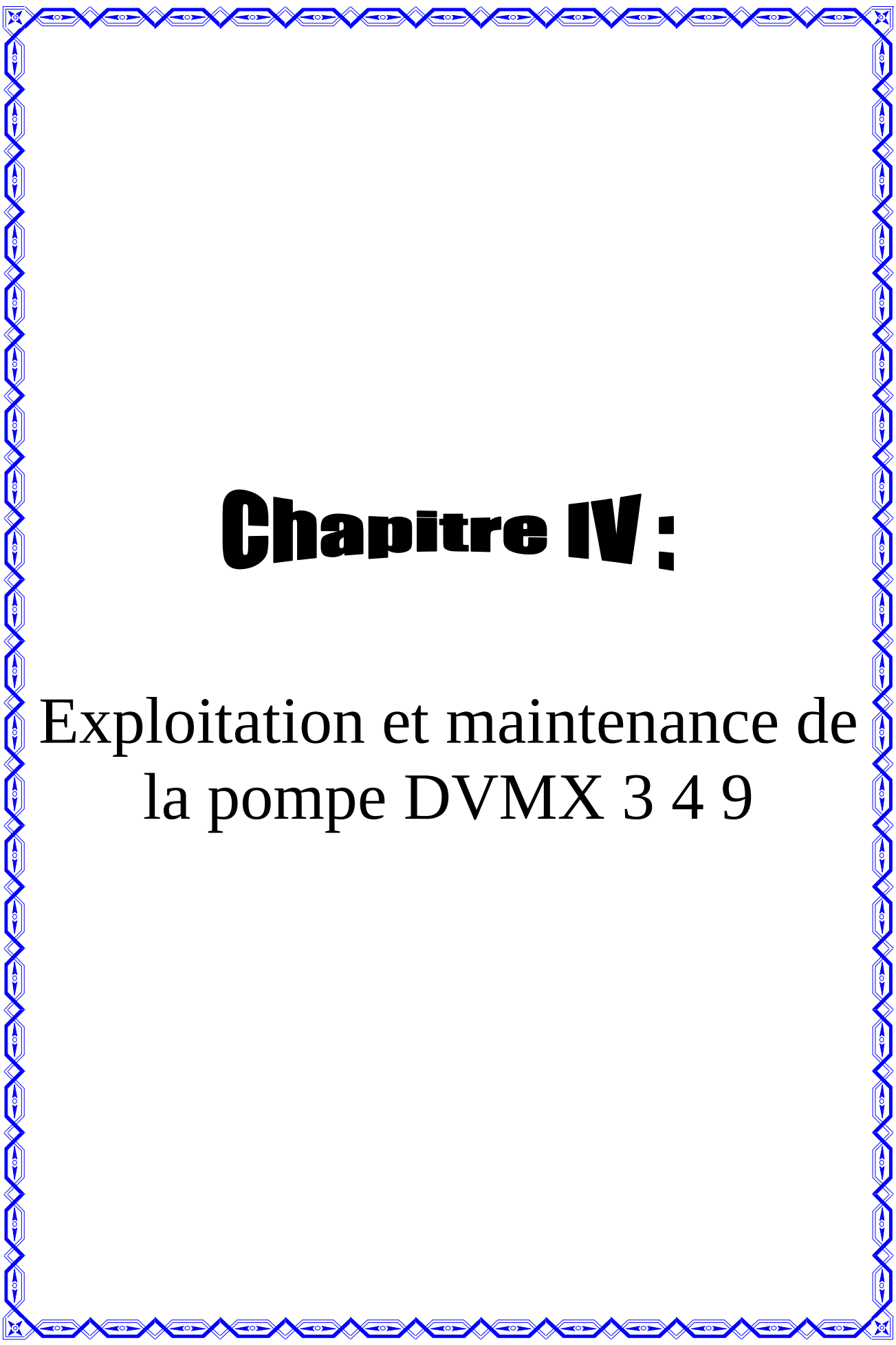
On cite les mesures prise au niveau de la pompe et de son environnement afin d'éviter la cavitation.

1. augmenter la pression à l'entrée de la pompe (à l'aspiration), avec installation des pompes de gavage (qu'on appelle pompe booster). Ces pompe sert de récupérer les pertes de charge dans la tuyauterie d'aspiration, et faire augmenter la pression a l'aspiration de la pompe DVMX a plus de 25 (Mce),ce qui est le NPSH de la pompe.
2. Choisir un matériau qui requis mieux aux effets de la cavitation, dans l'ordre croissant de résistance nous citons : la fonte, le bronze, bronze aluminium, acier a 13%de chrome, acier inoxydable. Dans le cas de notre pompe les roues sont en acier inoxydable.

III.6. CONCLUSION

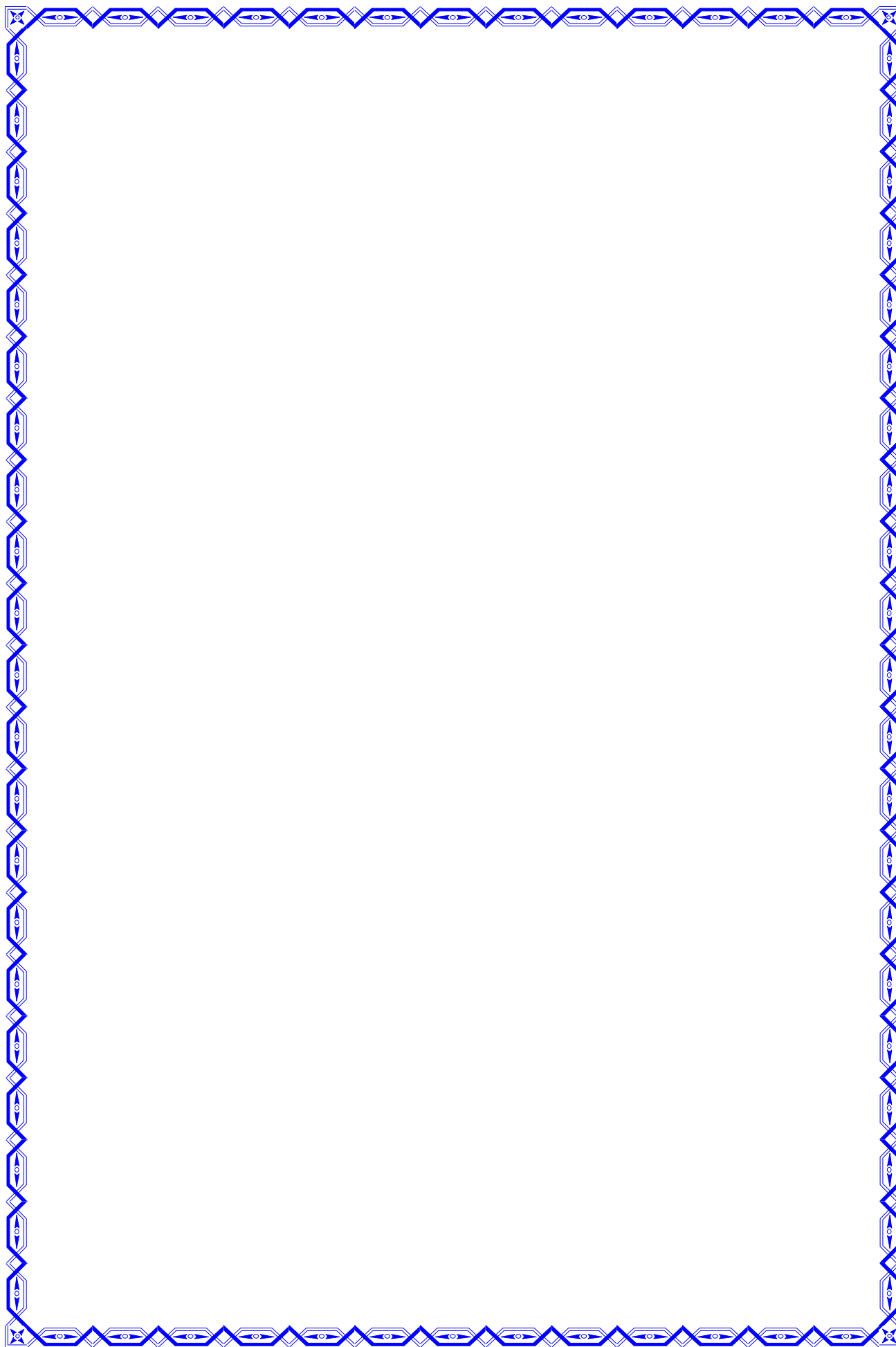
Dans ce chapitre, nous avons présenté une description de la pompe DVMX, et nous avons vu que ça conception est très complexe par rapport aux autres pompes, vue le nombre élevé d'étages et leurs opposition l'un par rapport à l'autre et aussi les doubles volutes au niveau de chaque étage. Mais aussi la pression de refoulement qui dépasse les limite des pompes mono-étagée ; Ce qui nous amène à mettre en place un dispositif d'équilibrage pour protéger la garniture mécanique, Tout cela nous amène à dire que la conception de cette pompe est très couteuse.

Pour ne pas mettre en risque d'usure une telle machine on a intérêt à prévenir les pannes qui sont souvent anticipés par des vibrations. Et pour cela, notre travaille s'orientera dans ce sens.



Chapitre IV :

Exploitation et maintenance de
la pompe DVMX 3 4 9



IV.1. INTRODUCTION

L'installation et la mise en service d'une grosse pompe comme la pompe DVMX 3 4 9 demande une très grande maîtrise. Une fois l'installation est faite il faut maitre en place un bon plan de maintenance afin d'assurer la production en continue en premier lieu et de maintenir notre pompe hors l'état d'usure.

IV.2. MISE EN PLACE DE LA POMPES DVMX

1) Condition de service

Avec une température ambiante, cette pompe aspire l'eau, à l'aide d'une petite pompe venant d'un bac de stockage, et l'injecte dans le gisement ordovicien de Amassak, avec un débit 145 m³/h et une pression de 230 bars.

- La pompe doit reposer de manière à vibrer le moins possible et doit être bien horizontale et avoir une bonne rigidité d'accouplement.
- La conduite d'aspiration doit assurer un bon coefficient de remplissage de la roue, c'est-à-dire, elle doit assurer la pression d'aspiration la plus élevée possible.
- Elimine la pénétration de l'air dans la conduite par l'étanchéité des joints.

2) Alignement du groupe

L'alignement de l'accouplement de la pompe avec le multiplicateur de vitesse est l'une des opérations principales, parce qu'un mauvais alignement peut provoquer l'échauffement et la détérioration des roulements, ce qui engendre l'arrêt de la pompe.

Donc on doit suivre les procédures suivantes :

- Préparer le massif pour le calage du groupe. Pour se faire, mettre de niveau les parties du massif où seront posées les cales (de chaque côté des boulons d'encrage)
- Glisser les boulons de scellement dont le trou du massif prévu à cet effet.
- Mettre le groupe dans sa position définitive par rapport aux axes de référence déterminée par le chantier (axe longitudinal, axe des brides d'aspiration et de refoulement, hauteur du groupe) en calant entre les plans de pose.
- Les cales seront réparties judicieusement de part et d'autre des boulons de fixation de châssis.
- L'épaisseur de ces cales ne devra pas être supérieure à 10mm.

Le calage doit assurer au groupe :

- Un alignement parfait des lignes d'arbre.
- Une position horizontale.
- Une position en hauteur conforme à l'installation (ce servir de cales métalliques et clinquants (**figure IV.1**)).
- Ne pas multiplier les cales de faible épaisseur.

- Couler le ciment dans les trous de scellement du massif, laisser durcir suivant la qualité du mortier employé.

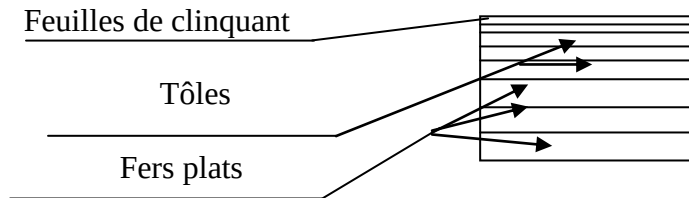


Figure IV.1 : cales métalliques et clinquants.

3) Serrage des boulons de scellement

C'est l'opération la plus importante elle doit être effectuée avec le plus grand soin. Pour se faire, vérifier pendant le serrage des boulons de scellement la concentricité et le parallélisme des plateaux d'accouplement à l'aide de comparateur ou d'une règle (pour la concentricité), et un jeu de cales pour le parallélisme suivant de type d'accouplement monté sur le groupe.

L'écart du parallélisme des faces et concentricité des plateaux devra être au maximum de

- 0.1 mm. lu sur le comparateur pour des vitesses de rotation inférieurs à 1500 tr/mn.
- 0.05 mm lu sur le comparateur pour des vitesses de rotation supérieurs à 1500 tr/mn.
- La lecture de comparateur doit se faire en entraînant les deux plateaux d'accouplement en même temps, et être effectuée aux quatre points. (deux sur l'axe vertical, deux sur axe horizontal), tenir compte des jeux axiaux.
- Si l'on peut entraîner les deux plateaux en même temps les faire tourner l'un après l'autre et faire la lecture aux mêmes points.
- Pour assurer le parfait alignement de châssis pendant son serrage, repartir s'il y a lieu des clinquants sur l'un ou l'autre des calages.

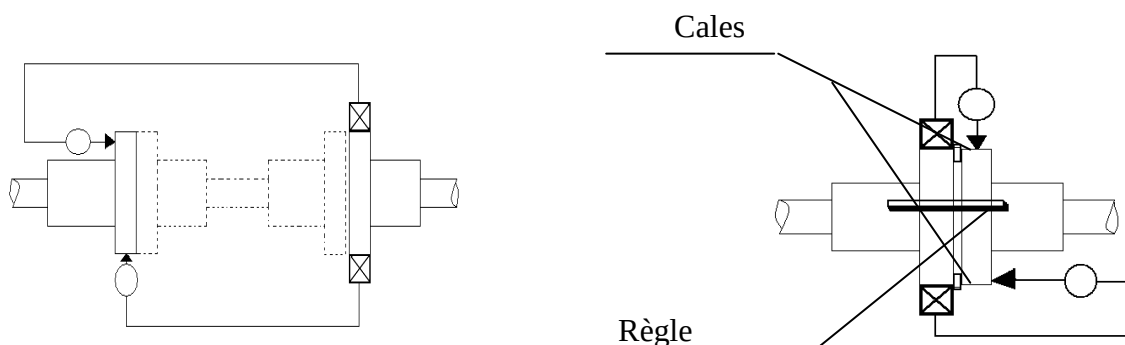


Figure IV.2 : Vérification de parallélisme et de la concentricité

4) Raccordement des tuyauteries

Cette opération sera effectuée en prenant soin de m'amener les conduites d'aspiration et de refoulement exactement en regard de chaque tubulure correspondante pour le serrage des

boulons, de manière à ce que ceci n'entraîne aucune réaction sur le corps de pompe sur le lignage.

