République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la recherche scientifique

UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Construction mécanique

Par :

Rouache Halim

Kasri Fayçal

Thème

Etude et Maintenance de la pompe centrifuge Nuovo Pignone 10 ×18 de la RTC Bejaia

Soutenu le : 29/06/2019 devant le jury composé de:

Mme.ADJOUADI.N	**Présidente**
Mr.BELAMRI.A	**Examinateur**
Mr. LAGGOUNE.R	**Encadreur**

Année Universitaire 2018-2019

Remerciements

Nous remercions Dieu le tout puissant,

De nous avoir accordé des connaissances de la science et de nous avoir aidés à réaliser ce travail.

Au terme de ce modeste travail nous tenons à remercier chaleureusement et respectivement tous ceux qui ont contribués de prés ou de loin à la réalisation de ce travail de fin d'études, à savoir notre encadreur ***Mr. Pr LAGGOUNE. R.***

Nous tenons à remercier

Tous les enseignants qui nous ont suivis durant toute la formation, particulièrement ***Mr BELAMRI*** *pour son aide, sa disponibilité et pour ses conseil.*

Ainsi que l'équipe de ***SONATRACH*** *de Bejaia pour leur accueil et conseils durant le stage pratique.*

Ce travail fut difficile mais très bénéfique à tout point de vue.

Dédicaces

Aux témoignages d'affection, d'amour et

de grande reconnaissances aux êtres les plus

chers que j'ai dans ma vie ; ma Mère et mon Père.

A mes chers frères, Toufik, Abdelhak et son épouse Djahida et sa fille

Dania, et à tout ma famille Kasri

A mes amis, Mami et Adel et Messaoude et tous qui on participés de prés ou de

loin à la réalisation de ce travail, et à tous ceux qui m'ont soutenu

Pendant cette période

K.Fayçal

Dédicaces

Aux témoignages d'affection, d'amour et

de grande reconnaissances aux êtres les plus

Chers que j'ai dans ma vie ; ma Mère et mon Père.

A mes chers frères, Rabia, Ayache, Khelaf et son épouse Kenza et ses filles

Ines, Melissa, et à tout ma famille Rouache.

A mes amis, Loubi et Adel et Spine, et tous qui on participés de prés ou de loin à

la réalisation de ce travail, et à tous ceux qui m'ont soutenu

Pendant cette période

R. Halim

TABLE DES FIGURES

Figure. I.1. Les pompes volumétriques (à déplacements) ……4
Figure. I.2. Schéma de principe d'une pompe centrifuge…….5
Figure. I.3. Indique le principe de fonctionnement de la pompe……...6
Figure. I.4. Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux……..6
Figure. I.5. Garniture mécanique…….....8
Figure. I.6. Exemples de tresse de presse étoupe et de la tresse en place dans l'étanchéité d'une tige de vannes……....9
Figure. I.7. Les différents designs de roues……..10
Figure. I.8. Les différents types de roue……...10
Figure. I.9. Les différents designs de volutes……...11
Figure. I.10. Schéma représentatif des directions de vitesse……13
Figure. I.11. Triangle des vitesses……13
Figure. I.12. Pertes par fuites……16
Figure.I.13. Courbe de pompe……..18
Figure.I.14. Point de fonctionnement d'une pompe……..19
Figure.I.15. Marche en série…….20
Figure.I.16. Marche en parallèle……...21
Figure.I.17. Forme de l'aubage de la roue selon la vitesse spécifique……..25
Figure.I.18. Cavitation d'une roue de la pompe centrifuge……..26
Figure.I.19.Variationde NPSH requis avec le débit circulé par la pompe……28
Figure. II.1.Demi-corps supérieur de la pompe Nuovo Pignone type 10×18……...34
Figure. II.2. Demi- corps inferieur de la pompe Nuovo Pignone type 10 × 18……35
Figure. II.3.Arbre de la pompe avec les roues (rotor)……..35
Figure. II.4. Impulseur de la pompe Nuovo Pignone type 10 × 18……..36
Figure. II.5. Palier et palier de butée (coté opposé de l'accouplement)……36
Figure. II.6.Garniture mécanique de la pompe Nuovo Pignone type 10 × 18……..37
Figure. II.7.Type de joints d'étanchéité……37
Figure. II.8.Type de joints d'étanchéité lisses…… 38
Figure. II.9. Accouplement (élastique) entre la turbine et la pompe……39
Figure. II.10.Composants principaux de la turbine GE 10/2……...40

Figure. II.11. Compresseur axial…… 41
Figure. II.12. Motopompe à arbre aligné……42
Figure. II.13. Alignement, défaut de concentricité et défaut angulaire……43
Figure. II.14. Flexion d'un arbre due à un défaut d'alignement ou de concentricité des paliers ……..43
Figure. II.15. (1) arbre non aligné, (2) arbre aligné…….44
Figure. II.16. Alignement- à vue……..45
Figure. II.17. Alignement à l'aide de comparateur……..46
Figure. II.18.Alignement à l'aide de laser……47

Figure. III.1. Schéma représente les composantes du rotor…….48
Figure. III.2. Les efforts axiaux exercés sur le rotor……65
Figure. III.3. Butée coté opposée accouplement……..66

Figure. IV.1. Arbre de la pompe conçue avec soliworks…….69

Figure. IV.2. Clavette pour l'assemblage de l'arbre et la roue……69

Figure. IV.3. Impulseur conçue avec solidworks……70

Figure. IV.4. Bague d'usure (roue)……...70
Figure. IV.5. Palier central de la pompe 10 ×18……..71
Figure. IV.6. Grain de fond (CA)…….71
Figure. IV.7. Grain de fond (COA)……..71
Figure. IV.8. Garniture mécanique de la pompe 10 ×18……..72

Figure. IV.9. Demi -corps inferieur……72
Figure. VI.10. Demi -corps supérieur……...72
Figure. IV.11. Plaque d'appui……...72

Figure. IV.12. Assemblage de l'arbre avec les deux roues……...73

Figure. IV.13. Assemblage du rotor. ……73

Figure. IV.14. Assemblage des garnitures mécaniques……73

Figure. IV.15. Fin d'assemblage de la pompe nuovo pignone ……74

Figure. IV.16. maillage du coussinet central……75

Figure. IV.17. Distribution du champ de contrainte dans le coussinet central……75

Figure. IV.18. Distribution du champ de déformation dans le coussinet central……76

Figure. IV.19. Distribution du champ de déplacement dans le coussinet central……76

Figure. IV.20. Distribution du coefficient de sécurité obtenue après calcul……77

Figure. IV.21. Distribution du champ de contrainte dans le grain de fond (CA)……77

Figure. IV.22. Distribution du champ de déformation sur le volume du grain de fond…….78

Figure. IV.23. Distribution du champ de déplacement sur le volume du grain de fond…….78

Figure. IV.24. Distribution du coefficient de sécurité obtenue après calcul……79

Figure. IV.25. Distribution du champ de contrainte dans le grain de fond (COA)…….79

Figure. IV.26. Distribution du champ de déformation sur le volume du grain de fond……80

Figure. IV.27. Distribution du champ de déplacement sur le volume du grain de fond……...80

Figure. IV.28. Distribution du coefficient de sécurité obtenue après calcul……81

Figure. IV.29. Figure. Distribution du champ de contrainte après l'augmentation des jeux…81

Figure. IV.30. Distribution du champ de déformation après l'augmentation des jeux……82

Figure. IV.31. Distribution du coefficient de sécurité après l'augmentation des jeux……82

LISTE DES TABLEAUX

Figure. III.1. Représente la fiche de jeux de la pompe nuovo pignone type 10×18……...50
Figure. III.2. Résume des différents débits de fuites dans notre pompe……58
Figure. III.3. Résumé des débits de fuites et les différents rendements pour les deux cas…58
Figure.III.4. Résumé des débits de fuite dans la pompe pour les jeux (0.80mm et 0.30mm) ……...63
Figure.III.5. Résume des débits de fuite et les rendements pour les jeux (0.80mm et 0.30mm)……63
Figure. IV.1**.** Représente les dimensions du coussinet et les deux grains de fond……...75
Figure. IV.2**.** Résume les résultats obtenus avant rectification des jeux……..83
Figure. IV. 3. Résume les résultats obtenus après rectification des jeux…….83

GLOSSAIRE

Abbreviations:

API	American Petroleum Institute.
HEH	Houed El Hamra.
ASTM	American System of Testing Material.
CA	Coté Accouplement.
COA	Coté Opposer Accouplement.
SONATRACH	Société National de Transport et de Commercialisation des Hydrocarbures.
GG1	Gazoduc Alger 1.
OB1	Oléoduc Bejaia 1.
NPGE	Nuovo Pignone Générale Electrique.
TMB	Terminal Marin Bejaia.
GE	Générale Electrique.
TRC	Transport Canalisation.
SP1	Station de Pompage.

Notations :

Cr: Composante radiale de la vitesse absolue	[m/s]
Cu: Composante tangentielle de la vitesse absolue	[m/s]
U: Vitesse d'entrainement	[m/s]
R1: Diamètre intérieure de la roue	[mm]
R2: Diamètre extérieure de la roue	[mm]
C: Vitesse absolue	[m/s]
Q_v : Débit volumique	[m^3/s]

Q_{vf} : Débit de fuit [m^3/s]

Q_{th} *:* Débit théorique [m^3/s]

Hmt: Hauteur manométrique [m]

n_s et n_q: Vitesse spécifique [tr/min]

n: Vitesse spécifique d'aspiration [tr/min]

p_m: Puissance perdue par pertes mécaniques [W]

p_{ar}: Puissance absorbée [W]

p_i: Puissance indiquée [W]

p_e: Puissance effective [W]

g: accélération de la pesanteur [m^2/s]

Re: Nombre de Reynolds [/]

Symboles grecs

α: Angle des vitesses absolues de la roue [°]

β: Angle des vitesses relatives de la roue (angle d'inclinaison des aubes) [°]

δ: Coefficient de débit /

μ: Coefficient de hauteur manométrique /

τ: Coefficient de puissance /

∅: Diamètre [m]

ρ: Masse volumique [kg/m^3]

μ : La viscosité [N. s/m^2] ou [Pa. s]

η: Rendement global [%]

η_h: Rendement hydraulique [%]

η_v: Rendement volumétrique [%]

η_m: Rendement mécanique [%]

Sommaire

Introduction générale……..1

Chapitre I : Généralités sur les pompes centrifuges.

I .1.Introduction et définition : 3
I.2. Domaines d'applications. 3
I.3. Catégories principales des pompes : 3
I.3.1. Les pompes volumétriques. 3
I.3.2. Les pompes centrifuges (ou rotodynamiques). 4
I.3.3. Autres types 5
I.4. Choix des pompes. 5
I.5. Les pompes centrifuges. 5
I.5.1. Définition et principe de fonctionnement. 5
I.5.2.Les composants d'une pompe centrifuge et leurs rôles. 6
I.5.2.1. Composants mécaniques. 6
I.5.2.2. Composants hydrauliques. 9
I .6.Théorie de base des pompes centrifuges. 11
I .6.1. Phénomène de l'écoulement dans la roue : 11
I.6.2.Triangle des vitesses 12
I.6.3. Le débit volumique 13
I.6.4. La hauteur manométrique 14
I.6.5. Rendement. 14
I.6.6. La puissance 16
I.6.7. Pertes énergétiques. 17
I .7. Caractéristique de la pompe. 17
I .7.1. Point de fonctionnement de la pompe. 18
I.8. Marche en série – marche en parallèle. 19
I.8.1.Marche en série 19
I.8.2.Marche en parallèle 20
I .9. Similitude des pompes centrifuges. 21
I.9.1. Théorie de similitude 21

I.9.2. Similitude des pompes 21
I.9.3. Coefficient de Râteau 22
I.9.4. Similitude de fonctionnement 22
I.9.5. Vitesse spécifique 23
I.10. Phénomène de cavitation 25
I.11. NPSH, charge net absolue à l'aspiration. 26
I.11.1.NPSH requis 26
I.11.2. *NPSH* disponible. 27
I.12. Incidents de fonctionnement et remèdes. 28
I.12.1.Impossibilité d'amorcer 28
I.12.2.amorçage manqué 28
I.12.3.Caractéristiques (débit, pression insuffisantes) 29
I.12.4.La pompe ou cale 29
I.12.5.Bruits exagérés de la pompe (vibration) 29
I.12.6.Le moteur chauffe 30
I.12.7.Usure prématurée des pièces 30
I.12.8.Echauffement des paliers 31
I.12.9.Echauffement de la pompe 31
I.13.Conclusion. 31

Chapitre II: Description de la turbopompe Nuovo Pignone type 10 × 18 et le désalignement

II.1.INTRODUCTION 32
II.2. La turbopompe Nuovo Pignone type 10 × 18 32
II.2.1. Description de la turbopompe. 32
II.2.2. Principe de fonctionnement de la pompe 32
II.3. Les composants de la pompe 33
II.3.1.Corps de la pompe 33
II.3.2.Mobile de la pompe (rotor) 34
II.4. Etanchéité interne. 36
II.5. Système de lubrification dans la pompe]. 37
II.5.1. Lubrification des paliers 37
II.5.2. Lubrification de la garniture mécanique 38

II.6. L'accouplement 38
II.7. La Turbine à gaz type GE 10. 38
II.7.1. Description du fonctionnement 38
II.7.2. Les caractéristiques de la turbine GE 10/2 39
II.7.3. Compresseur axial de la turbine 40
II.8. Défaut de désalignement. 41
II.8.1. Définition 41
II.8.2. Condition de fonctionnement normal 41
II.8. 3. Conséquences d'un mauvais alignement 42
II.8.4. Les avantages cumulés d'un alignement des arbres réalisé avec précision 43
II.8.5. Méthodes et pratiques d'alignement 43
II.8.5.1. La règle 44
II.8.5.2.Alignement aux comparateurs 44
II.8.5.3.Alignement d'arbre au laser 45
II.9.Conclusion 46

Chapitre III : Calcul de vérification

III.1.Introduction 47
III.2.Fiche de jeu de la pompe Nuovo Pignone 47
III.3.Calcul de vérification hydraulique 49
III.3.1.Calcul de la hauteur manométrique 50
III.3.2.Calcul de la vitesse spécifique 51
III.3.3.Calcul du rendement global de la pompe 51
III.3.3.1.Rendement volumétrique 51
III.3.3.2.Le rendement hydraulique 53
III.3.3.3.Le rendement mécanique 54
III.3.3.4.Rendement global 54
III.4.Calculs vérificatifs de la pompe en régime d'exploitation actuel après une augmentation des jeux fonctionnels 55
III.4.1. Calcul du rendement global de la pompe 55
III.4.1.1. Rendement volumétrique 55
III.4.1.2. Le rendement hydraulique 56

III.4.1.3. Le rendement mécanique : 57
III.4.1.4. Rendement global 57
III.5.Influence de la variation des jeux fonctionnels sur le rendement de la pompe en dehors de l'intervalle normalisée par l'API 58
III.5.1.Pour 0.80mm dans le coussinet central et les deux grains de fond 59
III.5.1.1.Le rendement volumétrique 59
III.5.1.2.Le rendement hydraulique 60
III.5.1.3.Le rendement mécanique: 60
III.5.1.4.Rendement global 61
III.5.2.Pour 0.30mm au niveau du coussinet et les deux grains de fond 61
III.5.2.1. Le rendement volumétrique 61
III.5.2.2.Rendement hydraulique 62
III.5.2.3.Rendement mécanique 62
III.5.2.4.Rendement global 62
III.6.Les risques provoqués par l'augmentation des jeux fonctionnels 64
III.7.Effets des jeux fonctionnels sur la poussée axiale 64
III.8.Dispositif supportant la poussée axiale 66
III.9.Conclusion 67

CHAPITRE IV : Conception et simulation de la pompe Nuovo Pignone type 10×18

IV. I. Introduction..... 68
IV. I.1. Présentation du logiciel de conception (SOLIDWORKS)..... 68
IV. I.2 : conception de la pompe Nuovo Pignone type 10×18 69
IV.I.3 : partie assemblage 72
IV.II. Simulation de la pompe Nuovo Pignone type 10×18 [18]..... 74
IV.II.1.Dimensions du coussinet central et les deux grains de fond avant et après rectification. 74
IV.II.2. Analyse des résultats de simulation avant l'augmentation des jeux 75
IV.II.3. Analyse des résultats de simulation après rectifications des jeux fonctionnels..... 81
IV. III. Conclusion. 84

Conclusion générale..... 85

Introduction générale

INTRODUCTION :

Le pétrole joue un rôle très important dans la vie courante, ce qui a incité l'homme à réaliser des machines permettant son extraction de la source naturelle et son transfert jusqu'au point éventuel d'utilisation.