Il est recommandé de supporter les tuyauteries au voisinage de la pompe.

Pendant le serrage des brides :

- Vérifier l'alignement et le parallélisme des faces des plateaux d'accouplement au comparateur.
- La lecture au comparateur doit donner des valeurs identiques à celles précédemment relevées.

5) Mise en route

a) Vérifications préliminaires

Vérifier :

- Le niveau d'huile, les graisseurs et les circuits éventuels de liquide.
- Que le montage des tuyauteries n'ait pas faussé l'alignement, en exerçant des réactions anormales sur le corps de pompe.
- Le sens de rotation (Pompe désaccouplée de la machine d'entraînement).
- La pompe doit tourner à la main, sans point dure anormale.
- S'assurer que la pompe soit pleine de liquide et purgée d'air.
- Vérifier l'étanchéité de joints sur la conduite d'aspiration pour pallier toute entrée d'air.
- Vérifier qu'aucune vanne à l'aspiration ne soit fermée

b) Démarrage

- La pompe se démarra vanne presque fermée au refoulement. cette vanne est ensuite ouverte progressivement jusqu'à la pression désirée, en ayant soin de contrôler sur un ampèremètre que l'intensité ne dépasse pas celle indiqué sur la plaque du moteur.
- Vérifier la température des paliers et du presse-étoupe. Régler si besoin les différents circuits éventuel de refroidissements.

IV.3. Incidents de marche

1) Manque d'alimentation

- Hauteur d'aspiration trop grande.
- Tuyau d'aspiration trop petit.
- Joint défectueux obstruant le tuyau.
- Contre-pentes formant poches d'air.
- Filtre encrassé à l'aspiration.

2) Résonances, Vibration, Bruits

- La pompe tourne à l'envers.
- La pompe est fixée à un support résonnant.

- Les plateaux d'accouplement ne sont pas alignés.
- Mauvais alignement.
- Entrées d'air.
- Tuyauterie de refoulement mal purgée.
- Tuyauterie mal serrée.

3) Insuffisance du débit

- La pompe ne tourne pas à sa vitesse nominale.
- Vanne ou organe mal ouvert sur le circuit.
- Entrée de l'air à l'aspiration.
- Hauteur manométrique d'aspiration trop importante.

4) Non fonctionnement électrique

- Le moteur ne démarre pas ou ne supporte pas sa charge. S'assurer en demandant au secteur de la nature du courant qui alimente le moteur et voir si les indications de la plaque indicatrice correspondent bien.
- Vérifier s'il n'y a pas d'interrupteur et si le coupe- circuit est en bon état.
- Vérifier si la tension aux bornes est correcte.
- Vérifier si le moteur n'est pas monté en étoile pour une distribution exigeant le montage en triangle.

IV.4. Défaillances, maintenance des pompes

4.1. Définition

Ceux qui assurent la fonction maintenance ont pour mission, quelle que soit l'entreprise, d'accomplir toutes les tâches nécessaires pour que l'équipement soit maintenu ou rétabli en état et ceci afin de :

- Permettre une exécution normale des opérations dans les meilleures conditions de coût, de sécurité et de qualité (c'est le cas de production).
- Obtenir un service dans les meilleures conditions de confort et de coût .pour remplir cette mission il faut :
- Dépanner les machines et les matériels dans les meilleurs délais et au meilleur coût
- Réparer, réviser rénover et maintenir en état les machines et les matériels

4.2. Les différentes formes de maintenance

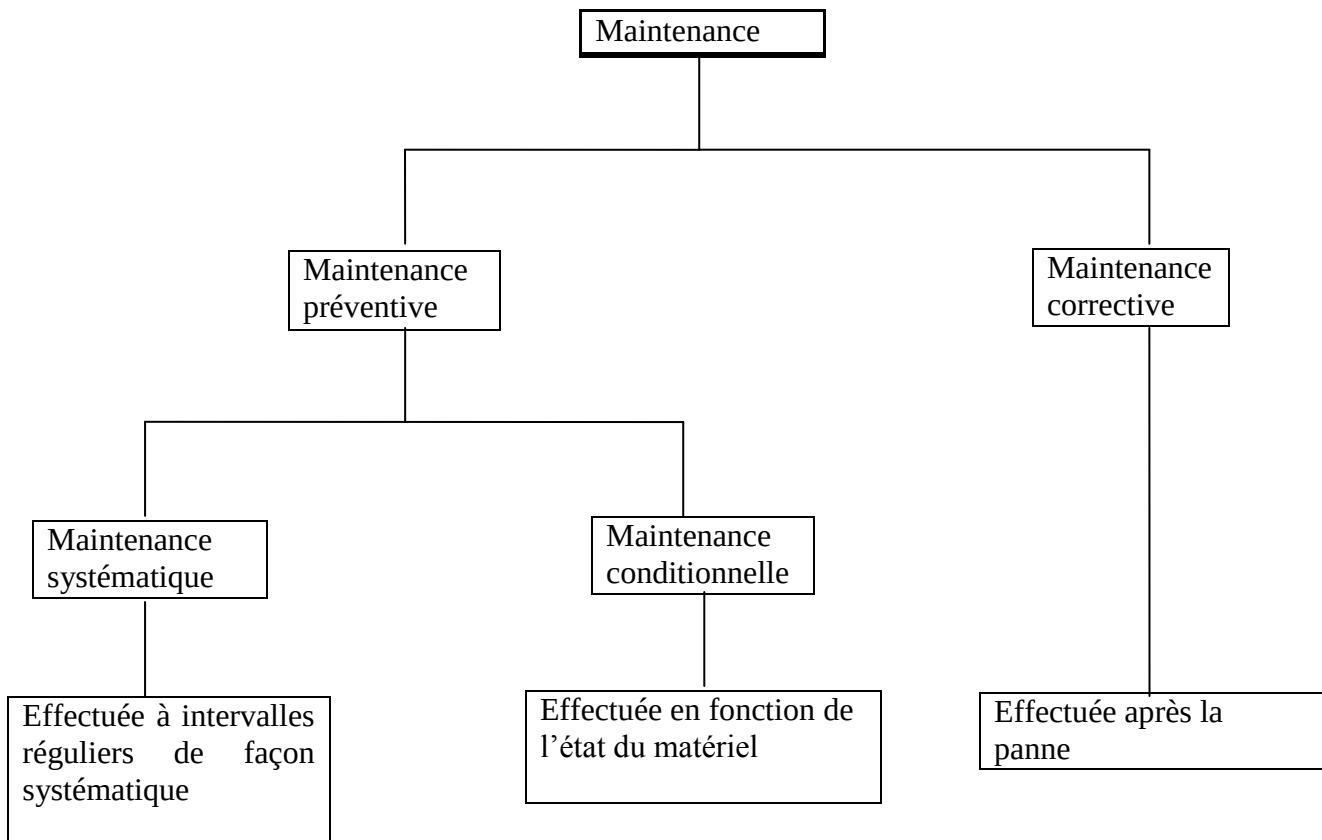


Figure IV.3 : Schéma généralisé de types de maintenances

4.2.1. La maintenance corrective

D'après la norme AFNORX60-010, la maintenance corrective se définit comme « une maintenance effectuer après défaillance ».

On désigne deux formes de maintenance corrective :

- dépannage : C'est nue intervention urgente qui se fait sur site.
- réparation : C'est une opération qui se fait généralement à l'atelier, son objectif est la recherche systématique de l'amélioration des équipements par le suivi continu de :
 - l'état de l'équipement.
 - ses conditions de marche.
 - son rendement.
 - l'évolution de des coûts d'exploitations et d'entretien.
 - la répétition des pannes.

4.2.2. La maintenance préventive

On distingue deux types de maintenance préventive.

1) La maintenance préventive systématique

D'après la norme AFNORX60-010 la maintenance systématique se définit comme : « une maintenance effectuée selon des critères prédéterminés dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ».

Cette méthode nécessite de connaître :

- Le comportement des matériels.
- Les usures.
- Les modes de dégradation.
- Le temps moyen de bon fonctionnement entre deux avaries.
- De plus en plus les interventions de maintenance systématique se font par échange standards.

2) La maintenance préventive conditionnelle

D'après la norme AFNORX60-010, la maintenance préventive conditionnelle se définit comme suit : « une maintenance préventive subordonnée à un type d'événement prédéterminé (diagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure) révélateur de l'état de dégradation du bien ».

Cette forme de maintenance se caractérise par la mise en place d'un système de surveillance à partir duquel on peut décider de remplacer un organe. La surveillance faite appelle à des moyens de contrôle non destructifs (CND) tels que l'analyse de vibrations, l'analyse d'huiles et l'analyse de températures.

On distingue les opérations de la maintenance préventive suivantes :

➤ *Les inspections :*

Se sont des activités de surveillance consistant à relever périodiquement des améliorations et exécuter des réglages simples ne nécessitant pas d'outillages spécifiques ni d'arrêt de l'outil de production ou des équipements.

➤ *Les visites :*

Ce sont des opérations de surveillance qui dans le cadre de la maintenance préventive systématique, s'opèrent selon une périodicité prédéterminée. Ces interventions correspondent à une liste d'opérations définies au préalable peuvent entraîner des démontages d'organes et une immobilisation du matériel.

➤ *les contrôles :*

Ils correspondent à des vérifications de conformité par rapport à des données préétablies suivies d'un jugement.

➤ *les révisions*

L'ensemble des actions d'examen, de contrôles et des interventions effectuées en vue d'assurer le bien contre toutes défaillances majeures ou critiques, pendant un temps ou pour un nombre d'unités d'usages donné.

IV.5. les types de maintenances appliquées réellement par le service

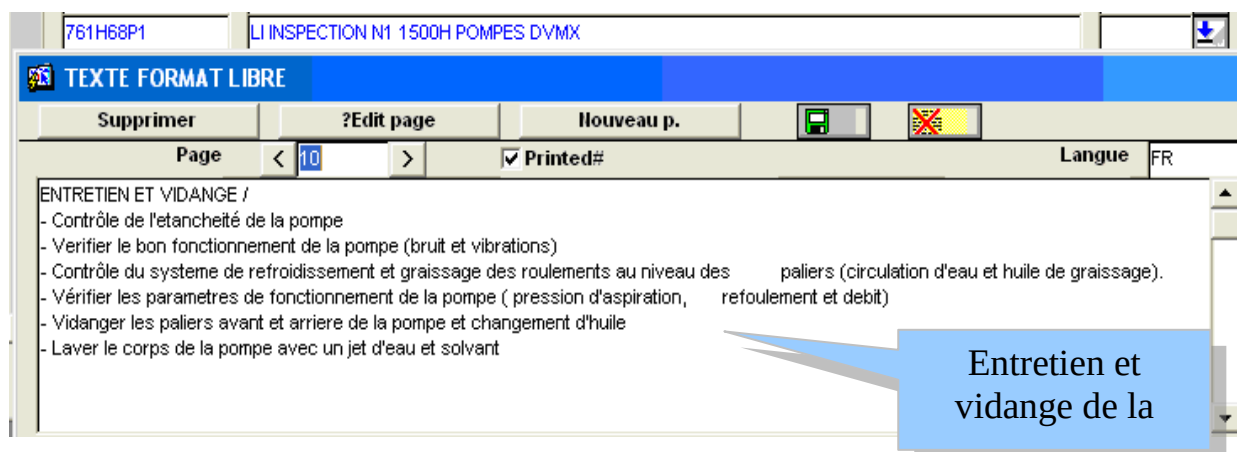
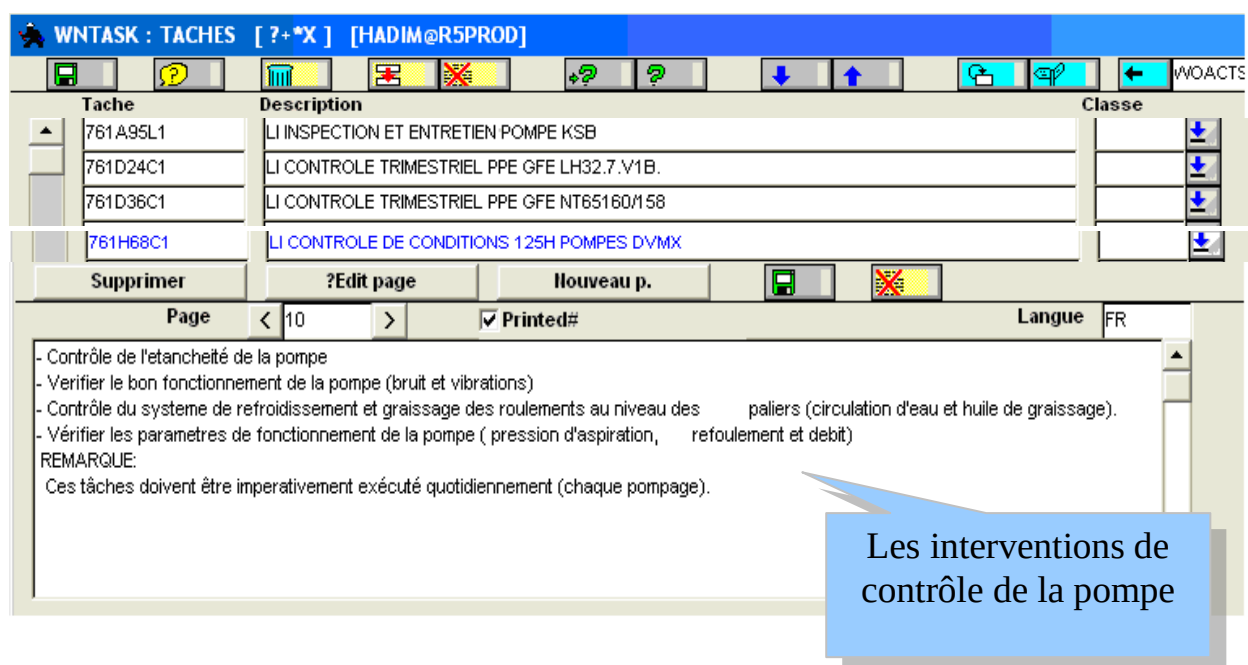
Le service maintenance applique pour l'ensemble des pompes centrifuges types Guinard DVMX existant dans différents champs de cette région les types de maintenance suivants :

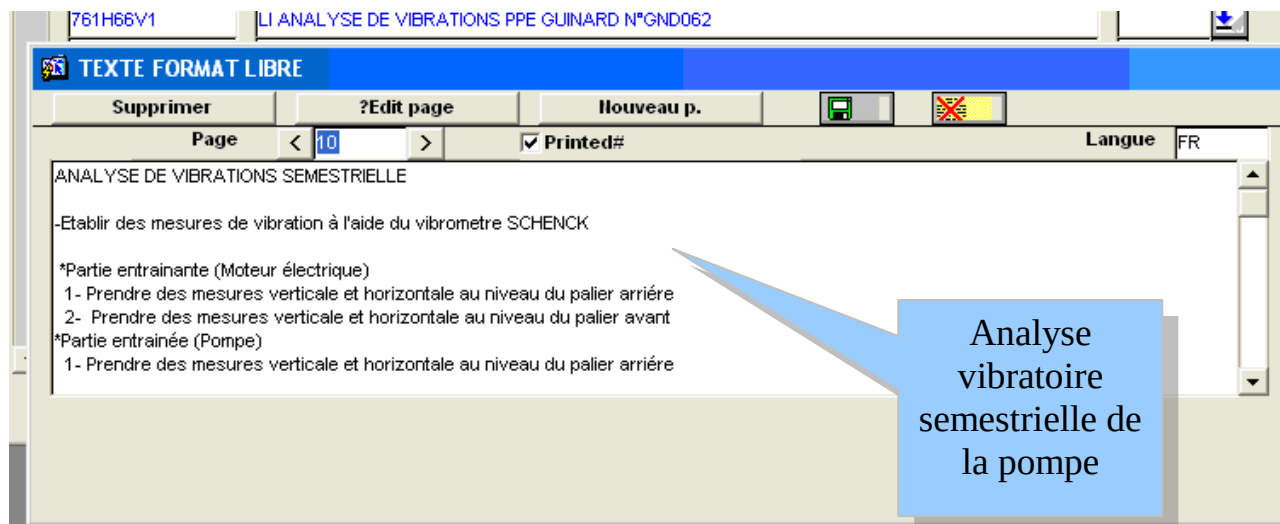
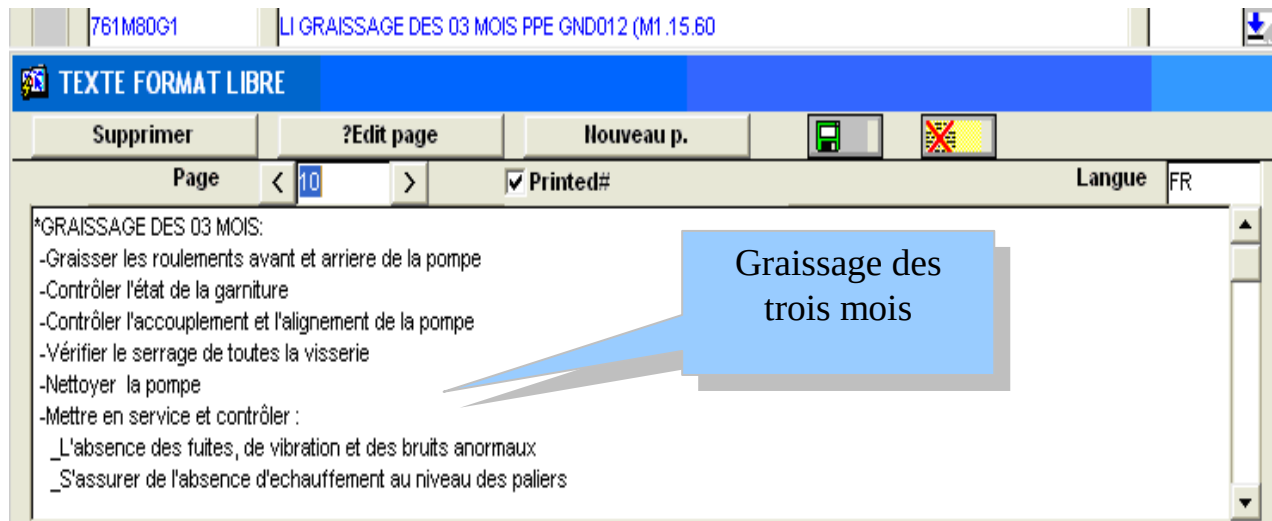
5.1. La maintenance préventive :

Le logiciel Rapier est un outil de la GMAO qui permet de planifier la maintenance préventive des machines tournantes en particulier les pompes DVMX en fonction du cumul horaire, et aussi selon les descriptions du constructeur concernant l'entretien préventif de ces pompes.

Ce qui est motionner sur les figures ci-dessous :

- **la maintenance préventive systématique :**
A pour taches : (voir les figures ci-dessous)





➤ La maintenance préventive conditionnelle

Au niveau des paliers de la pompe est mis en place deux sondes radiales et deux sondes axiales qui donnent l'amplitude de la vibration en fonction du temps. Si la mesure prise dépasse le seuil d'alarme, la pompe s'arrêtera. Cela implique une inspection des paliers (voir figure ci-dessous) :



figure IV.4 : Sonde du déplacement axiale



figure IV.5 : Sonde du déplacement radiale

5.2. La maintenance curative

Qui est une intervention définitive de la maintenance corrective après défaillance de la machine en éditant l'ODM (ordre de maintenance) sur le GMAO Rapier

5.3. Entretien des pompes

Dans un ensemble industriel, le budget d'entretien des pompes représente entre 4 et 21 % du budget total d'entretien, selon les unités de production. Il existe deux types d'entretien :

5.3.1. Entretien correctif

Il consiste à chercher systématiquement l'amélioration de l'état de l'équipement, et cela en étudiant :

- Son état.
- Les conditions de travail.
- La réparation des pannes.
- Les anomalies constatées durant les visites.

5.3.2 .Entretien préventif :

Il a pour but d'éviter le vieillissement de l'équipement, par :

- Le respect des consignes de marche.
- Le bon rodage et le bon graissage.
- Le nettoyage et l'inspection.

5.4. Entretien de la pompe DVMX

a) Garnitures à tresses

La majorité des ennuis des presse-étoupes provient des garnitures trop ou inégalement serrées, surtout aux premières heures de fonctionnement, pendant lesquels une fuite plus abondante est recommandée.

Nous attirons l'attention sur les recommandations suivantes :

- serrer modérément et progressivement le chapeau de presse-étoupe et laisser fuir goutte à goutte, ce qui lubrifie, rode et refroidit la garniture.
- Tout excès de serrage provoquerait immédiatement la détérioration rapide du bourrage.
- Changer la garniture lorsque le chapeau de presse-étoupe arrive en butée sur la boîte pour ce :
 - extraire successivement le chapeau, puis les tresses et éventuellement la lanterne et les tresses de fond. (se référer à la pompe).
 - former les anneaux séparés de tresses à coupe bière, bien moulés aux dimensions du logement et de même qualité que la garniture originale.
 - enfiler successivement les anneaux en alternant les coupes et interposer, éventuellement, la lanterne dans la même position qu'à l'origine remettre le chapeau en place en le serrant progressivement comme indiqué ci avant.

Dans le cas d'un bourrage en vrac répartir celui-ci bien régulièrement tout autour de l'arbre, pour former un anneau compact. On peut l'enfermer entre deux tresses, comme ci-dessous.

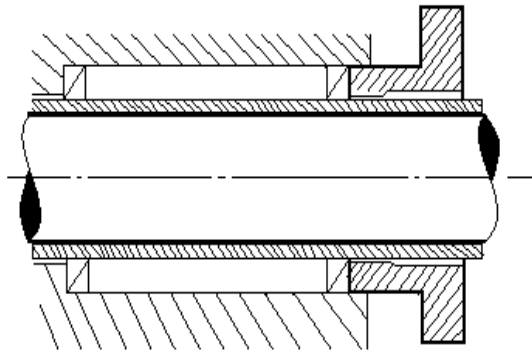


Figure IV.6 : Bourrage entre tresses de garde

b) Garniture mécanique

Celles-ci sont réglées initialement dans les ateliers et ne nécessitent pratiquement pas d'entretien.

c) Paliers :

- Vérifier périodiquement le niveau d'huile.
- Ne pas dépasser le niveau max.
- Charger l'huile après les 50 premières heures de marche.

5.5. Cycle de réparation

Le cycle de réparation est l'ensemble de tous les travaux de réparation et d'entretien, il se termine par une réparation intégrale. Les temps d'arrêt de l'équipement dus aux réparations ne sont pas inclus dans le temps du cycle de réparation.

La moyenne des temps de bon fonctionnement (MTBF) de l'équipement est le temps entre deux réparations.

5.6. Planning des travaux de réparation de la pompe (voir figure IV.7)

- préparation de l'outillage et de la manutention.
- démontage des auxiliaires.
- vérification de l'alignement.
- démontage de la pompe.
- désassemblage des ensembles.
- inspection des pièces.
- contrôle des jeux.
- classement des pièces.
- assemblage des ensembles.
- montage de la pompe.
- essai et contrôle en marche (sur un banc d'essai).

Démontage de la pompe

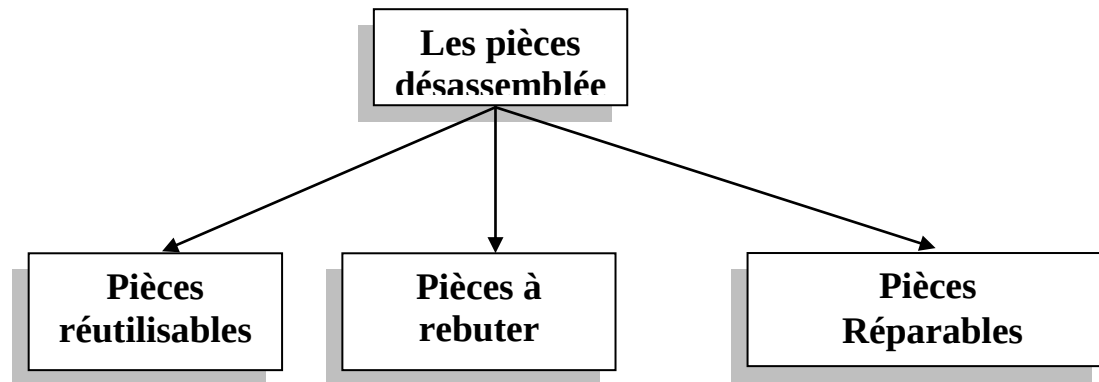
Pour démonter la pompe, on doit procéder comme suit :

- Se séparer au plan coupe de la pompe et coupe des garnitures mécaniques.
- Opérer avec soin et réparer les pièces au fur à mesure du démontage
- Classer les pièces en ordres.
- D'assurer de la fermeture des vannes d'aspiration et de refoulement pour isoler la pompe.
- purger le corps de la pompe en ouvrant les vannes de purge et d'évents.
- Débrancher le moteur électrique en repérant les connexions.
- Débrancher toutes les tuyauteries auxiliaires.
- Débrancher toutes les tuyauteries de garnitures mécaniques.
- Débloquent les écrous des goudjons assemblant les demi – corps.
- Soulever le demi – corps supérieur avec beaucoup de précaution en le maintenant bien horizontalement.
- Enlever le capot et le ventilateur.
- Retirer le déflecteur et son joint.
- Desserrer tous les écrous.
- Extraire le demi coussinet supérieur.
- Extraire le rotor complet avec ses garnitures mécaniques et ses roulements.

Après on sert au démontage des composants suivants :

- 1) Paliers – butée.
- 2) Paliers coté accouplement.
- 3) Démontage de la garniture.
- 4) Enlever les bagues d'usures des roues.
- 5) Extraire les roues l'une après l'autre.
- 6) Enlever les bagues d'usures des roues.

Après avoir été désassemblés toutes les pièces de la pompe doivent être soigneusement lavés et nettoyés, ensuite classés en trois catégories :

**Pièces réutilisables**

Ce sont celles qui n'ont pas subi une usure excessive, ou qui n'ont pas été usées du tout.

Pièces à rebuter

Ce sont les éléments défectueux, qui ont subi une usure qui dépasse les limites admissibles d'usures.

Pièces réparables

Les pièces doivent être restaurées, par l'un des moyens de restauration des pièces usées soit :

- Par soudage (rechargement, soudage)
- Par métallisation (traitement thermochimique)

Remontage de la pompe :

Le remontage de la pompe s'effectue dans le sens inverse du démontage. Les pièces ayant été classées dans l'ordre et proprement nettoyées, les vérifier soigneusement, en particulier les portées de l'arbre et la concentricité de celui-ci.

Toutes les pièces présentant des défauts doivent être remplacées. On fait les opérations suivantes :

- 1) Remontage des roues.
- 2) Montages des garnitures mécaniques.
- 3) Montages des composants paliers.
- 4) Préparation du joint de corps de pompe.
- 5) Mise en place du mobile.
- 6) Fermeture des paliers.
- 7) Montage ventilateur.
- 8) Graissage des paliers.

Analyses des types d'usure possible

On remarque que la mise hors d'usage des pièces constituant la pompe résulte de plusieurs formes d'usure qui sont :

- **Usure abrasive :** Cette forme se manifeste par la présence de particules solides entre deux surfaces en contact. De ce fait on peut dire que la pénétration des particules à l'intérieur de la pompe et surtout au niveau des faces de contact de la garniture mécanique provoque l'usure abrasive
- **Usure corrosive :** C'est une dégradation d'origines chimique ou électrochimique subit par les matériaux métalliques par action de l'environnement.
- **Usure mécanique par frottement :** Cette forme d'usure se produit par le frottement des pièces à cause d'un manque de lubrifiant, ou ce dernier a perdu ses caractéristiques, d'où le grippage qui se manifeste, ce qui provoquera la mise hors d'usage de l'assemblage. On rencontre ce type d'usure sur les roulements et les portées d'arbre.

Analyse et remise en état des pièces usées

Les pièces de la pompe sont soumises à des efforts pendant le fonctionnement, ces efforts sont parmi les causes principales de l'usure des surfaces en contact. Les pièces d'usure de la pompe sont les suivantes :

- les roulements.
- les bagues d'usure.
- les grains de la garniture.
- les ressorts.
- les chemises.