Tous les champs pétroliers Algériens se situent au sud du pays, afin de les exploiter on est obligé de transporter la plus grande quantité de production des gisements aux centres de production jusqu'aux différents points de livraison ou de transformation.

L'expédition se fait à l'aide de plusieurs équipements à savoir les pompes, les moteurs d'entrainement, les appareillages de régulation, de contrôle, de manutention, qui sont réunis dans un même bâtiment ou sous une même construction, l'ensemble constituant une station de pompage.

Dans notre pays, il existe plusieurs unités de production qui ne cessent de produire et de trouver de meilleures solutions pour améliorer la qualité et augmenter la quantité et réduisant au minimum le coût de production, dans le but de garder une réputation dans le marché mondial et s'aligner avec les pays industrialisés.

Parmi les stations de pompages de la TRC on distingue la station de pompage (SP1 Bis) qui est équipée de la pompe nuovo pignone type 10 ×18à deux étages. Cette dernière déclare des pannes à cause des grippages répétitifsce qui provoque l'arrêt de la station.

Notre étude consiste à proposer des solutions pour éviter les risques de grippage des pompes centrifuges nuovo pignone de la station de pompage de TOUGOURT situé à L'OB1.

Ce mémoire est composé de quatre chapitres :

-Dans le premier chapitre, nous avons présenté des généralités sur les pompes centrifuges, composants, types, principe de fonctionnement et des notions sur la théorie des pompes finalement les paramètres de dysfonctionnement tels que la cavitation.

- Le deuxième chapitre est réparti en deux volets :

- le premier volet décrit la pompe centrifuge nuovo pignone 10×18 hautepression, les différentes composantes de la pompe, système de lubrification, moteur d'entrainement.

- Le deuxième volet décrit le problème de désalignement, méthode et pratique de réalisation.

-Le troisième chapitre sera consacré au calcul de vérification de la pompe nuovo pignone à 2 étages au régime d'exploitation actuel, nous avons utilisé la variation de jeu fonctionnel de la pompe, ceci dans le but de réduire le problème de grippage

Le dernier chapitre est réparti en deux volets :

-La conception de la pompe nuovo pignone 10×18 par le logiciel solidworks, nous avons conçu les pièces constitutives de la pompe ainsi l'assemblage de ces derniers.

-La simulation des pièces rectifiées (coussinet central, les deux grains de fond) avant et après l'augmentation des jeux fonctionnels.

Nous terminerons notre étude avec une conclusion générale.

Chapitre I :

Généralités sur les pompes centrifuges

I .1.Introduction et définition

La mise en œuvre de procédés de transformation de matière nécessite très souvent le transport de fluides. Le déplacement d'un fluide d'un point à un autre peut être réalisé en utilisant les forces de gravités, de vide ou de pression, mais ces solutions sont limitées dans leurs applications. Dans la plus part des cas on fait appel aux pompes, permettant de travailler à des débits réguliers, contrôlés et sur des distances et des hauteurs importantes.

Les pompes sont des appareils permettant le transfert d'énergie entre un fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent aux fluides soit de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide [1].

Au point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement (moteur électrique, moteur thermique ou turbine) en énergie hydraulique.

Dans ce chapitre, nous allons parler sur les pompes, leurs différents types, leurs domaines d'applications et bien évidement leurs principe de fonctionnement.

I.2.Domaines d'applications

Les pompes ont une grande utilité dans notre vie quotidienne, elles sont utilisées dans l'agriculture, la production de l'énergie nucléaire et non nucléaire, les raffineries pétrochimiques, dessalement de l'eau de mer, systèmes de drainage minier et la liste est longue [2].

I.3. Catégories principales des pompes

Les pompes se répartissent en deux grandes catégories :

I.3.1. Les pompes volumétriques

Les pompes volumétriques ou à déplacements utilisent un processus cyclique qui communique l'énergie par impulsion, elles peuvent être divisées en deux classes principales, à mouvement alternatif ou rotatif. Les pompes à mouvement alternatif comprennent les pistons, les plongeurs et diaphragmes, elles exercent une force directement sur le liquide contrairement aux pompes rotatives qui comprennent les pompes à vis, à engrenages et autres [2].

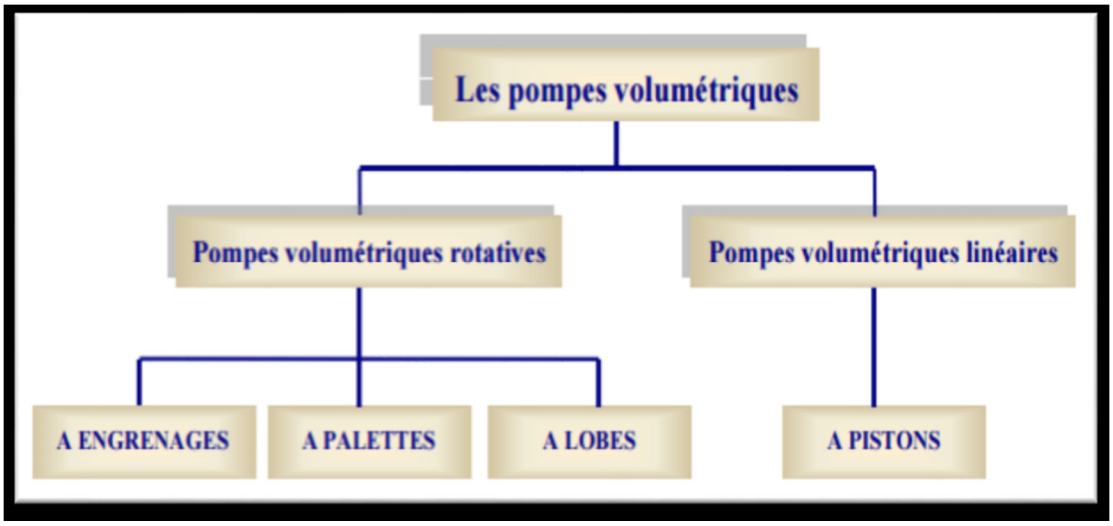


Figure I.1. Pompe volumétrique (à déplacement) [2].

I.3.2. Les pompes centrifuges (ou rotodynamiques)

Une pompe centrifuge est une pompe rotodynamique qui figure parmi les turbomachines consommatrices afin de générer principalement une augmentation de la pression. Un moteur entraine un arbre, qui à son tour entraine une roue ou un rotor. Les aubes de la roue aspirent le liquide de la bride d'aspiration et lui transmettent de l'énergie. Figure I.2

Le liquide est recueilli à la périphérie de la roue par une volute dont la surface augmente progressivement. Ensuite il sera délivré dans le tuyau de distribution [3].

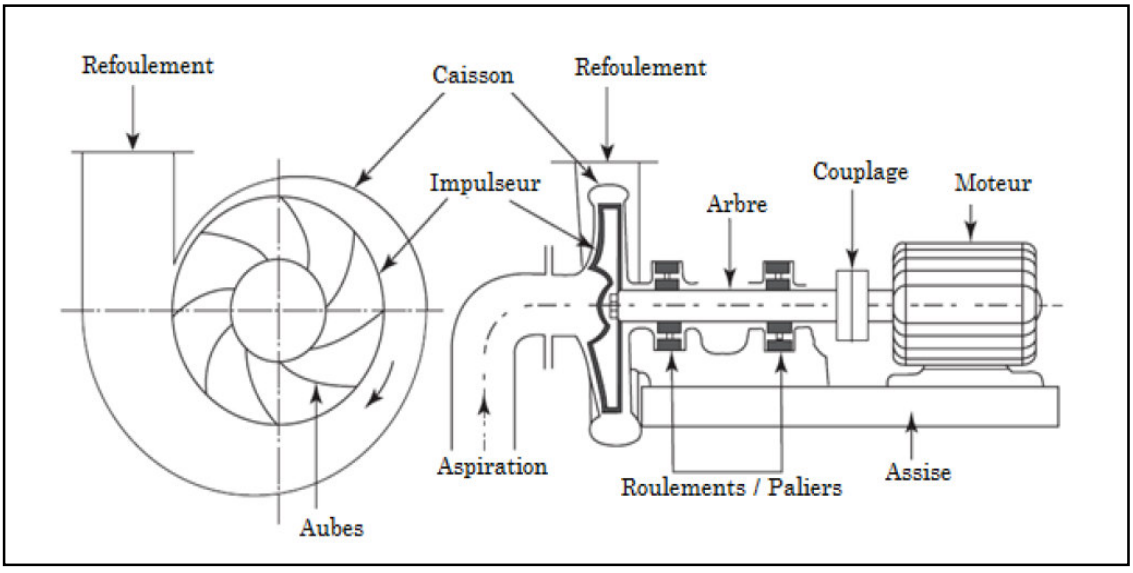


Figure I.2. Schéma de principe d'une pompe centrifuge [3].

I.3.3. Autres types

En dehors des pompes volumétriques et centrifuges, on peut citer les pompes à piston hydraulique, les pompes électromagnétiques, les pompes à gaz et les pompes à jet.

I.4. Choix des pompes

Le choix de type de pompes utilisées dans les industries dépend de plusieurs paramètres qu'on peut classer comme suit [1] :

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

I.5. Les pompes centrifuges

Les pompes centrifuges sont les plus répandues dans les industries de production et de traitement de l'énergie en raison de leur rendements élevés, la simplicité de leurs conception, et leurs facilitées des opérations de maintenance et d'entretien.

I.5.1. Définition et principe de fonctionnement

Une pompe centrifuge est constituée par une roue à aubes tournant autour de son axe, un distributeur dans l'axe de la roue et un collecteur de section croissante en forme spirale appelé volute.

Le principe de base des pompes centrifuges repose sur la mise en rotation du fluide à pomper en le faisant circuler dans une roue tournante à une vitesse plus ou moins élevée.

Le fluide est admis au centre de la roue avec une pression dite pression d'aspiration. Lors de sa mise en rotation et de son déplacement vers la périphérie de la roue sa vitesse et son énergie cinétique augmentent. La pression dynamique qui en résulte augmente [2].

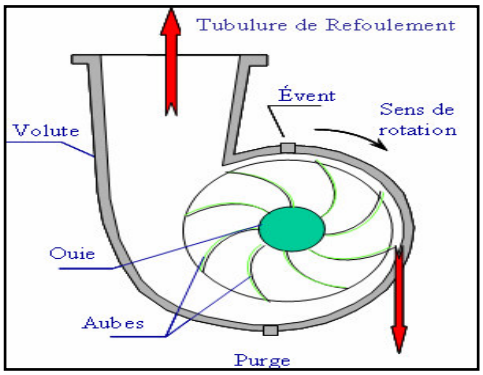


Figure I.3. Indique le principe de fonctionnement de la pompe [2].

I.5.2.Les composants d'une pompe centrifuge et leurs rôles

On peut diviser les composants d'une pompe centrifuge en deux classes principales.

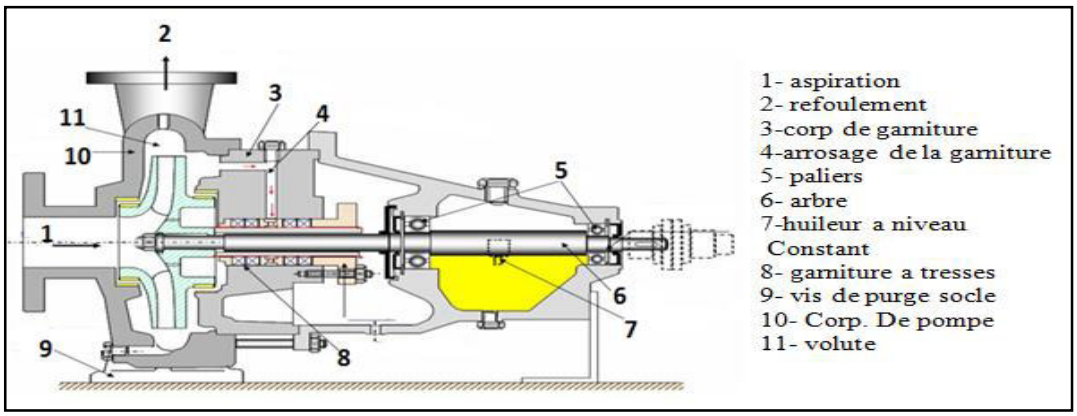


Figure. I.4. Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux [4].

I.5.2.1. Composants mécaniques

a) Arbre

L'arbre a pour fonction de porter les impulseurs, d'assurer leur centrage dynamique et de transmettre la puissance du moteur d'entrainement ; (repère 6, figure I.4)[4].

b) Palier (pivoterie)

Les paliers sont des organes utilisés pour guider l'arbre en rotation (repère 5, figure I.4). On distingue deux grandes familles des paliers.

- Les paliers lisses **:** l'arbre prend appui sur un coussinet, il est séparé de celui-ci par un film lubrifiant.

- Les paliers à roulements : des corps roulants (billes ou rouleaux) séparent la bague en rotation de l'alésage extérieur.

Selon la direction de la charge par rapport à l'arbre en rotation, on distingue :

- Paliers porteurs à charge radiale.
- Paliers de butée à charge axiale.

c) Système d'étanchéité

Par définition, une pompe permet de relever la pression d'un liquide. L'intérieur de la pompe contient donc un liquide sous pression, qui peut fouir vers l'atmosphère le long de l'arbre [1].

Il ya donc nécessité de réduire ou d'éliminer cette fuite au moyen d'une garniture d'étanchéité qui peut être, soit une garniture mécanique, soit une garniture à tresses.

- **Garniture mécanique**

La garniture mécanique a pour but d'assurer l'étanchéité sur les appareils rotatifs, elle tend de plus en plus à remplacer les garnitures tresses.