Les pièces d'usures sont des pièces non réparables, par contre, l'arbre et les impulseurs sont des pièces réparables.

Les arbres fonctionnent sur des supports qui distinguent différents types d'usure. Quand l'arbre tourne autour des paliers, ce sont les surfaces des paliers qui sont soumises à l'usure. Mais après une exploitation prolongée, même avec lubrification parfaite, l'usure des portées d'arbre aura lieu.

Quand l'arbre tourne dans les roulements, c'est souvent la surface de contact de l'arbre qui s'use ainsi que la bague fixe, dans ce cas, la portée d'arbre présente des traces de grippage et pour changer le roulement, il faut réparer les portées d'arbre. On note que la méthode de réparation des portées d'arbre doit être choisie en fonction du type d'usure et du degré d'endommagement, dans le but de restituer les propriétés mécaniques initiales. Les portées usées sont remises en état le plus souvent par rechargement à l'arc électrique.

La lubrification

Les méthodes de calcul des durées de vie des pièces tournantes sont valables, que si ces pièces sont convenablement graissées. Pour diminuer le frottement, on interpose entre les pièces en mouvement une couche réparatrice de lubrifiant qui a pour rôle de :

- réduire le frottement.
- contribuer au refroidissement des surfaces en contact.
- diminuer l'usure des pièces et contribuer à leur protection contre la corrosion.

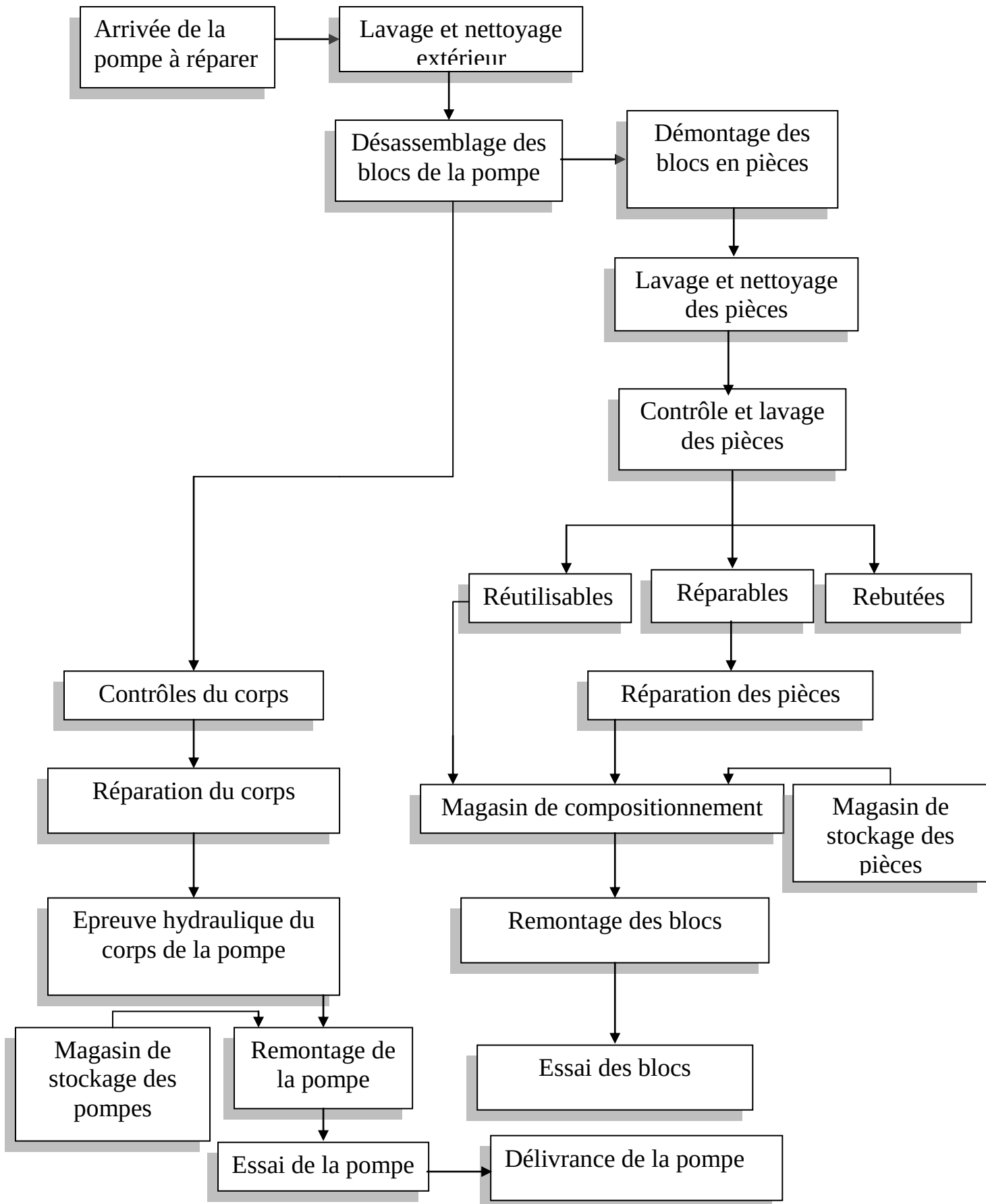
Les lubrifiants courant sont les graisses et les huiles.

Pannes et remèdes

Les types de défaillance de la pompe sont différents pendant l'exploitation, mais les symptômes peuvent nous donner les renseignements nécessaires pour les éliminer :

Pannes	Symptômes	Risques	Remèdes
Alignement défectueux	Vibration de la pompe	• Usure des roulements • Déséquilibre du rotor	• Effectuer l'alignement • Serrer les boulons de fixation et changer les roulements si c'est nécessaire
Roulement usé	Bruits au niveau des paliers	• Détérioration des bagues d'usure • Détérioration des dents de l'accouplement • usure des portées d'arbre	• Réviser les paliers • contrôler la lubrification • vérifier les bagues d'usure
Fuites aux garnitures	Présence de particules étrangères (le sable sans notre cas)	• Usure d'arbre • Usure de la chemise	• Changement du grain et nettoyage de l'arbre
Débit insuffisant	• Vitesse de rotation réduite • Hauteur d'aspiration • Entrée d'air à l'aspiration	Cavitation	• Vérifier la vitesse de rotation • Vérifier la hauteur d'aspiration

Tableau IV.1 : Détection des pannes à partir des symptômes

**Figure IV.7 : Procédures de révision d'une pompe**

IV.6. Application de la maintenance conditionnelle à la pompe DVMX

L'application de la maintenance corrective se fait après avoir une défaillance, peut provoquer des dégradations énormes sur la pompe, comme dans notre cas, l'usure du palier lisse qui conduit à des vibrations et à l'échauffement de la pompe, peut être la cause du grippage de celle-ci, ce qui amène obligatoirement à l'arrêt de la machine et à la détérioration de plusieurs pièces importantes.

Pour remédier à ce problème on est obligé de faire un meilleur choix de maintenance qu'on doit appliquer à ce type de machines.

6.1. Choix de maintenance à appliquer en fonction des différentes machines

Il est évident que les coûts d'une turbine de centrale thermique, par exemple, seront très élevés. Il faudra donc inclure cette turbine dans le programme d'entretien préventif. Mais que se passe-t-il lorsque des machines auxiliaires, comme des pompes ou des soufflantes, tombent en panne à cause des vibrations trop élevées ? Ou bien encore lorsqu'un groupe électrogène est détérioré ?

Pour faire un meilleur choix de maintenance à appliquer à un type de machines, il faut donc recourir à des critères de choix objectifs pour classer les machines. Ces critères qualifient les risques de pannes (**RP**) et sont pondérés par les conséquences possibles de ces pannes(**CP**).

1) Critères influant sur le risque de panne (RP)

- Technologie
- Durée de vie calculée
- Qualité de fabrication
- Conditions d'utilisation
- Environnement
- Possibilité de maintenance

2) Critères sur les conséquences de panne (CP)

- Coût indirect sur la production
- Coût direct sur le matériel
- Sécurité

La classe de maintenance (**CM**) est définie par le produit des deux types de critères :

$$CM = RP \times CP$$

RP et CP sont donnés dans les tableaux ci-dessous :

EVALUATION DU RISQUE DE PANNE (RP)	RP _i
<u>1-Nature de la machine :</u> ➤ Standard 1 ➤ Petite série 2 ➤ Rares exemplaires, nouvelle technique..... 3 ➤ Prototype 4	
<u>2-Complexité de la machine :</u> Nombre d'éléments (Ex. moteurs coupleurs réducteurs...etc.) ➤ N=1 1 ➤ N=2 2 ➤ N=3 3 ➤ N≥4 4	
<u>3-Régime moteur :</u> ➤ Constant 1 ➤ Variations par plages (max / min) : <50%..... 2 ≥50%..... 3 ➤ Variations continues..... 4	
<u>4-Vitesse maximale :</u> ➤ < 60 tr/min..... 1 ➤ 600 à 1200 tr/min 2 ➤ 1200 à 3000tr /min 3 ➤ > 3000 tr/min 4	
<u>5-Fréquences de démarrage (f) :</u> ➤ $f < 1/\text{jour}$..... 1 ➤ $1/\text{jour} \leq f < 1/\text{heure}$ 2 ➤ $1/\text{heure} \leq f < 5/\text{heure}$ 3 ➤ $f \geq 5/\text{heure}$ 4	

EVALUATION DU RISQUE DE PANNE(RP)	RP _i
6-Atmosphere ambiante : ➤ Neutre, filetée..... ➤ Peu chargée ➤ Chargée ➤ Très chargée.....	1 2 3 4
7-Fluide véhiculé : ➤ Neutre..... ➤ Défavorable ➤ Abrasif ➤ Très agressif.....	1 2 3 4
8-Température de fluide : ➤ < 50°C ➤ 50 à 100°C ➤ 100 à 200°C ➤ > 200°C	1 2 3 4
9-Charge, débit : ➤ Constant ➤ Peu variable (de 10%)..... ➤ Variable (de 30%) ➤ Très variable (> 30%).....	1 2 3 4
10-Régime de fonctionnement : r : rendement ➤ $r < 0.8$..... ➤ $0.8 \leq r < 1$ ➤ $1 \leq r < 1.2$..... ➤ $r \geq 1.2$.....	1 2 3 4

EVALUATION DES CONSEQUENCES DE PANNE(CP)	CP _i
<u>1-Concécquences sur la production :</u>	
➤ Aucune influence directe sur le produit réparation possible en marche.....	2
➤ Machines doublée, circuit de réparation.....	4
➤ Marche possible en cadence et productivité réduite	6
➤ Arrêt de production total.....	8
<u>2-Temps de maintenance :</u>	
➤ Moins de 1 poste	1
➤ De 1 à 2 postes	2
➤ De 2 à 3 postes	3
➤ Plus de 3 postes	4
1 postes = 8 heures de travail	
<u>3-Conséquences sur les machines voisines :</u>	
➤ Aucune	1
➤ Faibles	2
➤ Importantes	3
➤ Très importantes	4
<u>4-Tension mise en œuvre :</u>	
➤ Base (< 48 v)	1
➤ Moyenne (48 à 380 v).....	2
➤ Haute (380 v à 1 kv)	3
➤ Très haute (> 1 kv)	4
<u>5-Toxicité, dangers liés aux produits utilisés :</u>	
➤ Nulle	2
➤ Faible	4
➤ Elevée	6
➤ Très élevée.....	8

Sachant que :

$$CM = RP \times CP$$

Avec : $RP = \sum RP_i / \text{Nombre de critères qualifiés}$

$CP = \sum CP_i / \text{Nombre de critères qualifiés}$

Le nombre de ces critères n'est qu'indicatif, ainsi que leur qualité. Il est tout à fait conseillé d'en supprimer ou d'en rajouter en fonction des spécialités de chaque machine.

Et chaque classe on l'associer un mode de maintenance équivalent selon ce tableau :

CM	1	2	2	4	4	8	8	16
mode de maintenance	MC	MS	MS	MO	MO		MO	
Conséquence	Faible		Modérées		Importantes		Très importante	

Tableau IV.2 : Classes de maintenance

MC : Maintenance Corrective.

MS : Maintenance Systématique.

MO : Maintenance Conditionnelle.

Application sur la pompe DVMX :

$$RP = \sum RP_i / N = (15) / 10 = 1.5$$

$$CP = \sum CP_i / N = (15) / 5 = 3$$

$$\Rightarrow CM = 1.5 \times 3 = 4.5 \cong 5$$

Donc, nous sommes dans la troisième classe qui a pour mode la maintenance conditionnelle importante.

6.2. Application de la maintenance conditionnelle sur les pompes

Il existe deux méthodes complémentaires qui conduisent à la mise en œuvre d'une maintenance conditionnelle appliquée aux pompes :

1) Diagnostics des pompes

La maintenance conditionnelle se fait, en plaçant sur le corps du groupe électropompe des capteurs accélérométriques en des points définis par le constructeur ou par des normes, par exemple deux capteurs sur le moteur, trois sur la pompe. Ces capteurs indiquent l'accélération ou la vitesse de déplacement des surfaces sur lesquelles ils sont posés, selon une seule direction, ou encore en bi ou tridimensionnel. En général, on considère la vitesse moyenne quadratique, qui est la valeur retenue par la norme ISO 2372. Cette norme définit, par classe de machine, des niveaux vibratoires (bons, satisfaisants, peu satisfaisants ou inacceptables). Une évolution soudaine du signal mesuré peut être une condition de maintenance, même pour un signal restant en dessous des limites de la norme. Un dépassement du niveau vibratoire au-delà de la valeur spécifiée par la norme est une condition de maintenance obligée.

L'analyse du signal est généralement faite à posteriori, ainsi que le diagnostic, de sorte que la seule information initiale, intervenant pour décider de l'arrêt ou de la poursuite du fonctionnement, est l'amplitude de la vibration. Cette amplitude ne représente qu'une fraction, petite, de l'information vibratoire globale.

Des normes comme l'API, ou l'ISO fixent, pour les paliers à huile, la valeur maximale admissible du déplacement de l'arbre au niveau des coussinets. Par exemple, l'amplitude maximale est fixée à $25,4 (12\ 000/N)^{1/2}$, en micromètres crête à crête. Le dépassement de cette valeur conduit à une intervention obligée sur la pompe.

L'analyse du courant du moteur électrique est encore peu utilisée, malgré une possibilité de mise en œuvre relativement simple et un grand potentiel de diagnostic (fluctuations du couple, contact rotor-stator, point dur, défaut d'alignement, ... etc.)

2) La surveillance permanente :

Elle compare en permanence l'état de la machine avec des seuils préprogrammés. Les paramètres les plus significatifs sont par exemple les vibrations absolues des paliers les vibrations relatives d'arbres, les grandeurs caractéristiques de l'état des roulements et les températures

La surveillance peut se faire en continu « on-line », à partir d'appareils montés à poste fixe, avec centralisation des informations. Elle peut également se faire à intervalles réguliers, par exemple tous les trois mois, avec un appareillage mobile « off-line ». Le niveau du diagnostic est assez limité, il est souvent confié à des entreprises spécialisées. Ce type de surveillance peut être complété par des mesures de température, au niveau des roulements ou des coussinets ou du circuit de graissage.

Lorsque la pivoterie est constituée de paliers à huile, le mouvement de l'arbre est mesuré, et quelquefois enregistré, au moyen de deux capteurs de déplacement, situés au niveau des coussinets et décalés de 90°. L'amplitude du déplacement et sa forme permettent d'apprécier la qualité du fonctionnement

La maintenance préventive conditionnelle est directement liée à la machine :

- Arrêt de la machine uniquement s'ils sont parvenus à la phase d'usure maximale admissible (voir **Figure IV.8**)
- Rotors à rééquilibrer uniquement si les tolérances sont atteintes
- Lignage des machines à reprendre uniquement si le délignage est trop important

Ce concept nécessite une connaissance de l'état réel de la machine. Les paramètres de fonctionnement doivent être mesurés souvent, voire en permanence, puis quantifiés et interprétés. On prend pas uniquement en considération l'état actuel de la machine, on observe également son évolution dans le temps et on tire des prévisions (**Figure IV.8**). A l'aide de ces indications, on prévoit les dates d'interventions, qui doivent être prise en compte dans le planning général de production.

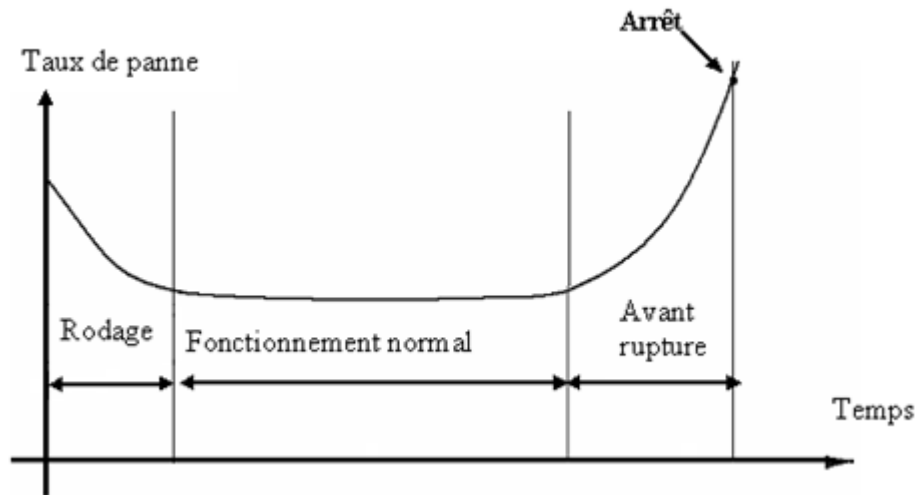


Figure IV.8 : Evolution de taux de panne en fonction du temps

Les objectifs généraux de ce type de maintenance :

- La réduction des coûts de maintenance.
- L'amélioration de la sécurité.
- L'augmentation de la disponibilité des machines.
- L'augmentation de la qualité des produits finis.

Ce besoin de prise d'informations en grand nombre et de leur stockage a engendré le développement d'une nouvelle génération d'appareils : les collecteurs de données portables et les unités d'acquisition à poste fixe.

6.3. Mise en place d'un programme de maintenance conditionnelle

Il faut déterminer :

- La technique, le paramètre suivi.
- Les seuils, les points de mesure.
- La périodicité de mesure.

6.3.1. La technique et le choix du paramètre suivi :

Les paramètres révélateurs de l'état de dégradation du bien, comme définis par la norme peuvent être de deux types.

6.3.2. Les paramètres de performance :

- Consommations énergétique (Exp. : un moteur électrique fatigué consommera plus de courant).
- Production.

6.3.3. Les paramètres de comportement :

- Les vibrations.

- Le bruit.
- La température (usure d'un roulement ...etc).
- Les contraintes (mesures des déformations...etc).
- L'usure (épaisseur de tuyauterie ...etc.).
- L'huile (contrôle des dépôts significatifs de l'usure d'un réducteur...etc.).

Dans le cas des machines tournantes, le paramètre le plus significatif de l'état d'une machine est le niveau vibratoire .Il peut être associé à n'importe quelle mesure représentatif du procédé.

Toutes les machines, aussi parfaites vibrent ; l'augmentation du niveau vibratoire est révélateur de la dégradation de l'état mécanique d'une machine.

6.4. Mesure de la vibration

Pour prendre des mesures de vibration, il faut choisir :

1) Le facteur le mieux adapté permettant d'interpréter les vibrations :

Trois paramètres peuvent décrire une vibration :

- Le déplacement qui est la distance parcourue par le point de mesure, puis sa position neutre. Il est proportionnel à la contrainte dans les matériaux et se mesure en millimètre.
- La vitesse de la vibration.
- L'accélération qui est la rapidité à laquelle se déplace le point de mesure ; elle est proportionnelle à la force appliquée sur l'objet et se mesure en mètre par seconde au carré.

Déplacement vibratoire $s(t)$:

Le déplacement $S(t)$ d'une vibration harmonique est décrit par l'équation (1)

$$S(t) = S \cdot \sin(\omega t + \varphi), [\mu\text{m}] \dots \dots \dots (2)$$

Vitesse vibratoire $v(t)$:

$$v(t) = \frac{ds}{dt} = S \cdot \cos(\omega t + \varphi)$$

$$V(t) = S \cdot \omega \cdot \sin(\omega t + \varphi + \pi/2) ; [\text{mm/s}] \dots \dots \dots (3)$$

Accélération vibratoire :

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = s \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t + \varphi + \pi/2)$$

$$a(t) = A \cdot \sin(\omega t + \varphi), [\text{m/s}^2] \dots \dots \dots (4)$$

De (1, 2 et 3), on trouve :

$$\left| \begin{array}{l} |S| = |V| / \omega = |A| / \omega^2 \\ |V| = |S| \cdot \omega = |A| / \omega \\ |A| = |V| \cdot \omega = |S| \cdot \omega^2 \end{array} \right| \dots\dots\dots(4)$$

Les équations (4) montre l'on choisira préférentiellement :

- La grandeur déplacement pour détecter des phénomènes à basse fréquence ($\omega=2\pi f$ petit).
- La grandeur accélération pour détecter des phénomènes se situant dans une large gamme de fréquence ($\omega=2\pi f$ grand).

2) Les capteurs de vibrations :

Sachant que la vibration mécanique devra être convertie en un signal électrique équivalent ; dans ce cas, les principales qualités d'un capteur doivent être :

- D'une très grande sensibilité.
- D'une large gamme de fréquence.
- D'un très faible poids.

On distingue trois types de capteurs qui sont les capteurs de déplacement qui sont basé sur le principe des courants de Foucault, les capteurs de vitesse qui sont basés sur le principe électrodynamique, et les capteurs d'accélération qui sont basé sur le principe piézo-électrique, ils ont tous les trois le même but : transformé une vibration mécanique en un signal électrique.

Exemple : le capteur d'accélération

Les éléments actif de ce type de capteur (**figure IV.9**) sont des disque de cristal piézo-électrique présentant la propriété de transformé une sollicitation mécanique (pression ou cisaillement) en charge électriques. Ces disques sont pris entre deux masses relativement importantes par l'intermédiaire d'un ressort de tarage élevé. Lorsque le capteur est soumis à une vibration. Les masses exercent une pression alternative sur les disques qui grâce à leur effet piézo-électrique, créent une vibration de charge électrique proportionnelle à la force appliquée et donc l'accélération des masses.

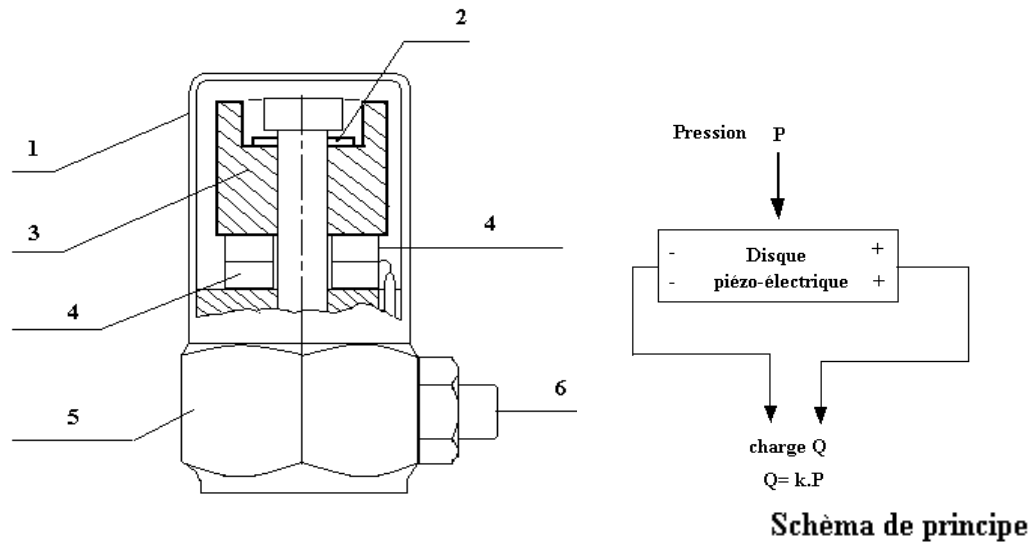


Figure IV.9 : Accéléromètre fonctionnant sur le principe piézo-électrique

6.4.1. Les points de mesurage :

La plupart des vibrations de machines sont issues des parties tournantes ou oscillantes. Elles peuvent être d'origine mécanique, électromagnétique, hydraulique...etc. Elles sont transmises à la structure par l'intermédiaire des paliers et aux fondations par l'intermédiaire des fixations on conçoit aisément, que les meilleurs points de mesurage dans le cadre de la maintenance des machines, sont les paliers et qu'il serait déraisonnable de prendre des mesures sur les carters (**figure IV.10**).

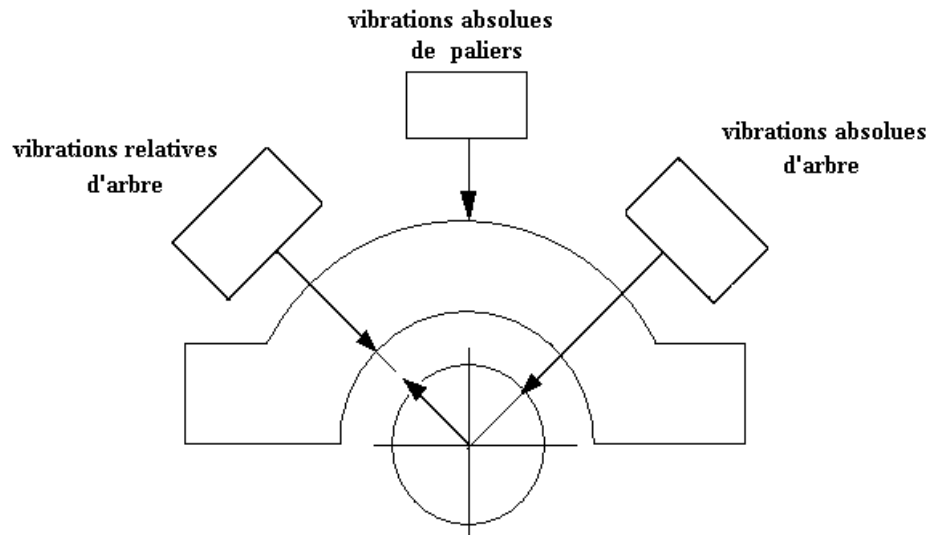


Figure IV.10 : vibrations absolues et relatives des paliers d'arbre

6.5. Les modes de détection

En mesure vibratoire, on utilise couramment trois modes de détection (**figure IV.11**)

- Valeur efficace X_{eff} .
- Valeur crête X_c .
- Valeur crête à crête X_{cc} .

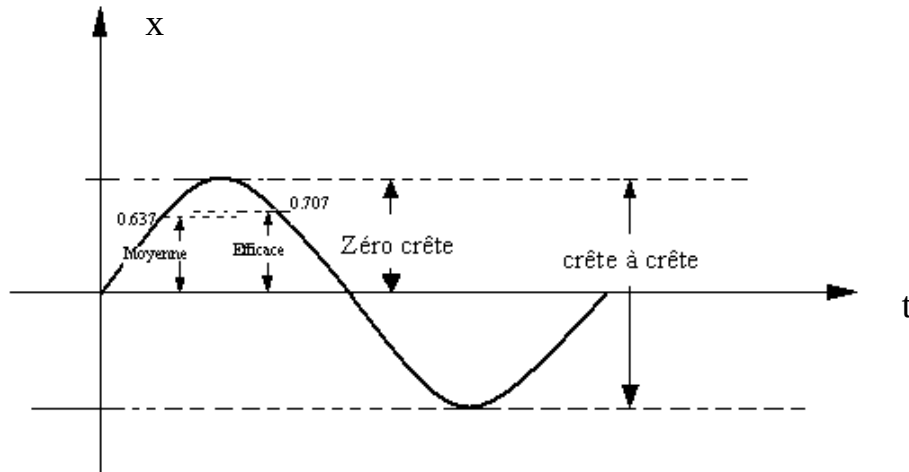


Figure IV.11: Modes de détection usuels

6.5.1. Relation entre les différents modes de détection :

Pour une vibration harmonique à l'exclusion de toute autre vibration périodique, les relations suivantes sont vérifiées :

$$X_{eff} = \frac{X_c}{\sqrt{2}} = \frac{X_{cc}}{2\sqrt{2}}$$

$$X_c = X_{eff} \sqrt{2} = \frac{X_{cc}}{2}$$

$$X_{cc} = X_{eff} \cdot 2\sqrt{2} = 2 \cdot X_c$$

On choisira de faire une mesure efficace lorsque l'on cherchera à apprécier l'énergie mise en jeu dans la machine.