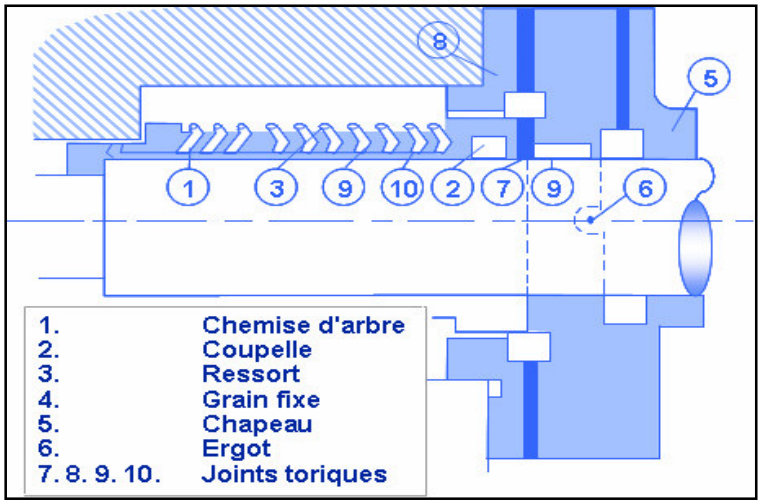


Figure. I.5. Garniture mécanique [1].

La garniture mécanique se monte à l'intérieur d'une boîte à garniture. La chemise d'arbre (1) fait partie de la garniture et entraîne la coupelle (2), la coupelle est libre axialement sur la chemise pour compensation du défaut d'alignement.

Un joint (6) empêche les fuites entre la chemise et la coupelle. Le grain fixe (4) fait en carbone est logé à l'intérieur du chapeau (5), le joint torique (7) sert d' "amortisseur" au grain fixe et assure l'étanchéité entre chapeau et grain.

Le joint torique (8) empêche les fuites entre le chapeau et la boîte à garniture. Le ressort (3) est emmanché sur la chemise d'arbre et sur la coupelle, il applique les faces du grain et de la coupelle l'une sur l'autre.

Le joint torique (9) assure l'étanchéité entre l'arbre et la chemise.

- **Garniture à tresses**

La garniture à tresses ou garniture presse-étoupe est un système d'étanchéité très largement utilisé dans l'industrie (repère 8, figure I.4). Son principe de fonctionnement est d'assurer l'étanchéité par compression d'une tresse autour de l'arbre en rotation [2].

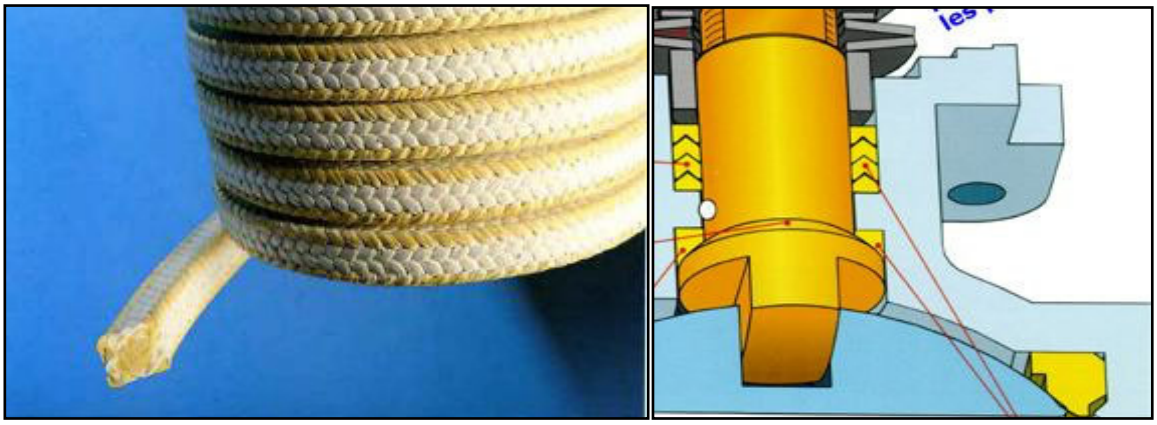


Figure. I.6. Exemples de tresse de presse étoupe et de la tresse en place dans l'étanchéité d'une tige de vannes [2].

d) Stator

Le stator, encore appelé corps ou enveloppe, est constitué d'un gros cylindre rigide, de forte épaisseur qui porte les conduites d'aspiration et de refoulement (repère 10, figure I.4) ; il porte une couronne appelée diffuseur à ailettes ou aubages fixes disposés symétriquement par rapport à l'axe ; l'espace comprit entre deux aubages constitue un canal fixe[5].

I.5.2.2. Composants hydrauliques

a) Conduit d'aspiration (ou d'amenée)

Le conduit d'aspiration ;(repère 1, figure I.4) ; de la pompe guide le fluide dans l'œil ou le centre de la roue ; le fluide ne subit aucun apport ni prélèvement d'énergie dans ce conduit ; c'est un simple cône monté sur l'axe de la machine ; ceci dans le cas général ou l'aspiration est axiale [6].

b) Roue (impulseur)

Dans la roue, le liquide est mis en vitesse et en pression. On note toutefois qu'à l'entrée de la roue, la pression commence à baisser légèrement avant d'augmenter. Cette chute de pression est appelée NPSH (Net Positive Suction Head), à un débit donné c'est une caractéristique de la pompe. Le point de la plus basse pression se trouve donc dans la roue prés de l'entrée. Cette mini-pression est donc égale à la pression d'aspiration (Pa) diminuée du NPSH [4].

Les roues des pompes centrifuges sont souvent fermées, constituées de deux flasques entretoisés par les aubes, elles peuvent être semi-ouvertes ou ouvertes (aubes fixé directement au moyeu). Elles peuvent également être à simple ou à double aspiration. (Figure. I.7).

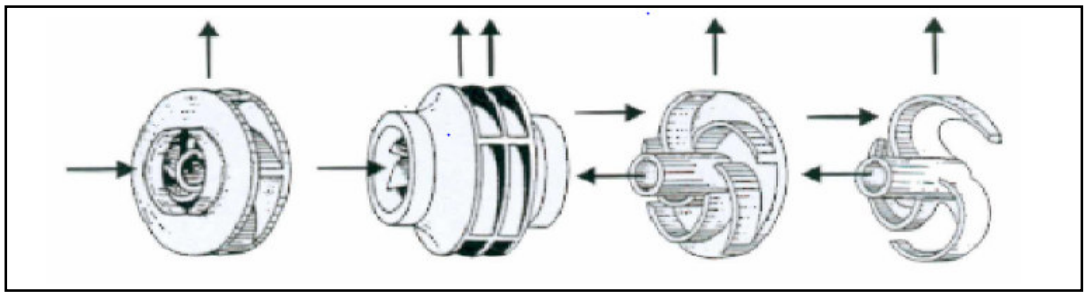


Figure. I.7. Les différents designs de roues [4].

Les modèles de roue sont regroupe en trois type généraux selon la direction de l'écoulement du fluide à grande vitesse.

- **Roue à écoulement radiale**

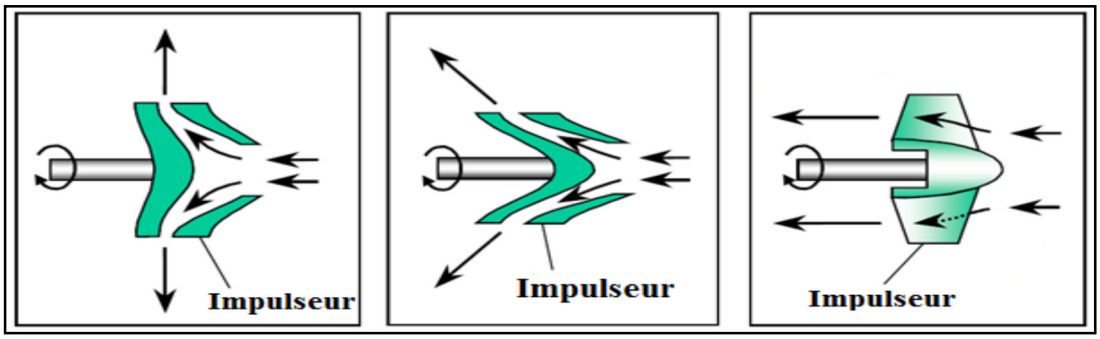
Une roue à écoulement radiale est un disque rotatif à plusieurs ailettes radiales régulièrement espacée. Une fois le liquide aspirait pris par les aubes, la force centrifuge le pousse vers la périphérie de la roue perpendiculairement à l'axe de la pompe. D'où vient le nom de pompe centrifuge.

- **Roue à écoulement axial**

Les roues à écoulement axial fonctionnent selon les mêmes principes que les hélices, les aubes à écoulement sont conformés pour pousser le liquide dans une direction parallèle à l'axe de la pompe. Elles sont utilisées lorsqu'une pression faible est nécessaire pour un débit élevé.

- **Roue à écoulement mixte**

Les roues à écoulement mixte sont une combinaison des deux écoulements précédemment décrits, le liquide est accéléré radialement et axialement. Ces pompes sont appelées pompes hélico-centrifuges, elles occupent une plage intermédiaire de pression et de débit.



-a- -b--c-

Figure.I.8. Les différents types de roue [5].

c) Volute

La volute a pour rôle de canaliser le fluide sortant à grande vitesse de la roue et progressivement à provoquer une réduction de sa vitesse, transformant ainsi une part importante de son énergie cinétique en énergie de pression [7].

Elle comporte deux parties :

-L'une en forme d'escargot, dont la section augmente avec l'élévation du débit
-L'autre partie divergente qui véhicule la totalité du débit et ralentit le fluide.

Pour minimiser les charges radiales, il existe différents design de volutes (figure I.9) dont l'efficacité varie suivant le type :

- Simple volute.
- Double volute.
- Diffuseur à ailettes.

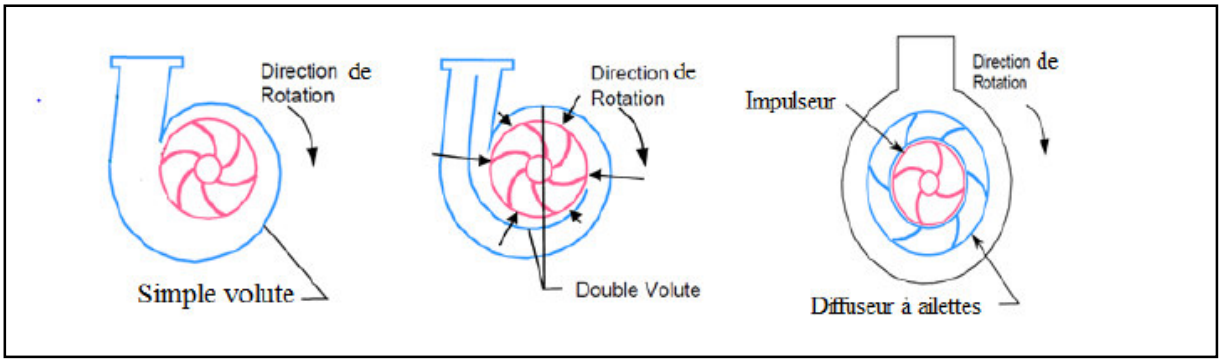


Figure I.9. Les différents designs de volutes [7].

d) Dispositif d'étanchéité interne

Ce sont de très petites sections annulaires étrangles avec un jeu radiale précis pour le fonctionnement de la pompe, ces bagues assurent la réduction des débits de fuites interne vers l'aspiration de l'impulseur.

e) Piston d'équilibrage

Il a pour rôle d'équilibrer la poussée hydraulique qui s'exerce sur les impulseurs, il n'existe pas dans les pompes mono-étages.

I .6.Théorie de base des pompes centrifuges

I .6.1. Phénomène de l'écoulement dans la roue

La reproduction analytique des écoulements dans les canaux des roues et des directrices des turbopompes consiste à supporter un nombre infinis d'aubes congruentes minces. Ceci équivaut à supposer que chaque ligne de courant est cernées par deux aubages successifs. Il en résulte que les vitesses absolues et relatives de l'écoulement sont exclusivement en fonction des coordonnées (r et z) et ne dépondent pas de l'angle (α), ainsi toute particule du liquide reçoit la même énergie. De plus, l'écoulement dans une couronne d'aubages peut être considérer, à des effets secondaires prés, comme permanant par rapport à un repère solidaire des aubes, que celles-ci soient fixes ou mobiles.

La symétrie parfaite du mouvement par rapport à l'axe de la roue n'explique toutefois pas la formation du couple qui peut être le résultat de la différence de la pression entre les avants et arrière dans les aubes de la roue [8].

La particule liquide (M) est mise en mouvement dans le canal de la roue sous l'action de deux forces :

- L'action de l'aube qui lui communique un mouvement de rotation avec une vitesse tangentielle de rotation (U) appelé vitesse d'entrainement [8].

$$U = \omega r = \frac{2\pi n r}{60} \qquad (I.1)$$

Avec : $r_1 < r < r_2$ et ω(vitesse de rotation en tr/mn).

- La force centrifuge communique une vitesse tangentielle à l'aube (la vitesse relative) W, puisque la particule glisse le long de cette aube.

Soumise à l'action de deux mouvements, la particule suit une trajectoire absolue définie par la direction de la vitesse absolue C, qui est :

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \qquad (I.2)$$

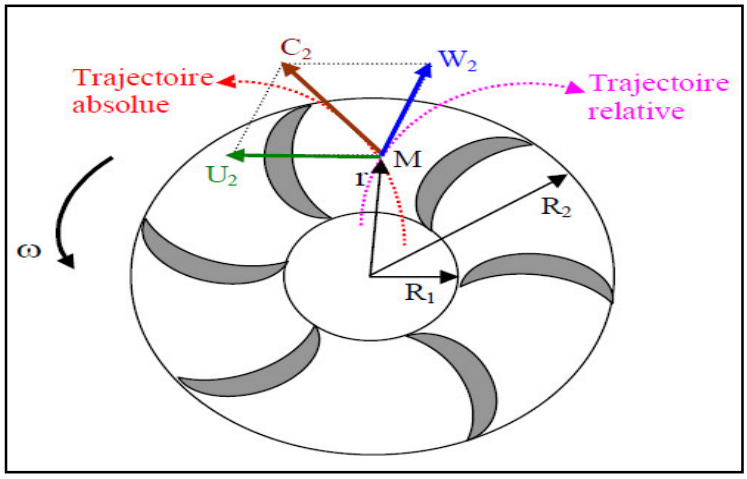


Figure I.10. Schéma représentatif des directions de vitesse [8].

I.6.2.Triangle des vitesses.

Les trois vecteurs vitesses décrits précédemment, représentent le triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue, ils sont schématisés sur la figure I.11[8].

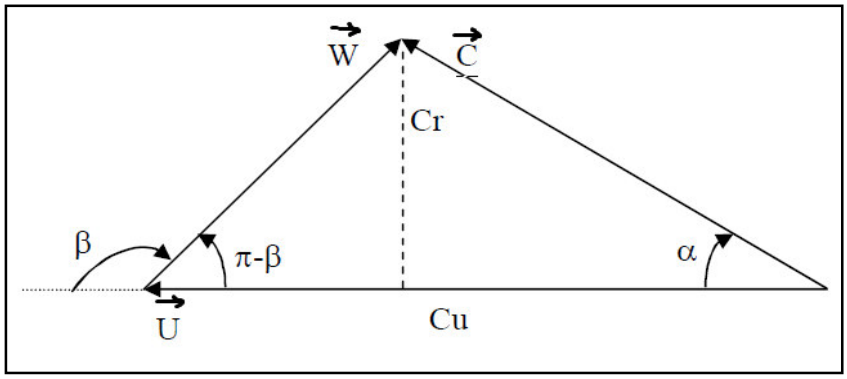


Figure. I.11. Triangle des vitesses [8].

Il ressort que :

Cr : composante radiale ou méridienne de la vitesse absolue (appelée vitesse débit).

Cu: Composante tangentielle de la vitesse absolue C (la vitesse circonférentielle).

$$|C|=\sqrt{Cu^2 + Cr^2} \qquad (I.3)$$

$$C_u= C \cos \alpha \qquad (I.4)$$

$$C_r= C \sin \alpha \qquad (I.5)$$

α : angle des vitesses absolues de la roue

β : angle des vitesses relatives de la roue (angle d'inclinaison des aubes).

I.6.3. Le débit volumique :

C'est la quantité de fluide refoulée par la pompe par unité de temps, on suppose que le fluide entre dans la roue sans pré-rotation, donc à une entrée radiale $\alpha=\frac{\pi}{2}$.

$$Q_v=C_r\, S=2\pi r b C_r \qquad (I.6)$$

A l'entrée de la roue : $Q_v=2\pi r_1 b_1 C_1$

A la sortie de la roue : $Q_v =2\pi r_2 b_2 W_2 \sin\beta_2$

I.6.4. La hauteur manométrique :

La hauteur manométrique totale d'une pompe s'exprime par l'accroissement de l'énergie de pression transmise au liquide par la roue, c'est le travail mécanique utile en*Nm* fourni au liquide refoulé par unité de poids en *N.* elle s'exprime *Nm/N = m*, appelé mètre colonne de liquide ; la hauteur de la colonne de liquide nécessaire pour créer une pression identique [8].

Selon le théorème de Bernoulli entre l'entrée et la sortie de la pompe, *H* s'exprime :

$$H = \left[\frac{(p_r - p_a)}{\rho g}\right] + \left[\frac{(v_r^2 - v_a^2)}{2g}\right] + (z_r - z_a) + \sum h \qquad \text{(I.7)}$$

I.6.5. Rendement

Le rendement de la pompe s'exprime par le rapport :

$$\eta = \frac{\text{énergie fourni au liquide}}{\text{énergie fourni à la pompe}}$$

Le rendement varie en fonction du débit. Le meilleur rendement de la pompe détermine le débit nominal pour lequel correspondent la hauteur nominale et la puissance nominale[8].

a) Rendement hydrauliqueηh

Les deux catégories de pertes de charge (frottement et choc), nous conduit à définir le rendement hydraulique.

$$\eta_{\text{h}} = \frac{H}{H_{thZ}} \qquad \text{(I.8)}$$

Où *H* est obtenu en retranchant les pertes totales (frottement et chocs) (ΔHtot) de la hauteur (H_{thZ}).

$$H = H_{thz} - \Delta h_{tot} \rightarrow \eta_h = \frac{H}{H_{thz}} = 1 - \frac{\Delta h_{tot}}{H_{thz}} \ (si \Delta h_{tot} \uparrow \leftrightarrow \eta_h \downarrow) \qquad \text{(I.9)}$$

La valeur du rendement hydraulique varie entre 77% et 99%

b) Rendement volumétrique ou pertes par fuites

Les pertes par fuites sont dues aux recirculations du liquide dans la roue dans le jeu de fonctionnement qui existe entre la roue de la pompe et le flasque avant.

La bague d'étanchéité est là pour limiter le débit de fuites Q_{vf}, ce dernier dépond donc de la différence de pression entre la sortie et l'entrée ($P_2 - P_1$) ainsi que l'efficacité de la bague d'étanchéité.

On définit le rendement volumique comme suit :

$$\eta_v = \frac{Qv}{Qv + Qvf} \qquad \text{(I.10)}$$

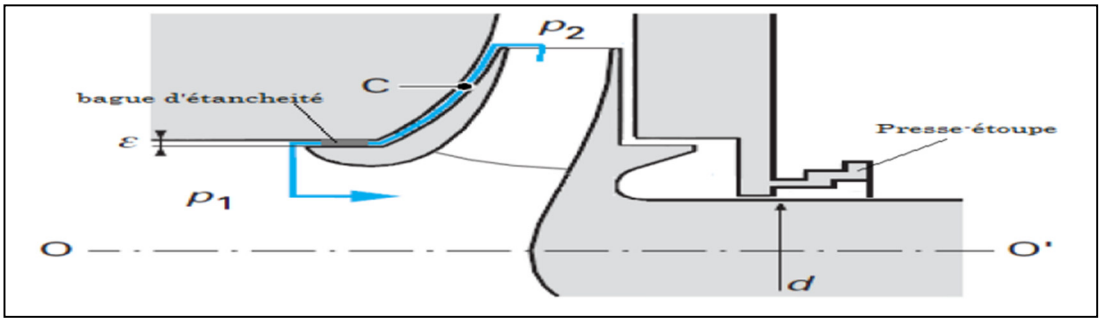


Figure.I.12. Pertes par fuites [9].

c) Rendement mécanique – pertes mécanique

Compte tenue de la technologie de la machine, la puissance fournit par le moteur d'entrainement de la pompe ne se retrouve pas sur la roue. En effet le presse-étoupe, les roulements et les frottements (frottement de la partie extérieur de la roue sur la masse fluide emprisonné entre la roue et le corps de la pompe) dissipent une partie de la puissance mécanique par frottement sous forme de chaleur. Le rendement mécanique sera donc définit par [8]:

$$\eta_m = \frac{puissance\ sur\ roue}{puissance\ sur\ l'arbre\ moteur} = \frac{Pa-Pm}{pa} \quad (I.11)$$

En définitive, en regroupant toutes ces pertes on aboutit à :

$$p_a = \rho g(H + \Delta h)\left(q_v + q_{vf}\right) + p_m \quad (I.12)$$

(p_m : Pertes mécaniques)

Le rendement global alors ;

$$\eta_g = \frac{p_f}{p_a} = \frac{\rho g H q_v}{\rho g(H + \Delta h)\left(q_v + q_{vf}\right) + p_m}$$

$$= \frac{\rho g H q_v}{\rho g(H + \Delta h) q_v} \frac{\rho g(H + \Delta h) q_v}{\rho g(H + \Delta h)\left(q_v + q_{vf}\right)} \frac{\rho g(H + \Delta h)\left(q_v + q_{vf}\right)}{\rho g(H + \Delta h)\left(q_v + q_{vf}\right) + p_m}$$

$$\eta_g = \eta_h . \eta_v . \eta_m \quad (I.13)$$

I.6.6. La puissance

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant le choix du moteur d'entrainement pour un débit déterminé, cette puissance se calcule à partir de la connaissance des données de la hauteur, du rendement et de la densité [9].

a) **Puissance absorbée P_{ar} :** C'est la puissance mécanique absorbée sur l'arbre ou l'accouplement de la pompe, elle est définit par la formule générale :

$$P = P_{ar} = \frac{\gamma Q_r H_e}{\eta}\ [W] \quad (I.14)$$

b) **Puissance effective P_e :** pour une pompe de débit effective $Q_r$et de hauteur effective H_e, sa puissance effective s'exprime par la formule suivante :

$$P_e = \gamma Q_r H_e \quad (I.15)$$

c) **Puissance indiquée P_i :** c'est la puissance absorbée par la roue qui ne prend en charge que les pertes hydrauliques :

$$P_i = P_{ar} - P_m \quad (I.16)$$

Avec **:**

P_m **:** puissance perdue par pertes mécaniques.

I.6.7. Pertes énergétiques.

On distingue trois types de pertes :

a) Les pertes hydrauliques :

Ce sont les pertes de charge totale dans la pompe. Elles se composent de:

-pertes de charge dues au frottement tourbillon dans les anneaux.

-pertes de charge dues au choc (à l'entrée du liquide dans le rotor et dans la volute) [10].

b) Les pertes volumétriques :

Ces pertes sont causées par les fuites à l'intérieur des pompes à cause de l'élévation de la pression de la roue, une partie du liquide revient vers l'aspiration. Une deuxième partie est dirigée vers l'étanchéité.

Les pertes volumétriques sont évaluées à l'aide d'un rendement volumétrique

c) Les pertes mécaniques :

Ces pertes sont dues au frottement dans les paliers et dans l'étanchéité, on peut considérer les pertes provoquées par le frottement entre les surfaces externes de la roue et le liquide.

I .7. Caractéristique de la pompe

Une pompe centrifuge est un équipement qui va fournir au liquide une énergie sous forme de différentiel de hauteur appelée hauteur manométrique de la pompe (ou hauteur manométrique totale de la pompe *HMT*).

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

L'expérience montre que la hauteur *HMT* est en fonction du débit, cette relation est donnée par la courbe du constructeur $HMT = f(Q_v)$, ce qui veut dire que pour un débit donnée Q_{v1}, la pompe fournira à son refoulement une pression donné qui permettra de faire monter le liquide à une hauteur donnée *HMT* [1].

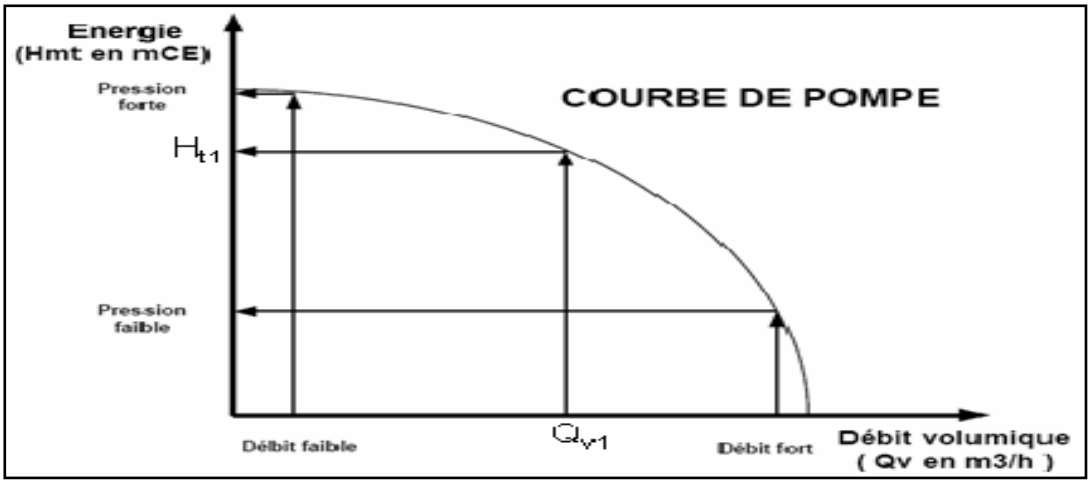


Figure .I.13. Courbe de pompe [1].

Si on considère que P_a est la pression lue (en bar absolue) à l'aspiration de la pompe et P_r celle au refoulement, la *HMT* exprimée en *mCL* de la pompe est de manière simplifiée définit par :

$$HMT = (P_r - P_a)/\rho g \qquad (I.17)$$

I .7.1. Point de fonctionnement de la pompe.

Dans un système de pompage, la pompe est l'élément essentiel, c'est la base de tous le processus. On peut l'utiliser pour accroitre l'énergie cinétique du liquide ou vaincre :

- La différence de hauteur.
- La différence de pression.
- La résistance hydraulique.

La courbe de la Figure .I.13. (*H -Q*) de la pompe définit la tête qu'une pompe produira à différents débits, la courbe du système définit la tête qu'un système consommera à divers débits également. Lorsque les deux courbes sont tracées dans un seul graphique (Figure I.14), le point de fonctionnement de la pompe se définit à l'intersection des deux courbes, la pompe fournira exactement la quantité de tête nécessaire pour surmonter la résistance du système (les pertes de charges) à un débit donné [5].

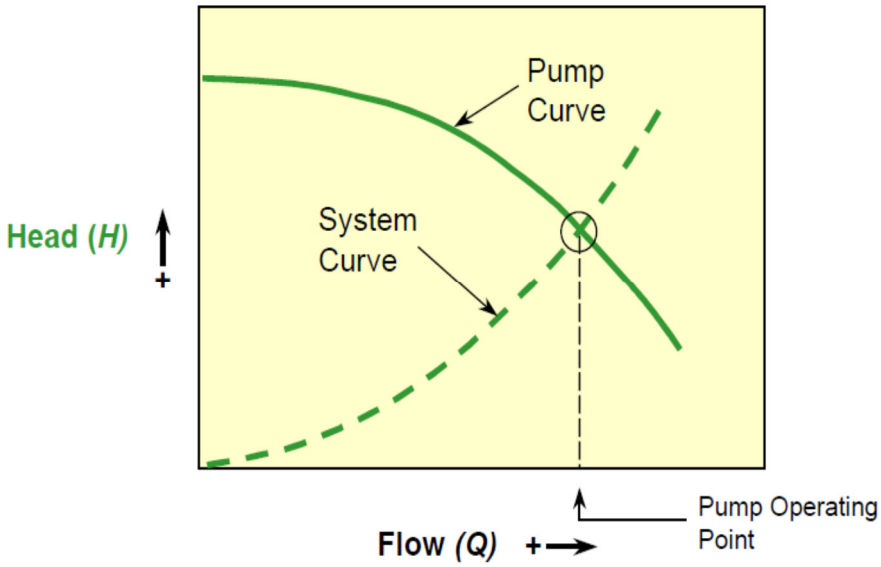


Figure. I.14. Point de fonctionnement d'une pompe [1].

I.8. Marche en série – marche en parallèle

Pour étudier le fonctionnement simultané de deux pompes sur un même circuit, en série ou en parallèle, on les remplace par une **pompe dite équivalente** dont les caractéristiques est issue des caractéristiques des 2 pompes de base [2].

I.8.1.Marche en série :

Cette disposition se rencontre notamment :

- Sur les pipelines ou les stations de pompages sont réparties.
- Sur le circuit de charge de colonne à distillée.
- Sur les installations de pompages équipées d'une pompe " booster ", servant à mettre sous pression l'aspiration de la pompe principale

L'énergie fournie par deux pompes en série est la somme de l'énergie fournie par chacune d'elle. Le débit est le même pour les deux pompes.

La caractéristique de la pompe équivalente à 2 pompes en série est la suivante :

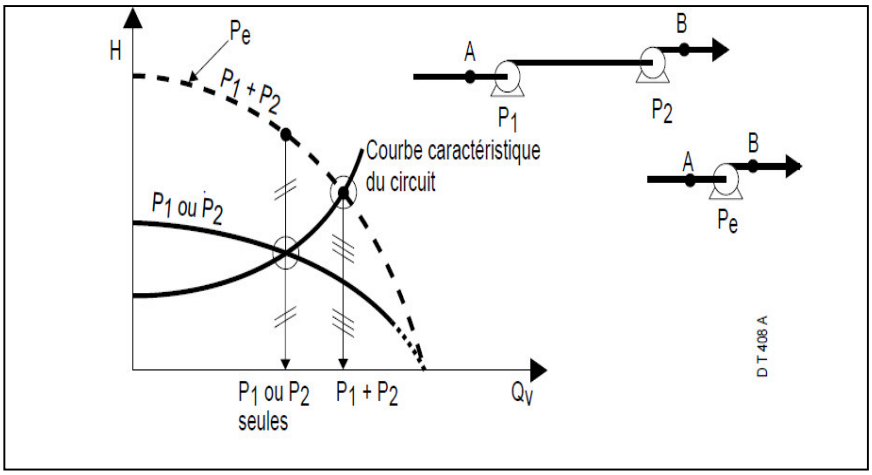


Figure. I.15. Marche en série [2].