On choisira de faire de mesures crêtes ou crêtes à crête lorsque l'on cherchera à apprécier les contraintes maximales subies par la machine.

6.6. La périodicité des mesures

6.6.1. Avec un collecteur de données portables

Elles sont différentes d'une machine à une autre, et évolueront en trois phases (**figure IV.12**) :

1^{er} Temps : pendant la période de rodage d'une machine neuve ou rénovée, des mesures rapprochées sont réalisées (par exemple tous les deux ou trois jours sur une machine fonctionnant à 100%), jusqu'à ce que les niveaux se stabilisent.

2^{ème} Temps : en fonctionnement normal, la périodicité peut être d'une semaine à plusieurs mois, en fonction de la durée de vie calculée de la machine.

3^{ème} temps : lorsque le niveau commence à augmenter de manière continue, on réduira la périodicité, qui peut être ramenée à quelques heures si le cas évolue rapidement.

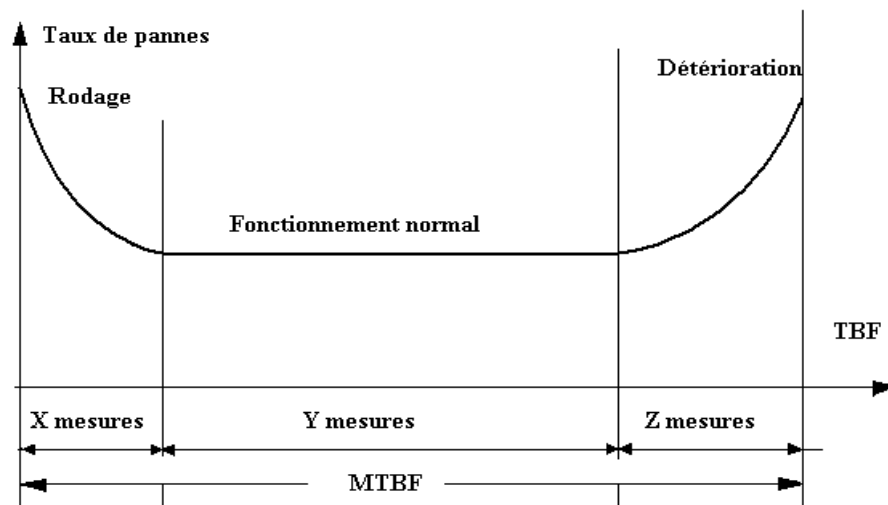


Figure IV.12: périodicité des mesures

6.6.2. Avec un système d'acquisition à poste fixe

Dans le cas où les capteurs sont installés à poste fixe et la périodicité de mesure correspondra à la rapidité maximale de l'unité d'acquisition. Il convient toutefois d'y associer un système de gestion capable de traiter le flot permanent d'information sans saturer la mémoire des organes de calcul.

6.7. Structure d'un système de surveillance

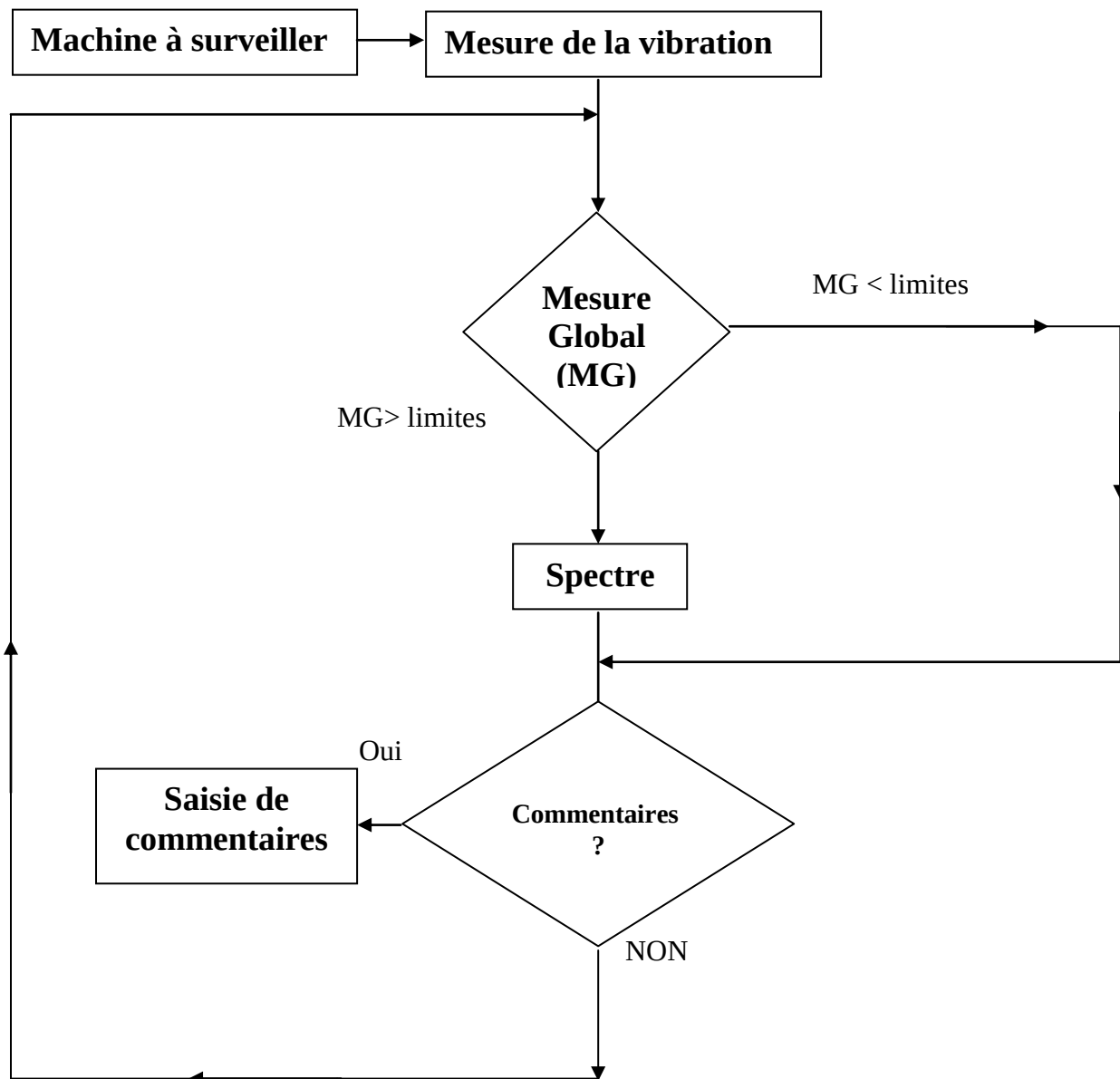


Figure IV.13 : Déroulement d'une mesure

6.8. Les seuils d'alarme

En cas de mesure de l'intensité vibratoire conformément aux normes les niveaux maximaux admissibles sont déjà déterminés en fonction de différents critères comme la puissance de la machine et le type de fondations.

Exemples : AFNOR E90-300 pour les machines tournantes

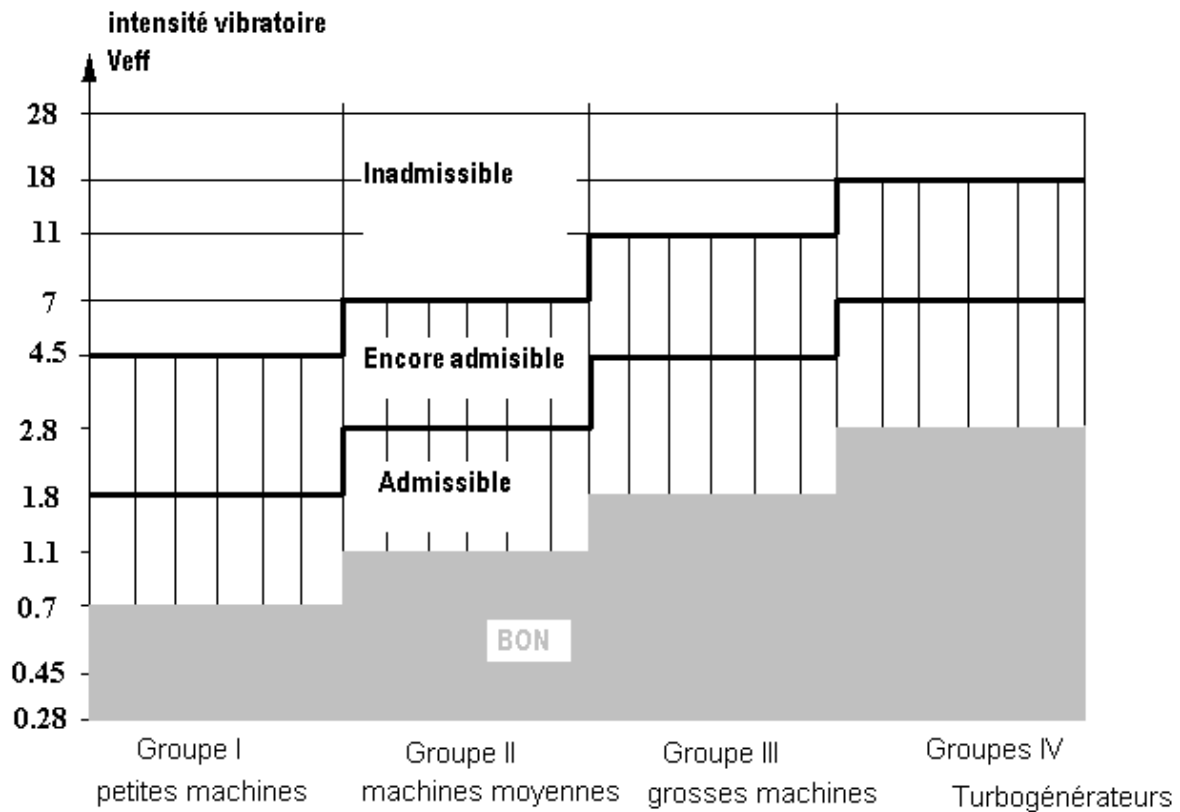


Figure IV.14: Exemples de limites vibratoires par la norme AFNOR E90-300

Exploitation de résultats de mesure :

Il y a deux façons de rendre utilisables les signaux de vibrations :

- Mesure d'un niveau global des vibrations à l'aide d'un simple mesureur de vibrations dans cette méthode c'est l'évolution du niveau vibratoire global indique seulement un changement sans préciser le lieu de la défaillance.
- Analyse en fréquence (analyse spectrale) qui consiste à convertir de signal amplitude / temps en signal amplitude / fréquence. le spectre est l'outil de cette analyse c'est un diagramme en XY où l'axe X représente la fréquence de la vibration et l'axe des Y l'amplitude de la vibration.

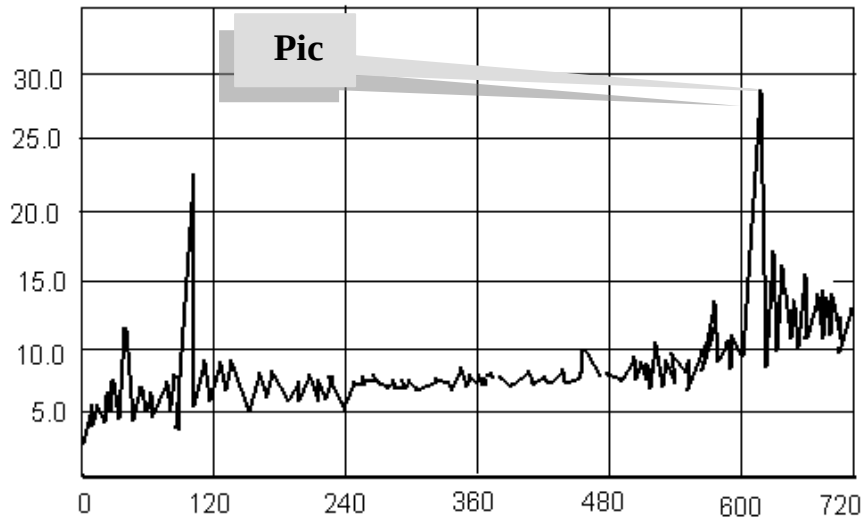


Figure IV.15 : Exemple d'un spectre

Comme on le voit dans un spectre toutes les composantes du signal vibratoire représentées sous forme de « pics » qui sont définies par leurs amplitudes et fréquences, donc à partir des caractéristiques d'une machines surveillée et des fréquences aux quelles apparaissent les anomalies, il est possible de détecter l'origine d'un défaut et d'en suivre son évolution (**Tableau IV.3**)

Dans cet exemple, pour trouver fréquence de l'anomalie, on projette sur l'axe des abscisses (axe des fréquences) ; la fréquence trouvée ici est égale à $100 \text{ Hz} = 2 f$; (ici $f = 50 \text{ Hz}$). Nous avons le tableau (IV.3) qui nous indique l'origine de l'anomalie en fonction de ça fréquence, donc l'anomalie est un défaut d'alignement.