I.8.2.Marche en parallèle

Cette disposition est très courante, car de nombreuses pompes sont doublées. Même si en principe elles ne fonctionnent pas simultanément. Dans certaines phases d'exploitation cette marche en parallèle est utilisée : inversement de pompes, besoin de débit important.

La différence de pression entre A et B est la même pour les deux pompes, le débit total est la sommes du débit de chaque pompe.

La caractéristique de la pompe équivalente à 2 pompes en parallèle est établit de la façon suivante :

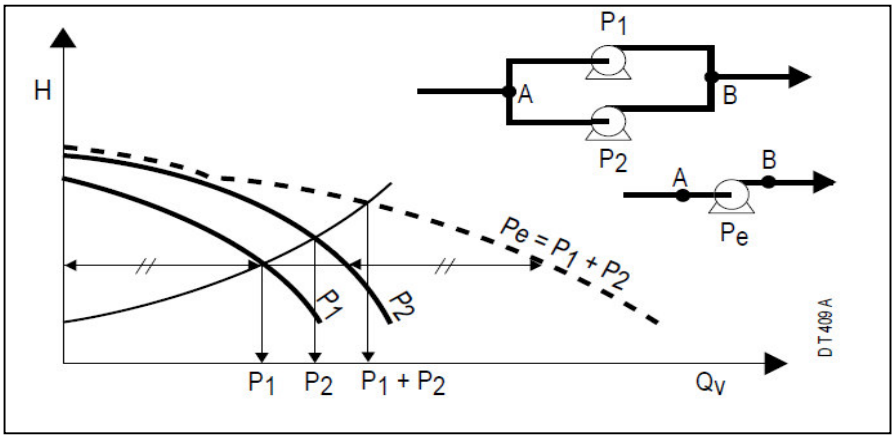


Figure. I.16. Marche en parallèle [2].

L'exploitation de 2 pompes en parallèle est assez délicate et peut conduire à des incidents notamment dus à l'absence de débit dans l'une d'elles. Cette disposition exige des pompes dont les caractéristiques sont voisines mais aussi des circuits identiques entre les points

A et B. le risque est qu'une pompe fournisse plus d'énergie que l'autre, ce qui empêche cette dernière de débiter. La règle de base pour éviter tout incident est de ne pas faire tourner les 2 pompes si une seule est suffisante.

I .9. Similitude des pompes centrifuges

I.9.1. Théorie de similitude :

La théorie de similitude permet l'expérimentation sur maquette, en utilisant des rapports de similitude définit par [11]:

- Rapport de similitude géométrique $L = \frac{l_1}{l_2}$ proportionnalité des longueurs homologues et conservation des angles.
- Rapport de similitude cinématique $T = \frac{t_1}{t_2}$ faisant intervenir un rapport de temps.
- Rapport de similitude dynamique $M = \frac{m_1}{m_2}$ faisant intervenir un rapport de masse.

I.9.2. Similitude des pompes :

L'énergie massique *(g.Hmt)* fournie par une pompe dépend en général des variables suivantes :

1. La vitesse *n.*

2. Le débit *Q.*

3. Le diamètre de la roue *D.*

4. La masse volumique ρ.

5. La viscosité μ.

6. La pesanteur *g.*

L'analyse dimensionnelle (théorème de Vschy – Buckingham) nous conduit à :

6 variables – 3 grandeurs fondamentales = 3 coefficients sans dimension de Râteau

I.9.3. Coefficient de Râteau :

Les coefficients de Râteau ont pour objectif de répondre à 2 questions :

- Comment varient les caractéristiques d'une pompe en fonction de la vitesse et du diamètre ?
- Quelles sont les caractéristiques d'une pompe géométriquement semblable à une autre pompe ?

Ces coefficients sont :

- Coefficient du débit *:* $\delta = \frac{Q_v}{nD^3}$(I.18)
- Coefficient de hauteur manométrique *:* $\mu = \frac{gHmt}{D^2n^2}$ (I.19)
- Nombre de Reynolds *:* $Re = \frac{UD^2}{\cup}$(I.20)

Dans le domaine d'utilisation usuelle des pompes, le nombre de Reynolds qui représente le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité est grand. L'expérience montre que ces variations n'ont pas d'influence sur le comportement des pompes. On le néglige donc dans la plupart des cas, cela revient à négligé l'influence de la viscosité[11].

En combinant les coefficients précédents on aura :

- Coefficient de puissance *:* $\tau = \frac{P_a}{\rho D^5 n^3} = \mu\delta$(I.21)
- Rendement$\eta = \frac{P}{P_a}$(I.22)

Les trois coefficients de Râteau sont reliés entre eux par la relation : $\tau = (\mu.\delta)/\eta$ (I.23)

I.9.4. Similitude de fonctionnement :

Si l'on considère 2 pompes à fonctionnement semblable et géométriquement semblable, il suffit que les triangles de vitesses soient semblables pour que la similitude de fonctionnement soit établie [11].

En utilisant les coefficients de Râteau, on peut déduire que :

$$\frac{Q_{v1}}{Q_{v0}} = \frac{N_1}{N_0}\left[\frac{D_1}{D_0}\right]^3$$

$$\frac{Hmt_1}{Hmt_0} = \left[\frac{N_1}{N_0}\right]^2 \left[\frac{D_1}{D_0}\right]^2 \qquad (I.24)$$

$$\frac{P_1}{P_0} = \frac{\rho_1}{\rho_0} = \left[\frac{N_1}{N_0}\right]^3 \left[\frac{D_1}{D_0}\right]^5$$

$$\frac{NPSH_{r1}}{NPSH_{r2}} = \left[\frac{n_1}{n_0}\right]^2 = \left[\frac{Q_1}{Q_0}\right]^2$$

I.9.5. Vitesse spécifique

La vitesse spécifique est une vitesse de rotation d'une pompe géométriquement semblable, calculée pour refouler un débit de 1m^3 /s à une hauteur d'un mètre (1m). À l'aide de cette vitesse, on détermine la forme des roues et on classifie les pompes centrifuges [10] :

- faible vitesse $N_s \leq$ 80 tours/minute.
- vitesse moyenne N_s = 80 à 150 tours/minute.
- grande vitesse N_s= 150 à 300 tours / minute.

La vitesse spécifique est donnée par la relation :

$$n_q = n\frac{\sqrt{Q/f_q}}{H^{3/4}} \qquad (I.25)$$

Avec :n en tr/min, Q en m^3/s et H en m

$$n_q = n\frac{\sqrt{Q/f_q}}{H^{3/4}} \qquad (I.26)$$

Avec :

n en tr/min, Q en gallon/ min et H en pied.

F_q est le nombre d'entrée de la roue, F_q=1, roue à simple entrée et F_q=2 roue à double entrée.

Notez que pour les pompes à plusieurs étages, la vitesse spécifique est calculée uniquement pour le premier étage. Pour les pompes à double aspiration, le débit Q doit être la moitié du débit total de la pompe.

La vitesse spécifique calculée en unités SI multipliées par un facteur de 51,64 est égale à la vitesse spécifique calculée en unités US.

$$n_s = 51.6\, n_q \tag{I.27}$$

La valeur de la vitesse spécifique est très importante, puisqu'elle définira la géométrie de la pompe donnée, en imposant le type de roue qu'elle fonctionne à son meilleur rendement. On peut donc classer les machines d'après leurs vitesses spécifiques comme suit :

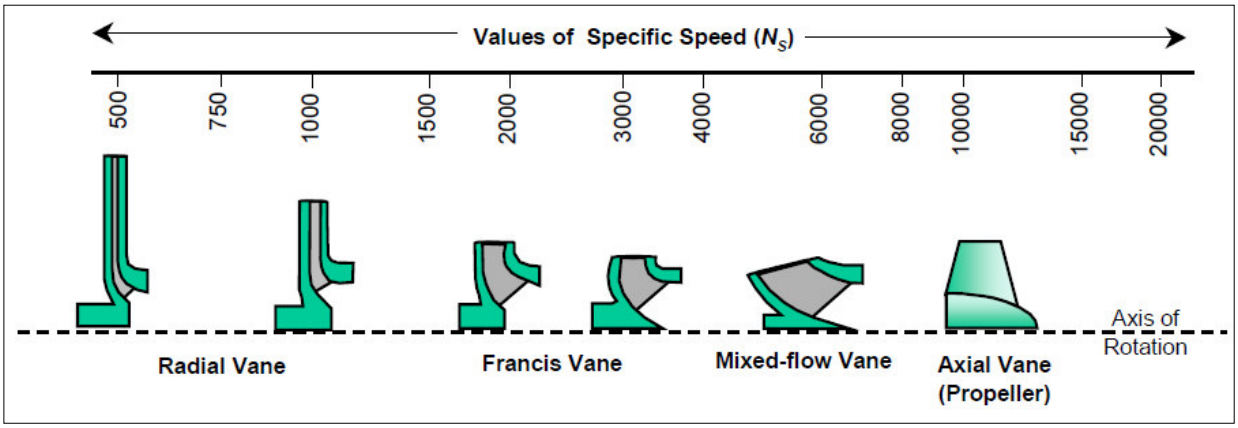


Figure : I.17. Forme de l'aubage de la roue selon la vitesse spécifique [11].

La vitesse spécifique d'aspiration, n_{ss} un indice numérique relatif à la performance d'aspiration d'une pompe, est calculé au point de rendement maximal avec l'impulseur de diamètre maximal à une vitesse de rotation donnée et il fournit une estimation de la probabilité de recirculation interne dans une pompe. Elle est exprimée mathématiquement par l'équation suivante :

$$n_{ss} = n\frac{\sqrt{Q}}{NPSH^{3/4}} \tag{I.28}$$

Où

n : est la vitesse de rotation, exprimée en tours par minute.

Q : est le débit par orifice d'aspiration de roue, exprimé en mètres cubes par seconde (US gallons par minute) égal à :

- débit total pour les roues à aspiration simple.

- la moitié du débit total pour les roues à aspiration double.

NPSH : est la hauteur énergétique nette absolue à l'aspiration requise, exprimée en mètres.

I.10. Phénomène de cavitation :

La cavitation est un phénomène physique affectant les liquides. Il s'agit d'une vaporisation locale de liquide en raison d'une basse de la pression statique [8].

Quand y a-t-il formation d' une cavité de vapeur ? [1]

Lorsque la pression en un point arbitrairement choisi (en général l'œillard de la roue) devient inferieur à la tension de vapeur de liquide.

C'est, pour une température donnée, la pression absolue en dessous de laquelle le liquide vaporise (passage liquide – vapeur).

Pourquoi la pression peut elle devenir aussi basse ?

- Augmentation de perte des charges sur l'aspiration
- Augmentation de la hauteur d'aspiration
- Aspiration dans une bâche sous vide
- Charge insuffisante
- Augmentation de la température du liquide véhiculé

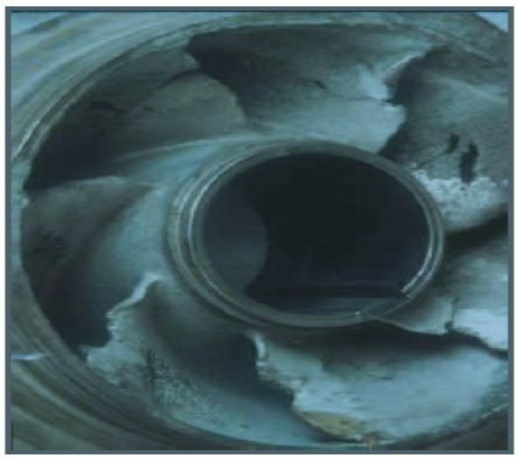


Figure I.18. Cavitation d'une roue de la pompe centrifuge [12].

I.11. NPSH, charge net absolue à l'aspiration.

NPSH est l'abréviation anglo- sacsonne (Net Positive Section Head) over vapoor pressure, ce qui se traduit en français par (charge totale net d'aspiration) au – dessus de la tension de vapeur.

D'une manière plus concrète, cela présente la pression qui existera à l'aspiration de la pompe, uniquement du fait du réseau et du liquide pompé (quelque soit la pompe utilisée)[1].

- **Définition de NPSH :**

C'est la pression totale en mètre colonne de liquide pompé déterminé à la bride d'aspiration de la pompe, moins la T_v du liquide à la température de fonctionnement.

Mathématiquement :

$$NPSH= Pa / \rho g+ u\ a^2 / 2g – T_v / \rho g \qquad (I.29)$$

(Za=0 cote d'aspiration)

On définit deux types du NPSH :

- $NPSH_r$ (requis)
- $NPSH_d$ (disponible)

Le NPSH est une caractéristique du réseau, indépendante de la pompe, et que l'utilisateur doit définir pour choisir correctement sa pompe.

I.11.1.NPSH requis :

Pour chaque pompe, il ya *NPSH* minimal au dessous duquel la cavitation apparait. C'est ce qu'on appelle *NPSH requis.*

Chaque constructeur de pompe détermine par des essais de cavitation forcée, le NPSH requis de ces pompes.

Expérimentalement comme le montre la figure suivante, le NPSH requis augmente avec le débit Q_v.

Le constructeur de la pompe fournit la courbe NPSH requis en fonction du Q_v

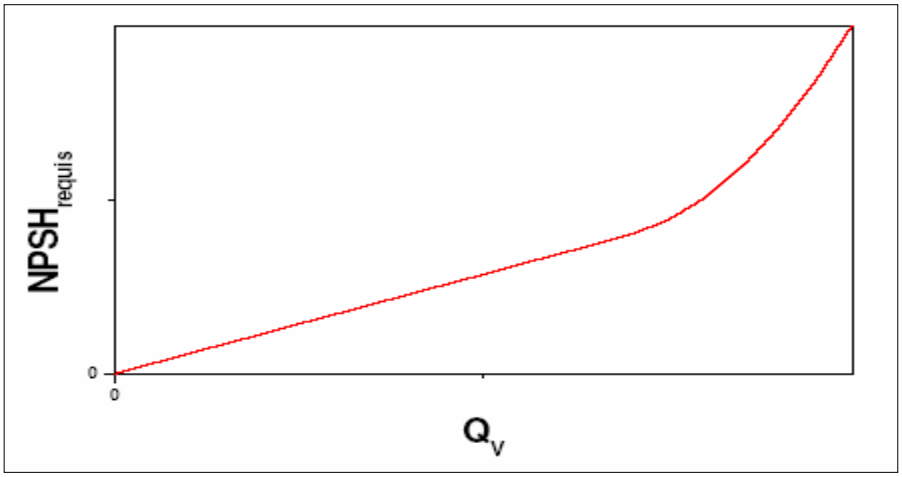


Figure .I.19. : Variation de NPSH requis avec le débit circulé par la pompe [8].