CAUSES	VIBRATIONS		REMARQUES
	FREQUENCE	DIRECTION	
Tourbillon d'huile	de : $(0.42 \text{ à } 0.48) \cdot f$	radiale	Paliers hydrodynamiques
Balourds	$1 \cdot f$	radiale	Intensité proportionnelle à la vitesse de rotation
Défaut de fixation	$1, 2, 3, 4, \cdot f$	radiale	
Excitation électrique	$1, 2, 3, 4 \cdot 50\text{Hz}$	axiale et radiale	Des coupures de l'alignement électrique
Défaut d'alignement	$2 \cdot f$	axiale et radiale	Vibration axiale en général plus important si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Vitesse critique de rotation	fréquence critique du rotor	radiale	Apparaît en régime transitoire et s'atténue en suite
Engrenages endommagés	fréquence d'engrènement $f_e = \frac{N^{\text{bre}}}{\text{dents}} \cdot f$	radiale	
Faux rond pignon	$f = f_{\text{pignon}}$	axiale et radiale	
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	axiale et radiale	
détérioration des roulements	Hautes fréquences	axiale et radiale	
Jeux mécaniques	$2 \cdot f$		

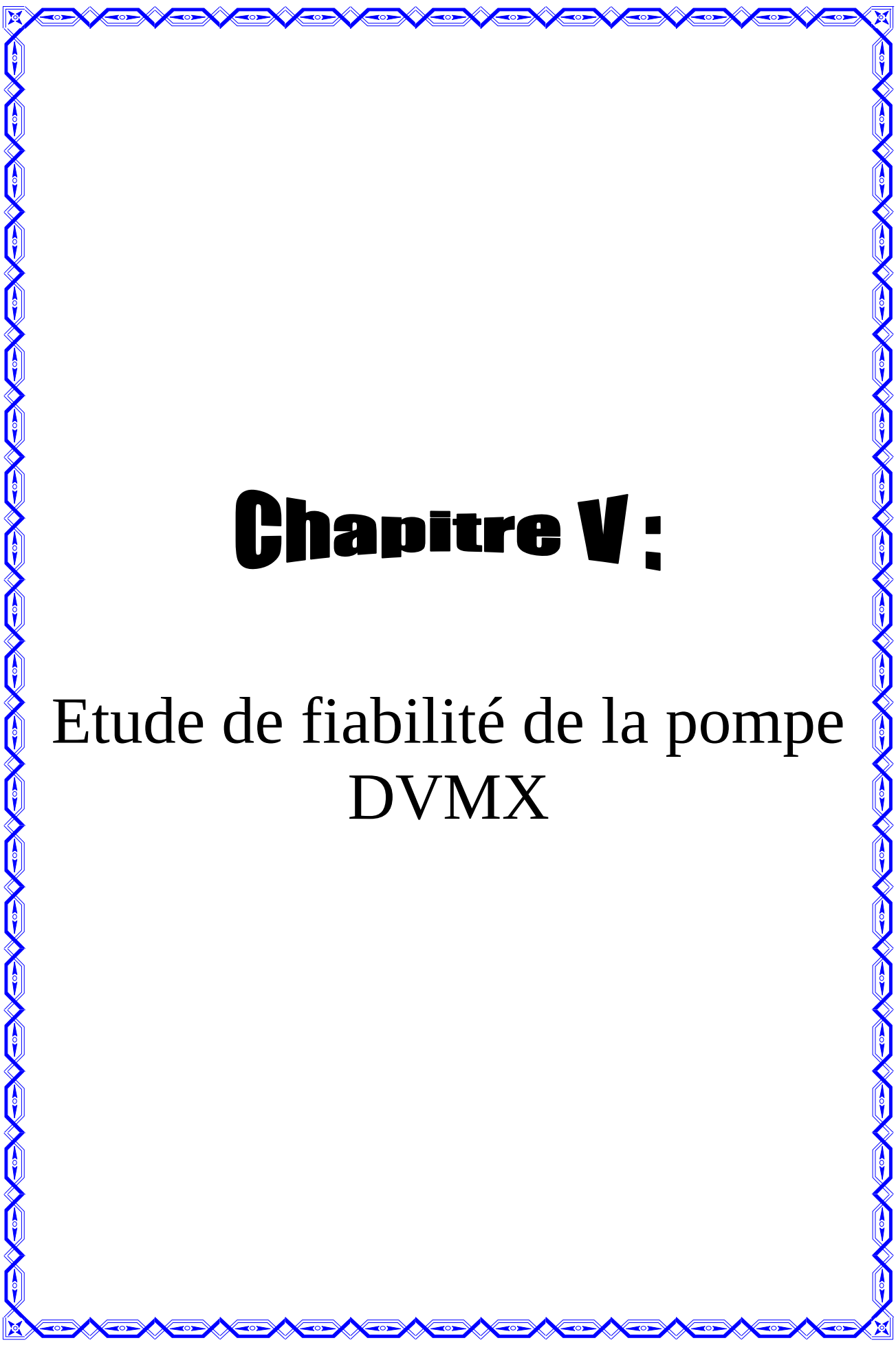
Tableau IV.3 : détection de l'origine des anomalies par l'analyse spectrale

IV.7 .CONCLUSION

L'application de la maintenance corrective se fait après avoir une défaillance, cela peut provoquer des dégradations énormes sur la pompe, et l'utilisation de la maintenance systématique est indispensable mais n'est pas suffisante. Comme dans notre cas, l'usure des paliers lisses qui conduit à des vibrations et à l'échauffement de la pompe, peut être la cause du grippage de celle-ci, ce qui amène obligatoirement à l'arrêt de la machine et à la détérioration de plusieurs pièces importantes.

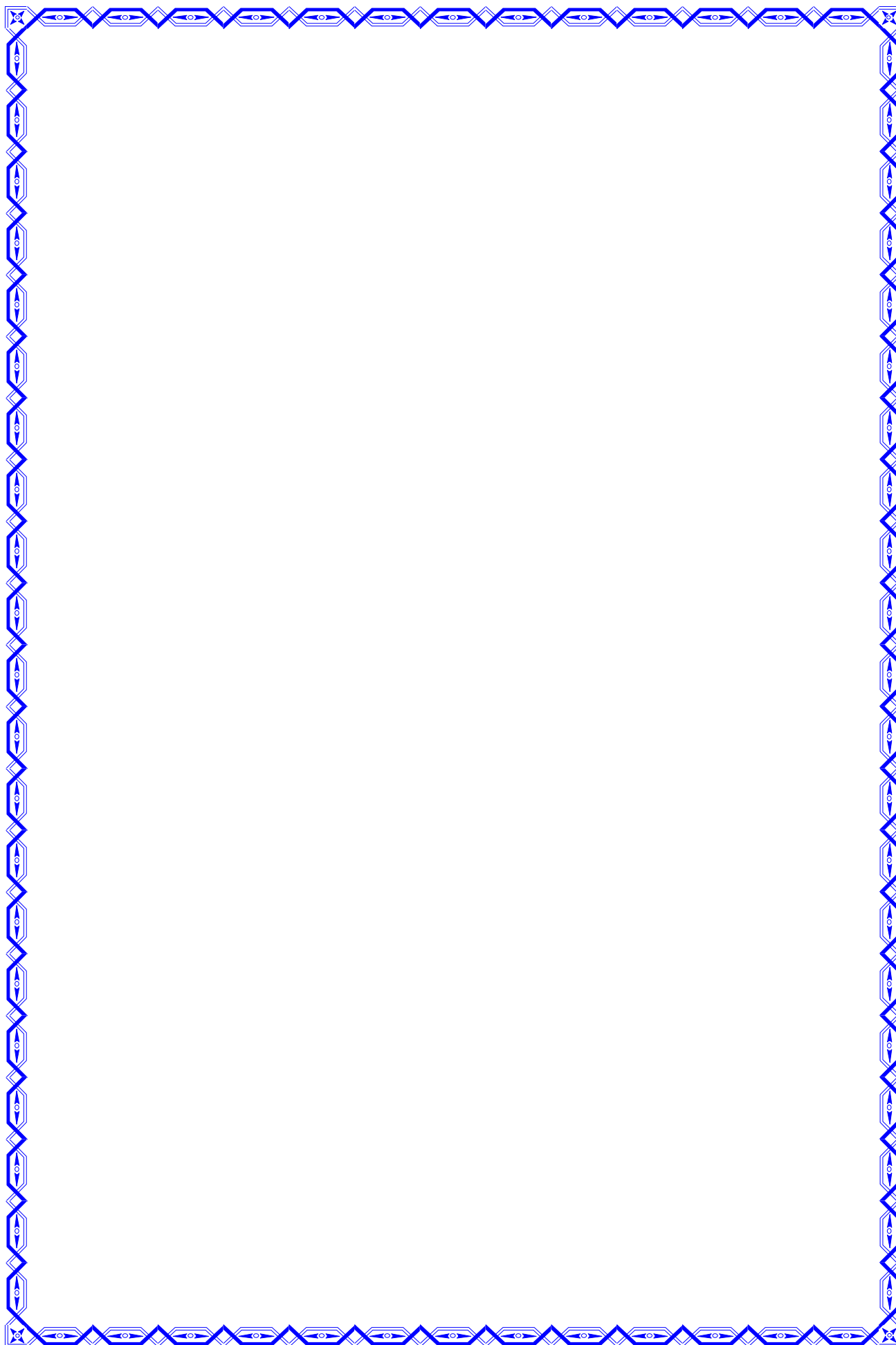
Pour remédier à ce problème on a proposé une maintenance conditionnelle qui s'est avérée très importante, le but c'est de prévenir les pannes par la mesure globale de la vibration et trouver l'origine d'une anomalie par l'analyse spectrale.

Cette application permet de surveiller certaines machines par la mesure de vibrations. La machine n'est révisée que si son état le nécessite.



Chapitre V :

Etude de fiabilité de la pompe
DVMX



V.1. INTRODUCTION

La fiabilité est la caractéristique d'un dispositif exprimée par la probabilité que ce dispositif accomplisse une fonction requise dans les conditions d'utilisation et pour une période de temps déterminés. Le terme fiabilité désigne une probabilité de succès ou un pourcentage de succès.

V.2. LOI DE FIABILITE (Weibull) :

Ce mathématicien suédois a choisi une loi sous forme de puissance (calcul facile d'intégrales) avec 3 paramètres qui permettent d'obtenir les diverses situations : décroissante, constante et croissante.

$$\lambda(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta-1} \quad \text{Pour } t > \gamma, \beta, \gamma, \eta \text{ sont des constantes avec } \beta > 0; \eta > 0;$$

On retrouve, pour tout $t > \gamma$

$$\text{Fonction de fiabilité : } R(t) = \exp \left[- \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta} \right]$$

$$\text{Fonction de défaillance : } F(t) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta} \right]$$

$$\text{Densité de probabilité : } f(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta-1} \exp \left[- \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta} \right]$$

On retrouve la MTBF et l'écart type à l'aide de tables.

$$\text{MTBF : } \eta A + \gamma \text{ et } \sigma = \eta \beta$$

L'utilisation du papier imaginé par Weibull pour représenter $F(t)$ permet de déceler une loi de Weibull. Les points de coordonnées $(t_i ; F(t_i))$ sont alignés lorsque $\gamma = 0$. On retrouve alors graphiquement les valeurs de β et de η

V.3. ETUDE DE FIABILITE DE LA POMPE DVMX

3.1. Paramètres de fiabilité :

1- Densité de probabilité :

Elle est notée $f(t)$ et elle représente la probabilité de défaillance juste au temps « t ».

2- Fonction de répartition :

Elle est notée $F(t)$, $F(t) = 1 - \int_0^t f(t) dt$, elle représente la probabilité de défaillance dans

l'intervalle de temps $[0 ; t]$.

3- Fonction du taux de défaillance :

Elle notée $\lambda(t)$, elle représente la probabilité de défaillance à $(t + \Delta t)$.

4- Fonction de fiabilité :

Elle est notée $R(t) = 1 - F(t)$, elle représente la probabilité de non défaillance dans l'intervalle de temps $[0, t]$.

5- MTBF « Means time between failures »:

C'est la moyenne des temps de bon fonctionnement $MTBF = \int_0^{\infty} R(t) dt$

6-MTTR « Mean time to repair »:

C'est la moyenne des temps de réparation.

7- Taux de disponibilité :

$$D = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR}$$

3.2. Exploitation de l'historique des pannes

Le tableau ci-dessous récapitule les temps de bon fonctionnement et les temps de réparation des différentes pannes remarquées sur la pompe DVMX.

	Panne de type A		Panne de type B		Panne de type C		Panne de type D	
N°Ordre	TBF (h)	TTR (h)	TBF (h)	TTR (h)	TBF (h)	TTR (h)	TBF (h)	TTR (h)
1	620	1410	230	62	1200	48	9710	528
2	1220	450	3256	922				
3	1525	1102						
4	2471	551						
5	3193	481						
6	4410	1162						
7	5594	684						

Tableau V.1 : récapitulation des TBF et des TTR des différents types de pannes.

- **Le groupe A :** Pannes d'usures des paliers.
- **Le groupe B :** Défaut d'étanchéités.
- **Le groupe C :** Défauts extrinsèques.
- **Le groupe D :** Défauts électrique.

On remarque les pannes de type A sont prédominantes, l'étude de fiabilité concernera uniquement ce type de pannes.

3.3. Calcul de la fiabilité des éléments fragiles (paliers) par la loi de Weibull

Le tableau récapitulatif des temps de bon fonctionnement des paliers entre les pannes consécutives d'usure est le suivant :

N° (i)	TBF [heurs]
1	620
2	1220
3	1525
4	2471
5	3193
6	4410
7	5594

Tableau V.2 : récapitulation des TBF des paliers

Donc nous avons $N=7$ qui est la taille d'échantillon

Comme $N < 20$, dans ce cas pour le calcul des fréquences $F(i)$, Nous utilisons la formule d'approximation des rangs médians : $F(i) = (i-0,3) / (N+0,4)$ qui est très voisine de la fonction de répartition $F(t)$.

Dans notre cas $N = 7$, on doit chercher l'expression de $F(t)$.

Application le modèle de Weibull pour la répartition des pannes.