En pratique, pour qu'une pompe puisse fonctionner normalement (sans cavitation), il faut calculer le NPSH disponible et vérifier qu'il est bien supérieur au NPSH requis (qu'on aura déterminé à l'aide de la courbe fournit par le constructeur).

Une pompe fonctionne dans des conditions d'aspiration d'autant meilleures que la différence $NPSH_{disp}$ - $NPSH_{requis}$ est grande. On estime nécessaire de se réserver une marge de sécurité d'au moins 0,5 mCL et donc d'avoir :

$$NPSH_{disp} > NPSH_{requis} + 0,5 \quad \text{(I.30)}$$

I.11.2. NPSH disponible.

Pour un débit donné, le $NPSH_{disp}$ s'exprime dans les conditions d'entrée de la pompe par la différence entre la pression totale absolue et la tension de vapeur du liquide, il dépend des exigences opératoires d'exploitation telle que la nature du liquide, la pression, la température, le diamètre et la forme des conduites.

$$NPSH_{disp} = P_{asp} - P_v \quad \text{(I.31)}$$

$$P_{asp} = P_{atm} - \rho g H_{asp} - \Delta H_{asp} \quad \text{(I.32)}$$

Pour convertir du *Pa* au *mCE* :

$$NPSH_{disp} = (P_{atm} - P_v) / \rho g - (H_{asp} - \Delta H_{asp}) \quad \text{(I.33)}$$

P_{atm}, H_{asp} *et* ΔH_{asp}sont respectivement la pression, la hauteur et les pertes de charge à l'aspiration.

P_v : est la pression absolue de vaporisation du liquide.

I.12. Incidents de fonctionnement et remèdes

En cours d'exploitation, on rencontre plusieurs ennuis qui sont [3] :

I.12.1.Impossibilité d'amorcer

Causes :

- clapet de pied mal fermé.
- joint au clapet manquant ou mal fait.

Remèdes :

-clapet sur la tuyauterie d'aspiration.

- A refaire.

I.12.2.Amorçage manqué :

Causes :

-entrée d'air à l'aspiration.

- tuyauterie perforée.

-point haut sur la tuyauterie d'aspiration.

- hauteur d'aspiration trop grande.
- mauvais sens de rotation.

Remèdes :

-A resserrer ou à refaire le joint qui est mal fait.

- Déterminer la fuite par essai hydraulique.

-Avoir une tuyauterie avec une pente montante> 2%.

- Diminuer les pertes de charges.

-Faire le branchement électrique correct.

I.12.3.Caractéristiques (débit, pression insuffisants) :

Causes :

-Hauteur géométrique d'aspiration trop forte.

- pertes de charges trop grandes à l'aspiration

- pertes de charges trop grandes au refoulement

- entrée d'air

- usure de la pompe

Remèdes :

-vérifier la hauteur totale d'élévation.

-vérifier si la tuyauterie n'est pas obturée.

-contrôler la tuyauterie, l'ouverture de la vanne.

-vérifier les jeux et le réglage de la pompe.

-changer les anneaux d'usure et vérifier si la roue n'est pas boucher ou les aubes détériorées.

I.12.4.La pompe ou cale :

Causes :

-moteur pas assez puissant.

-la pompe travaille à un mauvais rendement.

-pompe grippé.

Remèdes :

-adapter le moteur à la pompe.

-travailler au point de fonctionnement normale.

-Contrôler les jeux et la poussé axiale.

I.12.5.Bruits exagérés de la pompe (vibration) :

Causes :

-cavitation.

-corps étranger dans la roue.

-vibrations d'origine mécanique.

-usure des paliers.

Remèdes :

-diminuer le débit de la pompe, la hauteur et les pertes de charge à l'aspiration.

-contrôler la pompe après démontage.

-contrôler la fixation, ainsi que l'alignement.

-contrôler l'état des paliers.

I.12.6.Le moteur chauffe :

Causes :

-Moteur trop faible.

-pompe travaillant sous de mauvaises conditions.

-frottement dans la pompe.

-mauvais alignement.

Remèdes :

-contrôle de la tension aux bornes du moteur.

-vérifier le point de fonctionnement, le poids spécifique du liquide et la vitesse.

-contrôle de la rotation de la pompe à la main ; elle ne doit pas frotter à l'intérieur entre le corps et le rotor.

-refaire l'alignement entre la pompe et le moteur.

I.12.7.Usure prématurée des pièces :

Causes :

-le matériau de ces pièces n'est pas adapté au liquide véhiculé .Il peut y avoir corrosion ou abrasion.

-mauvais alignement.

-mauvais équilibrage du rotor.

-cavitation.

-hauteur de refoulement très élevée, la vitesse de la fuite est trop grande et crée une usure anormale aux bagues d'étanchéité.

Remèdes :

-revoir les conditions de travail de la pompe et éventuellement en accord avec le constructeur, modifier les qualités des matériaux.

-si l'alignement est mauvais, on le revoit en laissant les tuyauteries brancher

-vérifier l'équilibre du rotor.

-reprendre le problème d'aspiration.

-revoir le point de fonctionnement de la pompe.

-contrôler soigneusement l'amorçage et le démarrage de la pompe.

I.12.8.échauffement des paliers :

Causes :

-rodage des coussinets

-mauvais alignement

-mauvais équilibrage

-vibrations

Remèdes :

-laisser tourner la pompe en surveillant la température des paliers et changer l'huile après le rodage pour éliminer les parties métalliques.

-vérifier l'alignement.

-vérifier l'équilibrage du rotor.

-réviser la pompe.

I.12.9.échauffement de la pompe :

Causes:

-débit trop faible

Remèdes :

-contrôler l'ouverture de la vanne de refoulement.

I.13.Conclusion.

Dans ce chapitre, nous avons vu les différents types de pompes et nous avons axé notre étude sur les pompes centrifuges, leur fonctionnement et leur domaine d'application, ainsi que ses composants constitutifs et leurs rôles.

Nous avons par ailleurs expliqué la théorie des pompes centrifuges, la similitude, le couplage des pompes et les différentes courbes de performance, nous avons introduit les incidents de fonctionnement des pompes et proposer des remèdes pour ces derniers.

Dans le chapitre suivant nous allons détailler notre pompe centrifuge nuovo pignone type 10 × *18*et présenter les problèmes rencontrés lors de son fonctionnement.

Chapitre II

Description de la turbopompe Nuovo Pignone type 10× 18 et le désalignement

II.1.INTRODUCTION:

"SONATRACH", Société National du Transport et Commercialisation des Hydrocarbures, et comme son nom l'indique le transport est l'une de ses activités principales, parmi les régions de cette activité figure la RTC ; Région Transport Centre Bejaia, qui dispose de 02 systèmes de transport par canalisation qui sont l'oléoduc OB1/DOG1 et le gazoduc GG1.

Notre étude s'intéresse à l'OB1 qui achemine le pétrole depuis H-E-H vers TMB et TMA pour l'exportation qui occupe une place prédominante dans l'économie algérienne.

L'OB1 est doté de stations de pompages, parmi ses stations figure SP1 bis Djemââ dont la mission est de transporter le pétrole brut en augmentant son débit de 1800 m^3/h à 2200 m^3/h grâce aux deux turbopompes Nuovo Pignone de type 10×18 identiques est en parallèle.

II.2. la turbopompe Nuovo Pignone type 10× 18 :

II.2.1.Description de la turbopompe

La pompe centrifuge Nuovo Pignone de type 10×18 est une pompe horizontale à deux étages (2 impulseurs), de poids 12000 Kg, d'une vitesse nominale de 4000 tr/min et d'un débit nominal de 2200 m^3/h. cette pompe équipe la station de pompage Djamaa (SP1 BIS) dont la mission est de transporter le pétrole brut à la station prochaine (SP2 de Biskra).

Cette pompe est entrainée par une turbine à gaz de type GE (Générale électrique) 10/2 nuovo pignone d'une puissance nominale de 10 MW [3].

II.2.2. Principe de fonctionnement de la pompe :

Le fluide (pétrole brut ou condensat) arrivant par l'ouïe est dirigé vers l'impulseur en rotation qui sous l'effet de la force centrifuge lui communique de l'énergie cinétique.

Dans ce type de pompe nous avons deux impulseurs, l'un derrière l'autre, installés sur le même arbre, le premier aspire le fluide, dans notre cas avec une pression de 6 bar, le deuxième impulseur aspire le fluide refoulé par le premier avec une pression nettement supérieure à celle d'aspiration du premier, c'est-à-dire qu'on a deux pompes en série.

Cette pompe développe une différence de pression entre l'aspiration et le refoulement

ΔP=78.6 bar avec un débit nominal de 2200 m3/h.

II.3. Les composants de la pompe :

II.3.1.Corps de la pompe :

Le corps de notre pompe est composé de deux demi- corps (corps supérieur et inferieur), les deux demi- corps sont assemblés horizontalement par des goujons (boulons d'assemblage). Le corps est conçu avec des sections épaisses qui supportent de hautes pressions.

a) Demi-corps supérieur

Le demi-corps supérieur comporte :

- La tuyauterie d'arrosage des deux garnitures mécanique, cette dernière est branchée à un picage au niveau du refoulement du premier étage.

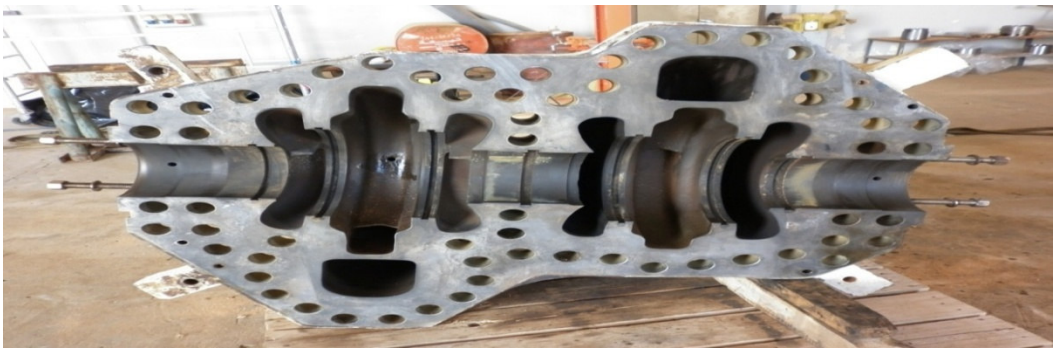


Figure. II.1. Demi-corps supérieur de la pompe Nuovo Pignone type 10 ×18.

b) Demi- corps inferieur

Le demi-corps inferieur comporte :

- Les tubulures d'aspiration et de refoulement avec bossage taraudé pour prise de pression. pour le raccordement aux tuyauteries extérieures, les tubulures d'aspiration et de refoulement sont terminées par des brides.
- Une purge pour la vidange de la pompe.
- Une tuyauterie d'équilibrage

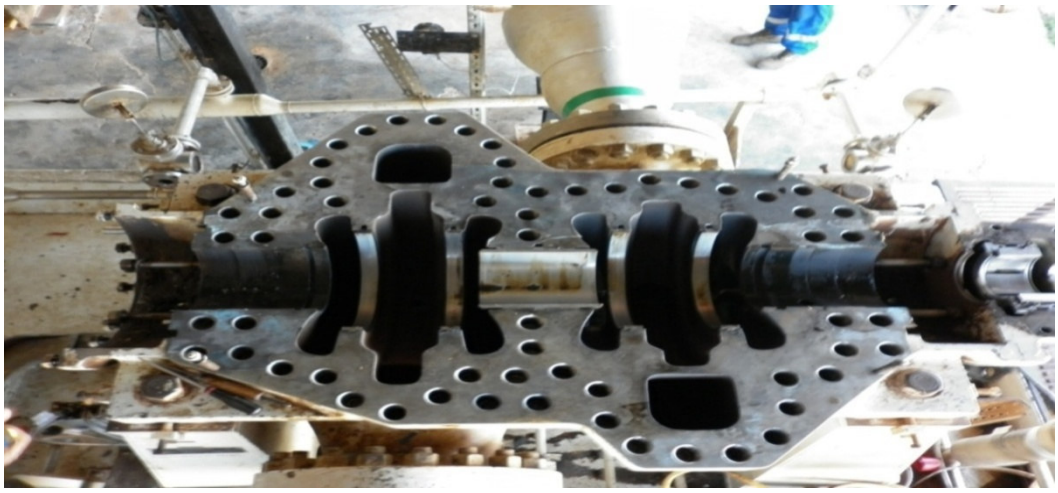


Figure. II.2. Demi- corps inferieur de la pompe Nuovo Pignone type 10×18

II.3.2.Mobile de la pompe (rotor) :

a) Arbre

L'arbre est fait du meilleur acier traité usiné et fondu aux dimensions requises. Il repose sur trois paliers, deux paliers à patins dans les extrémités et un palier intermédiaire (coussinet lisse) entre les deux roues. Il a 2.5405 m de longueur.

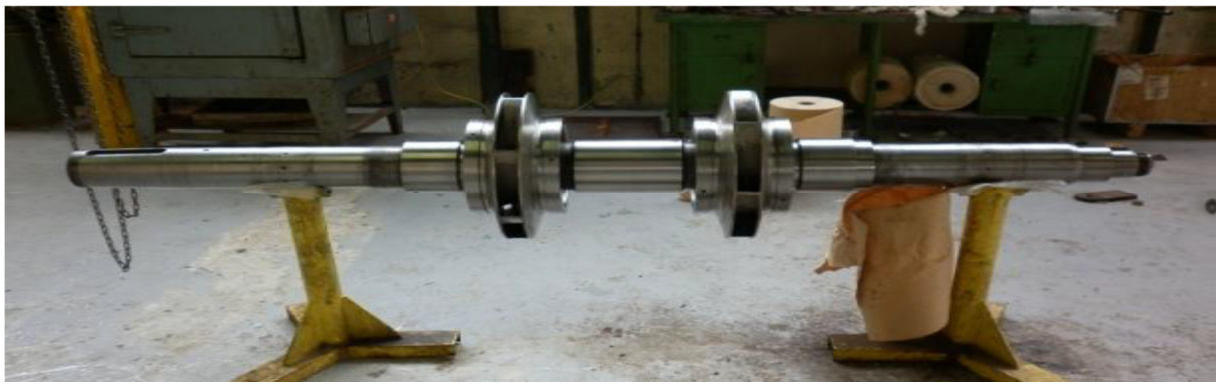


Figure. II.3. Arbre de la pompe avec les roues (rotor)

b) Roues

La pompe est équipée de deux (2) roues à double aspiration et de diamètre de 18 pouces (457.2mm). Chaque roue est adaptée à l'arbre et assemblée avec un ajustage serré par retrait. Elles sont tenues en place par les forces hydrauliques produites dans le corps de la pompe.

Figure.II.4. Impulseur de la pompe Nuovo Pignone type 10× 18.

c) Paliers

Cette pompe est équipée d'un palier à patin à coté de l'accouplement, un autre dans le coté opposée, un coussinet central entre les deux impulseurs et le palier de butée à roulement pour supporter la poussée axiale.