Ordre i	TBF [heures]	F (i)	F (t) approximée en %
1	620	0,094	9,4
2	1220	0,229	22,9
3	1525	0,364	36,4
4	2471	0,5	50
5	3193	0,635	63,5
6	4410	0,77	77
7	5594	0,905	90,5

Tableau V.3 : Valeurs nécessaires à l'ajustement graphique de Weibull

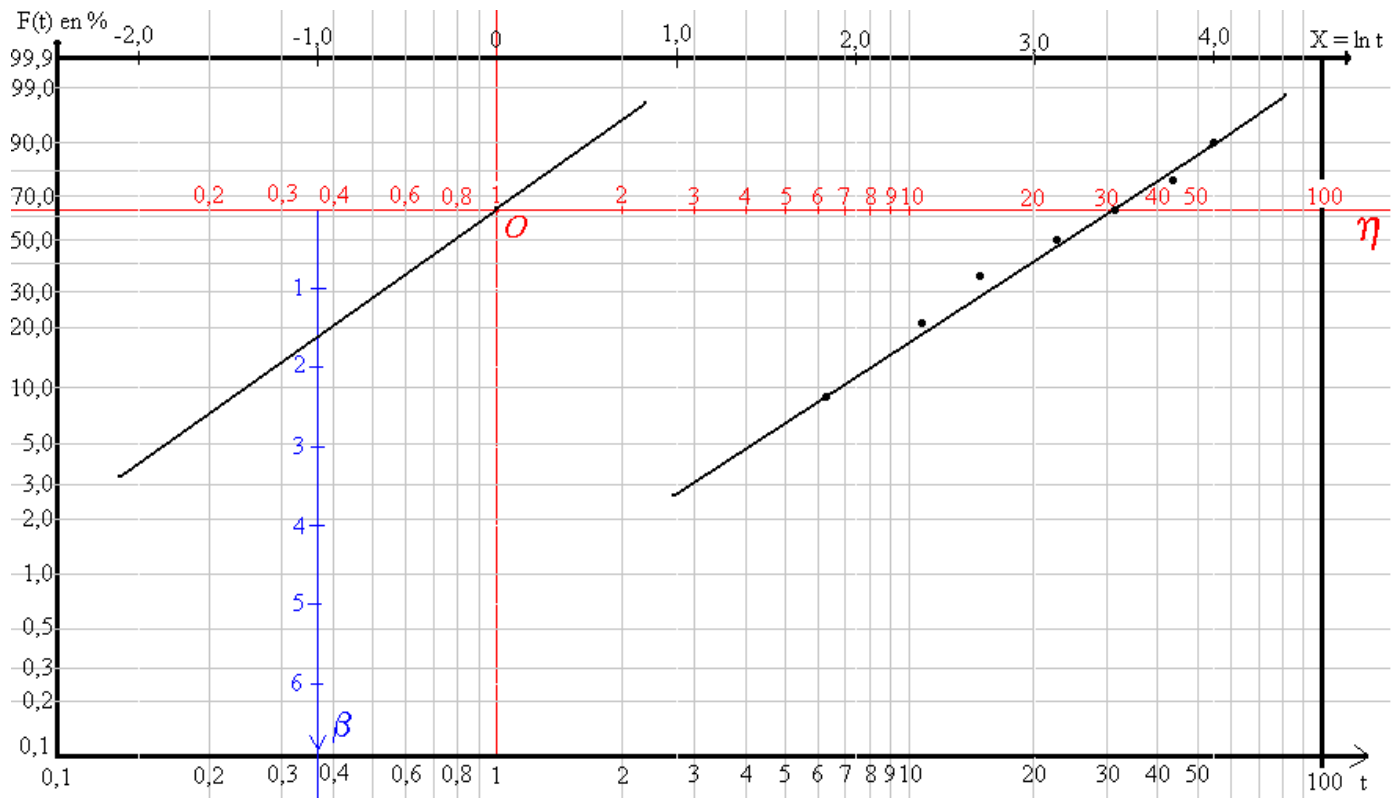


Figure V.1 : Papier de Weibull

β	a	b
0,2	120	1 901
0,25	24	199
0,3	9,26	52,6
0,4	3,323 3	10,5
0,5	2,00	4,47
0,6	1,50	2,65
0,7	1,266	1,85
0,8	1,133	1,43
0,9	1,052	1,18
1,0	1,00	1,00
1,2	0,941	0,78
1,4	0,911	0,66
1,6	0,897	0,574
1,8	0,889	0,511
2,0	0,886	0,463
2,5	0,887	0,380
3,0	0,893	0,324
3,5	0,900	0,285
4,0	0,906	0,255
5,0	0,918	0,210

Tableau V.4 : distribution de Wei bull : valeurs de coefficient a et b en fonction de Paramètre de forme β [5].

1) Détermination des paramètres de Weibull

a) Portons sur le papier fonctionnel de Weibull :

- Sur l'axe A, les valeurs t de TBF.
- Sur l'axe B, les valeurs $F(t)$ associées.

b) Nous avons ajusté le nuage par une droite D_1 donc $\gamma = 0$.

c) La droite coupe l'axe (t, η) en η , d'où $\eta = 31.10^2$ heures.

d) Nous traçons la parallèle D_1 et D_2 passant le point 1 (X, Y)

Cette droite coupe l'axe (β, b) en β , d'où $\beta = 1,6$

2) Exploitation directe des paramètres

a) recherche de MTBF :

Utilisant les tables donnant a et b tel que :

- $MTBF = a\eta + \gamma$
- L'écart type $\sigma = b\eta$
- La variance $V = \sigma^2$

Donc d'après le tableaux

$\beta = 1,6$ donc $a = 0,897$, $b = 0,574$

D'où

$MTBF = 0,8966 \cdot 3100 = 2779$ heures

$\sigma = 0,574 \cdot 31.10^2 = 1779,4$ heures

La densité de probabilité $f(t)$:

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t - \gamma}{\eta} \right)^{\beta-1} \cdot \text{Exp} - \left(\frac{t - \gamma}{\eta} \right)^{\beta}$$

La fonction de répartition $F(t)$ théorique :

$$F(t) = 1 - \text{Exp} \left[- \left(\frac{t - \gamma}{\eta} \right)^{\beta} \right]$$

La fiabilité correspondante est : $R(t) = 1 - F(t)$

Le taux instantané de défaillance $\lambda(t)$:

$$\lambda(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t - \gamma}{\eta} \right)^{\beta-1} \cong \frac{f(t)}{1 - F(t)}$$

Ordre i	TBF [heures]	F (i)	F (t)	f (t)	R (t)	$\lambda(t)$
1	620	0,094	0,07331924	0,0001821	0,92668076	0,00019651
2	1220	0,229	0,20140705	0,00023555	0,79859295	0,00029496
3	1525	0,364	0,27487071	0,00024452	0,72512929	0,00033721
4	2471	0,5	0,50127133	0,00022466	0,49872867	0,00045047
5	3193	0,635	0,64951252	0,00018413	0,35048748	0,00052535
6	4410	0,77	0,82754382	0,00010997	0,17245618	0,00063767
7	5594	0,905	0,92357496	$5.621.10^{-5}$	0,07642504	0,00073549

Tableau V.5 : Exploitation directe des paramètres de fiabilité.

3.4. La disponibilité des éléments fragiles

Nous pouvons calculer la disponibilité de ces éléments par la formule :

$$D = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR}$$

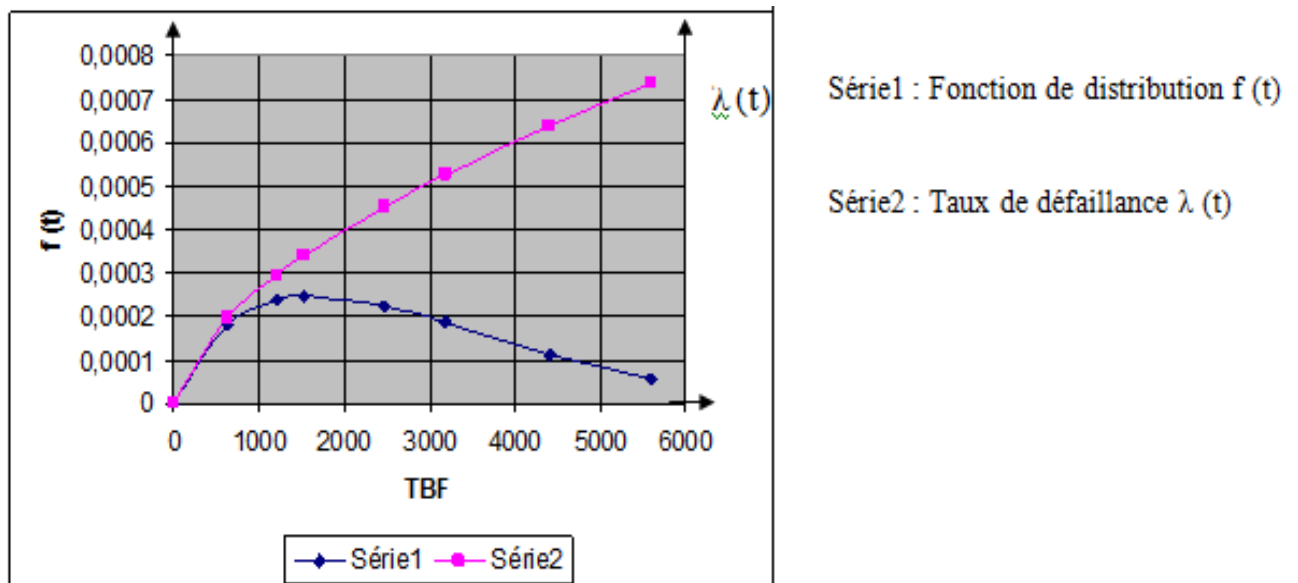
MTTR = 834.28 heures.

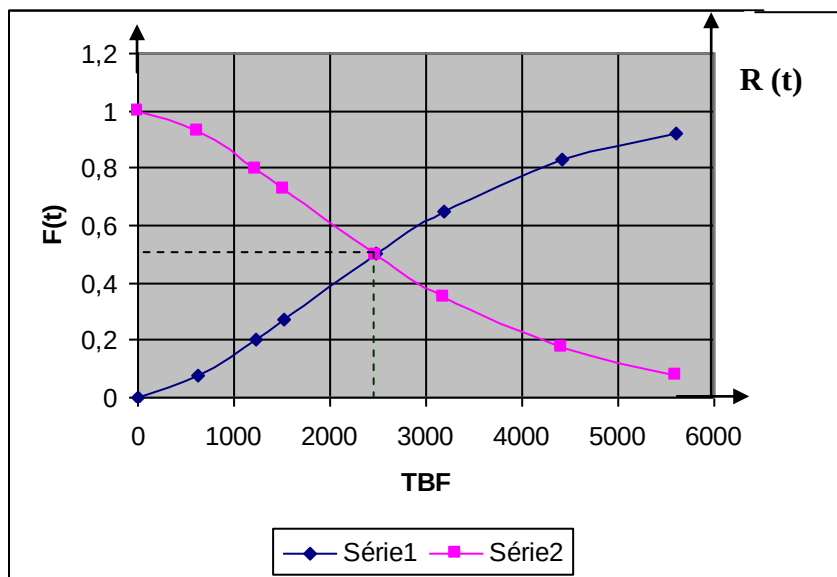
MTBF = 2779.00 heures.

D'où :

$$D = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR} = 0.7652$$

D= 76.52%





Série1 : Fiabilité R (t)

Série2 : Fonction de répartition F (t)

Pour augmenter la disponibilité on doit augmenter la MTBF ou diminuer la MTTR.

3.5. Fiabilité associée a la MTBF

Graphiquement, nous lisons $F(t) = 50\%$

Donc $R(t) = 100 - 50 = 50\%$

Ce que signifie que seul 50 % des TBF atteindront la MTBF.

3.6. La durée de vie nominale

$$L_{10} = \gamma + \eta \left(0,105 \right)^{\frac{1}{\beta}} = 2129.24 \text{ heures}$$

Graphiquement

Nous lisons $L_{10} = 2500$ heures, ce qui signifie que sur 100 paliers changes systématiquement à $T=2129$ heures, 15 serait déjà défaillant.

Donc, on remarque le gaspillage de potentiel que la politique de maintenance préventive systématique entraînerait.

Et nous vérifions ainsi le bien-fondé de la maintenance conditionnelle (analyse des vibrations) sur les paliers de butées.

V.4.CONCLUSION

Compte tenu des éléments précédents on peut avancer les points suivants qu'on juge essentiels et primordial pour améliorer la fiabilité et la qualité des pompes centrifuges :

- Faire l'analyse des pannes en se donnant les moyens de connaître mieux les coûts et les causes de pannes afin d'augmenter la rentabilité des stations de pompage.
- Utilisation des recommandations de montage et de remontage ou un système expert afin de suivre une méthodologie de choix des pompes centrifuges.
- Faire une collaboration entre maintenance et fabrication sur les problèmes des pompes pour résoudre les problèmes d'exploitation.

CONCLUSION GENERALE

La pompe DVMX présente un élément très important dans le fonctionnement normal de la station d'injection d'eau d'Amassak. Un arrêt de fonctionnement engendre des frais supplémentaires (directs et indirects) conséquents.

Parmi, les fréquents problèmes qui mettent la pompe en panne nous avons :

- *L'usure des paliers* : C'est le résultat de l'abrasion superficielle par élimination de matière résultant du frottement externe de l'arbre, la particule abrasive prend naissance lors des périodes transitoires «démarrage, freinage, manque de lubrifiant, etc... »ou le palier travail en régime onctueux.
- *La fatigue des roulements* : Il s'agit des efforts de vibrations alternés et répétés entraînant une rupture.
- *Fuite dans les garnitures* : Elle est expliquée par l'usure des grains de la garniture mécanique et cela est causé par les particules abrasives (sable) véhiculées dans le brut ; pour remédier à ce problème, il faut installer des filtres de très haute qualité pour assurer une filtration adéquate du l'eau injectée.

Et partant de la définition suivante de la maintenance « la maintenance est la production à coût optimale), nous avons essayé de proposer un plan de maintenance (correctif et préventif). Pour ce faire, nous avons d'abord fait une synthèse bibliographique très exhaustive sur les pompes en générale et la pompe DVMX en particulier, nous avons aussi évoqué le problème de l'équilibrage des forces radiales et axiales, par la suite, nous avons présenté les conditions de mise en marche de cette pompe et les problèmes qui lui sont liés.

Dans le but d'améliorer la maintenance de la pompe d'expédition DVMX à huit étages, on prévoit une maintenance préventive conditionnelle, en utilisant la technique de l'analyse vibratoire. Le choix de cette maintenance se trouve justifié grâce au rôle vital de pompe d'injection.

Dans le dernier chapitre, nous avons exploité l'historique des différentes pannes pour proposer des solutions pour la maintenance, tout en mettant en évidence les sous systèmes dit fragile. Un calcul de fiabilité en utilisant la loi de Weibull a été fait et les différents paramètres de fiabilité (MTBF, L_{10} , $R(t)$etc) sont présentés aussi.

Ce stage de fin d'étude, nous a permis de mettre en application nos connaissances théoriques acquises lors notre cursus universitaire. En fin nous espérons être à la hauteur de la charge qui nous a été attribuée.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **Lemasson G** ; Les machines transformatrices d'énergie, Tome 2, Delagrave, 1982.
- [2] **Adamt T** ; Les Turbopompes, Eyrolles, Paris, 1976.
- [3] **Macel Sédille** ; turbo-machines hydrauliques et thermiques, Tome 2, paris, 1967.
- [4] **Professeur Robert Rey** ; Eléments Dimensionnant Et Architecture Des Machines Tournantes, paris.
- [5] **Jean-François LAPRAY**, Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et axiales : cavitation, technique de l'ingénieur, référence document B 4 313.
- [6] **Ron Palsgrave** ; Troubleshooting Centrifugal Pumps and Their Systems, 2003
- [7] : **T. BEGHDADI** ; « étude d'une roue d'une pompe centrifuge mono étagée », Projet de fin d'étude d'ingénieur, UHBC, 2004.