Figure.II.5. Palier et palier de butée (coté opposé de l'accouplement).

d) Garniture mécanique :

Dans une pompe centrifuge, le liquide pompé se trouve dans le corps de la pompe à une pression supérieur à la pression atmosphérique et risque donc de fuir le long de l'arbre vers l'atmosphère ou les corps des paliers.

Il est nécessaire de réduire cette fuite à une valeur nulle ou quasi nulle pour les raisons évidentes de sécurité et d'environnement.

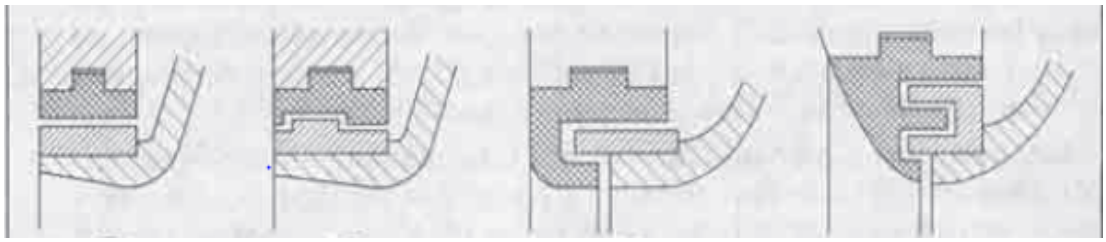
Cette fonction (l'étanchéité) est assurée dans notre pompe par deux garnitures mécaniques, une placée à coté de l'accouplement et l'autre du coté de la butée.

Figure.II.6. Garniture mécanique de la pompe Nuovo Pignone type 10 × 18.

II.4. Etanchéité interne.

Dans les pompes centrifuges, les débits de fuites internes sont limités par des joints d'étanchéités sans frottement. Ces joints sont formés par une ou plusieurs sections de passage rétrécies mise en série et séparés par des chicanes. La figure. II.7. donne quelques formes de joints couramment utilisé [12].

Le joint est radial afin de toléré certain déplacement axial de la roue.



(a) **(b)** **(c)** **(d)**

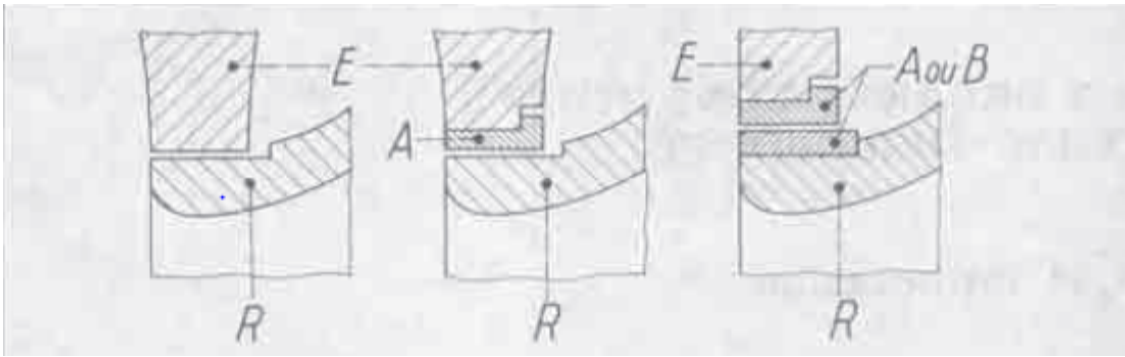
(a) Joint lisse **(b)** et **(c)** joint à chicane **(d)** joint zig-zag

Figure. II.7. Type de joints d'étanchéité [12].

La figure II.8.Détaille diverses conceptions possibles pour un joint lisse, les surfaces du joint pouvant faire partie du rotor ou, au contraire, être constituées par des bagues rapporté en bronze, en acier ou nickel ou encore en monel.

Le jeu des joints d'étanchéité c'est -à- dire la distance entre les surfaces, dépend des diamètres des joints.

Pour des diamètres variant de 0.05 à 2 m, le jeu varie de 0.3 à 0.75 mm.



A : anneau E : enveloppe

B : bagues R : rotor

Figure. II.8. Type de joints d'étanchéité lisses [12].

II.5. Système de lubrification dans la pompe.

Le système de graissage (lubrification) de la pompe centrifuge nuovo pignone est un système en circuit fermé à alimentation forcé. L'huile de graissage est dirigée vers les deux paliers principaux de la pompe [13].

II.5.1. Lubrification des paliers :

La lubrification des paliers de la pompe Nuovo Pignone est assurée par le système de lubrification de la turbine qui est un système en circuit fermé à alimentation forcée. L'huile de graissage de type (TORBA 32) arrive aux paliers grâce aux directrices d'arrêt patin et à la cavité annulaire de la bague externe, à une pression nominale de 1.2 bar, l'huile passe à travers la section annulaire, qui est formée par le jeu existant entre l'arbre et les plaques d'extrémité. Ce jeu, qui constitue l'orifice du système, règle le débit de l'huile qui circule dans les paliers.

II.5.2. Lubrification de la garniture mécanique :

L'arrosage des garnitures mécaniques est assuré par une tuyauterie qui relie ces dernières à un piquage pris sur le refoulement du premier impulseur. Une autre tuyauterie relie la garniture à la bride d'aspiration qui assure la récupération du liquide d'arrosage.

II.6. L'accouplement :

Les accouplements sont destiné à assurer la liaison en rotation entre deux arbres placés bout à bout avec transmission intégrale de la puissance.

On distingue plusieurs types d'accouplements :

- Les accouplements rigides
- Les accouplements flexible et élastique
- Les accouplements à cardon

Dans notre cas la pompe Nuovo Pignone de type 10× 18 est accouplée avec le moteur d'entraînement (turbine) avec un accouplement élastique.

Figure.II.9. Accouplement (élastique) entre la turbine et la pompe.

II.7. la Turbine à gaz type GE 10

II.7.1. Description du fonctionnement

La turbine à gaz est une machine endothermique, c'est-à-dire qu'elle produit elle-même le fluide qui fournit la puissance utilisée pour entraîner la machine utilisatrice.

L'air aspiré passe à travers des 11 étages rotoriques du compresseur axial où il est comprimé et dirigé vers la chambre de combustion. C'est ici qu'en se mélangeant au combustible dans les proportions voulues, l'air se transforme en fluide moteur qui se détend à travers les quatre étages de la turbine, transformant ainsi son énergie thermique en travail mécanique. Après s'être détendus, les gaz sont dirigés dans la caisse d'échappement, et en fonction du type d'installation, il est possible ou impossible de récupérer leur énergie thermique résiduelle au moyen des chaudières de récupération de la chaleur (production de vapeur) ou des cycles de régénération. La compression de l'air s'effectue dans les deux premiers étages de la turbine et dans le compresseur axial qui ensemble constituent, pour les machines bi-arbre, le module rotorique de Haute Pression, qui est séparé mécaniquement du module rotorique de Basse Pression ou l'arbre de puissance [14].

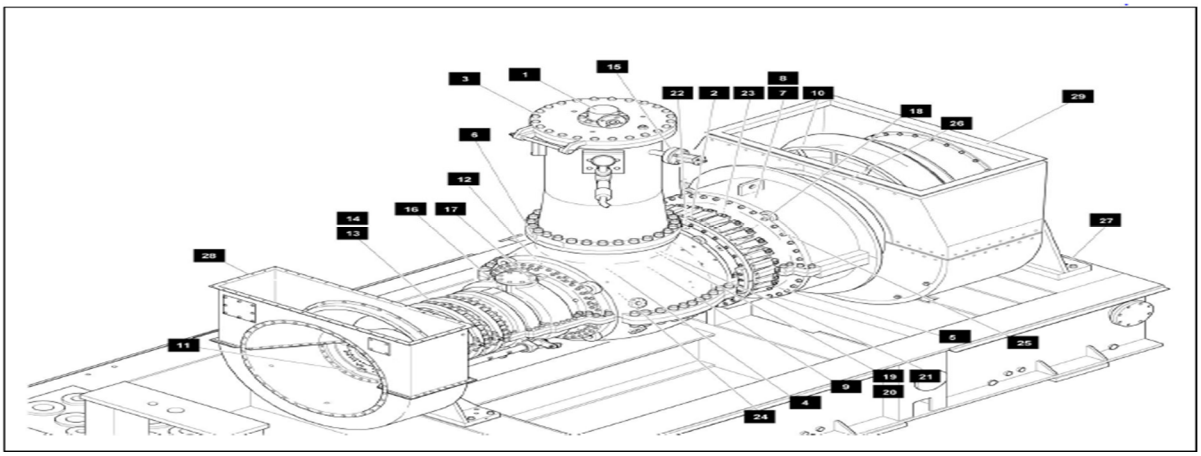


Figure. II.10. Composants principaux de la turbine GE 10/2 [3].

II.7.2. Les caractéristiques de la turbine GE 10/2 :

- Modèle.....GE10/2
- Puissance fournie au régime normal (ISO cond).....11.982 KW
- **COMPRESSEUR AXIAL**

  -nombre d'étages.....11

  -vitesse de rotation.....11220 tr/min
- **SECTION TURBINE**

  -nombre d'étages.....4

  -vitesse rotor .....8295 tr/min

  -température admission air.....min. -5 °c –max. 45 °c

  -combustible.....GAZ

- Système de lancement.....Turbine de lancement
- Système de commande .....MKVI
- Rotation arbre est dans le sens contraire desaiguilles d'une montre, regardant la turbine de l'aspiration vers l'échappement.

II.7.3. Compresseur axial de la turbine.

L'ensemble des aubages statoriques et rotoriques et des caisses d'admission et d'échappement du compresseur constituent le compresseur axial de la turbine (voir figure. II.10). Les aubes statoriques, installées dans la caisse d'admission de l'air et dans la caisse de décharge du compresseur, comprennent douze étages au total. Les trois premiers étages se composent d'aubes variables. Les aubages rotoriques composés de onze étages [14].

La compression de l'air se produit à travers une série d'ouvertures dans des chambres annulaires dont les sections, déterminées par les dimensions des aubages rotoriques et statoriques, décroissent au fur et à mesure qu'augmente le numéro progressif des étages.

Les performances sont caractérisées par un rapport élevé de compression et par un rendement quasiment constant avec un air compris entre 70 et 100%.

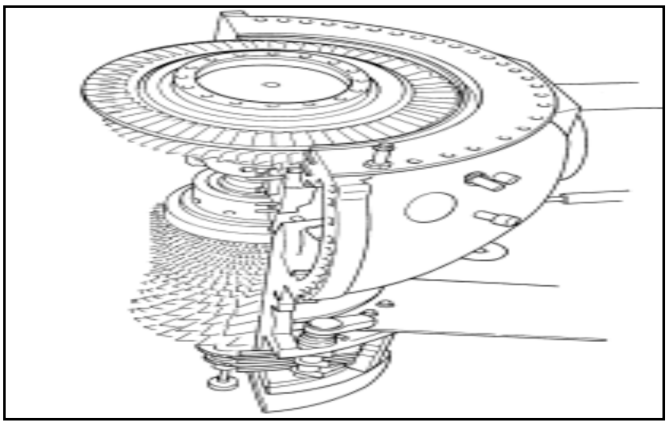


Figure. II.11. Compresseur axial [3].

II.8. Défaut de désalignement.

II.8.1. Définition :

Prés de 40% des problèmes sur les machines tournantes viennent du mauvais alignement. Les arbres désalignés peuvent provoquer la rupture de roulements, la rupture d'arbre, la rupture du joint, le bruit d'accouplement, la surchauffe et les vibrations…

L'alignement d'arbres est l'opération par laquelle deux machines ou plus (par exemple un moteur et une pompe) sont positionnés de tel sorte qu'au niveau du point de transfert des forces d'un arbre à un autre, les axes de rotation des deux arbres soient colinéaires quand la machine fonctionne dans les conditions normales [15].

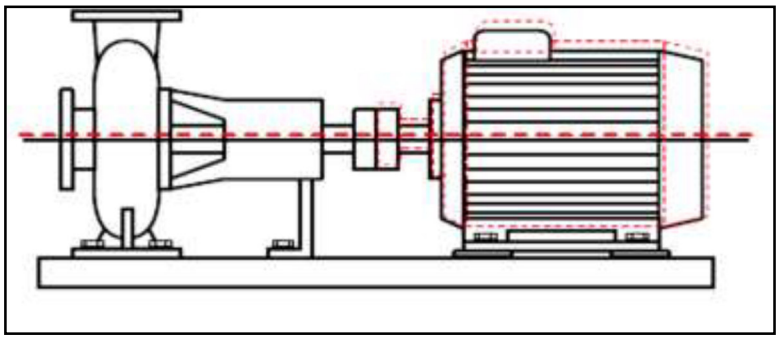


Figure. II.12. Motopompe à arbre aligné [15].

II.8.2. Condition de fonctionnement normal.

L'état d'alignement peut changer quand la machine fonctionne. Ceci peut être dû à un certain nombre de raisons dont la croissance thermique, les contraintes de la tuyauterie, le couple de la machine, le mouvement de la fondation et le jeu des paliers.

Comme l'alignement des arbres est généralement mesuré lorsque les machines sont froides, l'état d'alignement tel que mesuré n'est pas nécessairement l'état d'alignement nominal des machines. L'état d'alignement devrait être mesuré en tournant les arbres dans le sens de rotation normal[15].

Un défaut d'alignement peut affecter :

- **Deux rotors d'une machine :** les axes des arbres des deux rotors présentent un désalignement angulaire au niveau d'accouplement ou possèdent un défaut de concentricité (arbres parallèles) [16].

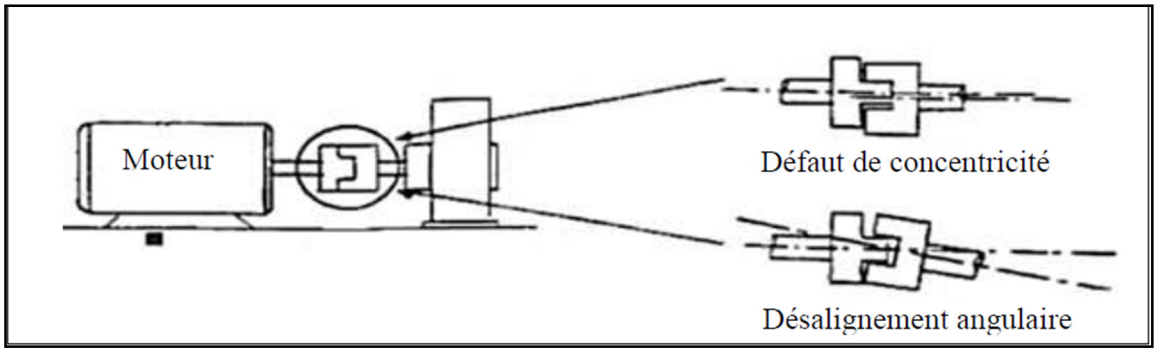


Figure. II.13. Alignement, défaut de concentricité et défaut angulaire [14].

- **Deux paliers de même arbre d'une machine :** les axes des deux paliers d'un même corps de machine ne sont pas concentriques. Cette anomalie peut être conséquence d'un défaut du montage du palier, mais également d'un mauvais calage des pattes de fixation ou d'une déformation du châssis (par exemple sous l'effet des contraintes thermiques) qui se traduit par la flexion de l'arbre du rotor [16].

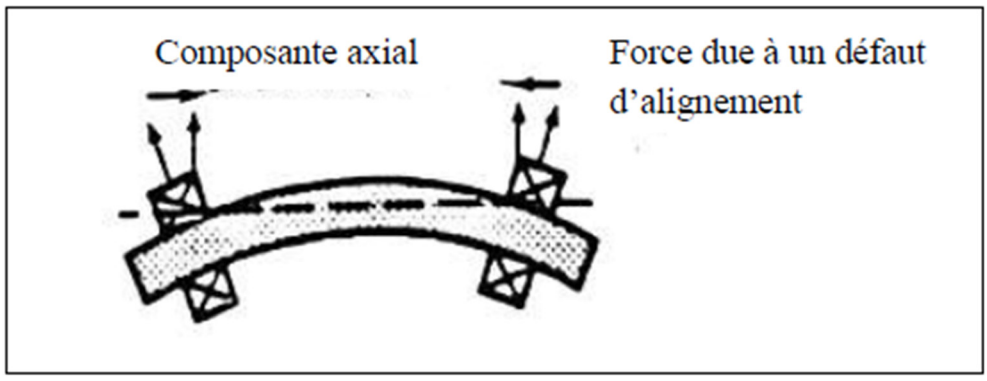


Figure. II.14. Flexion d'un arbre due à un défaut d'alignement ou de concentricité des paliers [16].

II.8. 3. Conséquences d'un mauvais alignement:

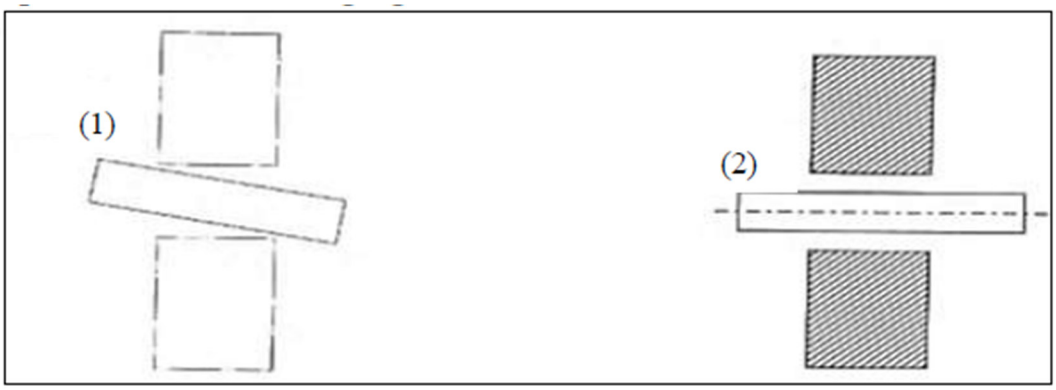


Figure.II.15. (1) arbre non aligné, (2) arbre aligné [16].

Il entraine :

- Des échauffements des paliers (roulements ou lisse) due à l'annulation des jeux de fonctionnement.
- La défaillance prématurée des roulements.
- La dégradation ou la détérioration des systèmes d'étanchéités (joints, garniture mécanique).
- La destruction plus ou moins rapide, des organes de moteur et récepteur.
- La défaillance des accouplements et des boulons de fixation [16].

II.8.4.Les avantages cumulés d'un alignement des arbres réalisé avec précision :

Les avantages résultant de l'adoption d'une bonne pratique d'alignement des arbres commencent par l'amélioration de la durée de vie de la machine garantissant ainsi la disponibilité de l'installation quand la production la sollicite. Des machines alignée correctement vont donner les résultats suivants [17] :

- Améliorer la durée de vie et la fiabilité de l'installation.
- Réduire les couts des pièces de rechange telles que les joints et les paliers.
- Réduire les frais de main d'œuvre lies a la maintenance.
- Améliorer la disponibilité de l'installation.
- Réduire le besoin d'une installation de secours.
- Améliorer la sécurité d'exploitation de l'installation.

II.8.5. Méthodes et pratiques d'alignement :

Il existe un certain nombre de méthodes différentes permettant d'obtenir un alignement acceptable des machines tournantes. Elles vont de la règle peu coûteuse aux systèmes laser plus sophistiqués et inévitablement plus onéreux. Nous pouvons résumer ces méthodes en trois catégories de base [17] :

- A vue – règle et jauges d'épaisseurs.
- Comparateurs – jauges de déplacement mécaniques.
- Systèmes d'alignement optiques laser.

II.8.5.1. La règle :

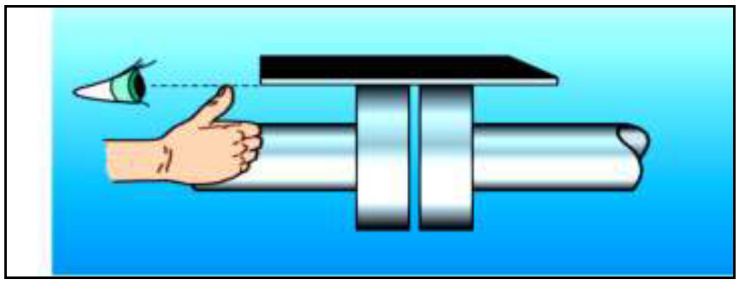


Figure. II.16. Alignement- à vue [17].

Cette méthode d'alignement des arbres était une pratique répandue dans de nombreuses usines, sous réserve de l'utilisation d'un accouplement flexible, il était considéré comme suffisant d'évaluer l'alignement a l'œil nu et de boulonner la machine. Le système est certainement peu couteux et l'équipement est toujours disponible. Les valeurs correctives pour les pieds de la machine étaient généralement estimées en fonction de l'expérience de l'ingénieur ou du technicien chargé de l'alignement. Le plus souvent, les corrections au niveau des pieds de la machine nécessitaient d'être répétées en procédant par tâtonnement avant que l'état d'alignement « a vue » ne soit réalisé. Même dans ce cas, il n'y avait aucune certitude que l'alignement effectué était correct. Comme la résolution de l'œil humain est limitée à 0.1 mm, la précision de l'alignement est limitée en conséquence. En outre, sans avoir procédé à des contrôles approfondis quand à la précision d'installation de l'accouplement sur l'arbre, aucune corrélation directe ne peut être faite entre l'alignement effectué et l'alignement réel des arbres d la machine.

II.8.5.2.Alignement aux comparateurs :

L'utilisation de comparateurs pour la plus grande majorité des taches d'alignement d'arbres dotés d'accouplement flexible représente un pas en avant significatif dans les méthodes d'alignement. Il existe un grand nombre de configuration de cadran susceptibles d'être utilisées pour procèdes a l'alignement des machine, cette section va en examiner certaines, toutefois il existe aussi un certain nombre de facteurs que l'ingénieur ou le technicien doit prendre en considération avant de s'embarquer dans une tache d'alignement par comparateur [17].

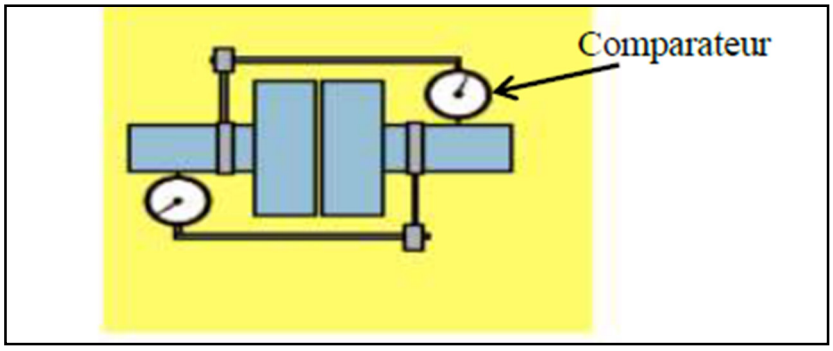


Figure. II.17. Alignement à l'aide de comparateur [17].

II.8.5.3.Alignement d'arbre au laser :

La méthode d'alignement d'arbres au laser procure une grande précision d'alignement, avec tous les avantages qu'il comporte est facilement réalisable. Pour l'essentiel, il existe deux types de systèmes laser. Le premier utilise un seul faisceau projeté soit sur un détecteur soit sur un réflecteur renvoyant le faisceau vers l'émetteur laser. Le second utilise deux lasers équipés de détecteurs intégrés.

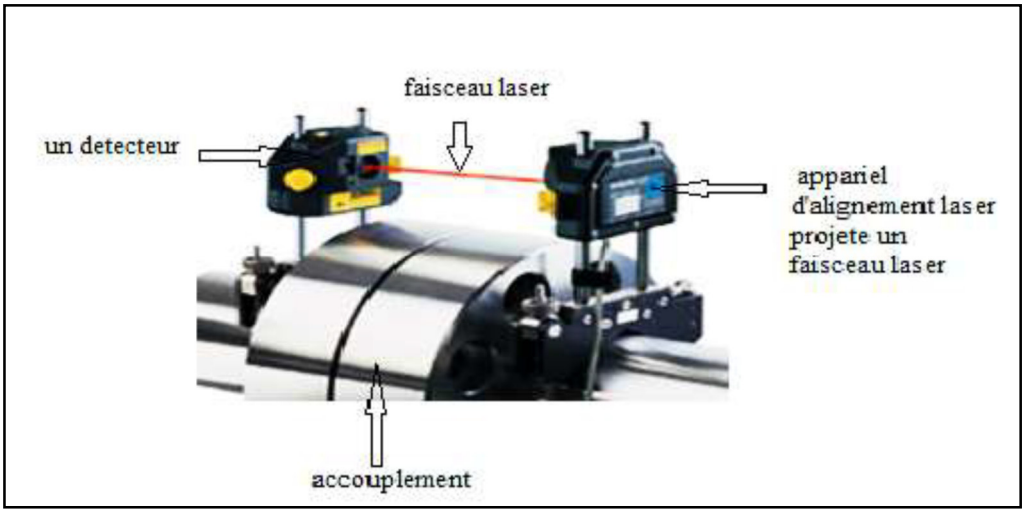


Figure. II.18. Alignement à l'aide de laser [17].

Les avantages offerts par les systèmes laser sont [17] :

- Alignement de précision, aucune fixation mécanique – aucun affaissement de support.
- Inutile de démonter l'accouplement pour procédé à un alignement.
- Affichage dynamique en direct des corrections verticales et horizontales lors des corrections d'alignement.

II.9.Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons fait une description générale de la pompe nuovo pignone et de ces différents composants, son système d'étanchéité ainsi que son système de lubrification. Nous avons parlé aussi sur le moteur d'entrainement (turbine) de cette pompe, son principe de fonctionnement et ces caractéristiques. Par la suite nous avons parlé sur le problème d'alignement, les conséquences d'un mauvais alignement, les avantages cumulés d'un alignement des arbres réalisé avec précision et finalement sur les méthodes et pratiques d'alignement.

Chapitre III

Calcul de vérification

III.1.Introduction :

le blocage successif de la pompe Nuovo Pignone type 10×18 de la sp1-bis a poussé le département de maintenance de la RTCde faire une révision générale de cette pompe afin de pouvoir détecter les causes principales de ce grippage qui pose des problèmes énormes dans le transport du pétrole vers la station prochaine qui est à Biskra.

Après l'intervention du groupe destechniciens etleur rapport, nous avons remarqué qu'après le démontage du coussinet central et du grain de fond (CA) une présence des traces d'usure sur le coussinet et chemise coussinet, ainsi que sur la chemise d'étranglement du grain de fond (CA).

Après l'analyse du rapport de révision, nous avons pensé d'augmenter les jeux de fonctionnement au niveau du coussinet central et des deux grains de fonds en respectant la norme que le constructeur a utilisé (API 610), et voir l'influence de cette augmentation sur les performances de la pompe.

Le constructeur de la pompe (NPGE) conseille comme valeur maximale normale 1.5 fois celles minimales (0.48 mm). Dans ce cas 0.72 mm.

C'est-à-dire : $0.48 \times 1.5 = 0.72$ mm. (III.1)

III.2.Fiche de jeu de la pompe Nuovo Pignone :

L'augmentation des jeux de fonctionnements on les représente dans la fiche de jeux suivante :

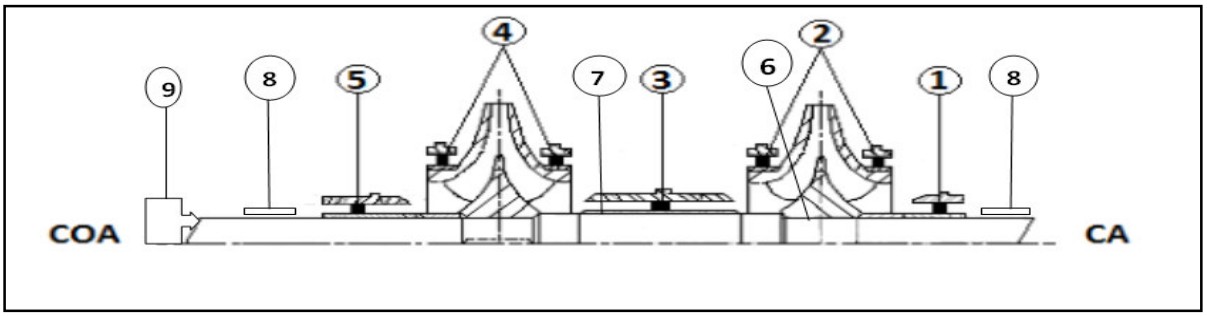


Figure.III.1. Schéma représente les composantes du rotor [3].

D'apprêt le rapport de révision que nous avons consulté au sein de la RTC, les jeux fonctionnels entre le rotor et le stator sont présentés dans le tableau suivant :

Repère	**Désignation**	**Cotes NP avec la pompe bloque (grippage)**		**Cotes NP après l'augmentation des jeux fonctionnels**	
		CA	**COA**	**CA**	**COA**
1	Diamètre chemise d'arbre	**177.78**	**/**	**177.78**	**/**
	Alésage grain de fond	**178.26**	**/**	**179.03**	**/**
	Jeu	**0.48**		**1.25**	
1ier étage 2	Diamètre bague d'usure roue	**319.30**	**319.30**	**319.30**	**319.30**
	Alésage bague d'usure corps	**319.70**	**319.70**	**319.70**	**319.70**
	Jeu	**0.48**	**0.48**	**0.48**	**0.48**
3	Diamètre chemise d'arbre	**177.35**	**/**	**177.35**	**/**
	Alésage coussinet palier central	**177.83**	**/**	**178.00**	**/**
	Jeu	**0.48**	**/**	**0.65**	**/**
2émé étage 4	Diamètre bague d'usure roue	**319.30**	**319.30**	**319.30**	**319.30**
	Alésage bague d'usure corps	**319.70**	**319.70**	**319.70**	**319.70**
	Jeu	**0.48**	**0.48**	**0.48**	**0.48**
5	Diamètre chemise d'arbre	**/**	**177.60**	**/**	**177.60**
	Alésage grain de fond	**/**	**178.08**	**/**	**178.25**
	Jeu	**/**	**0.48**	**/**	**0.65**

6	Diamètre d'arbre	**146.16**	**/**	**146.16**	**/**
	Alésage roue	**146.07**	**/**	**146.07**	**/**
	Serrage	**0.08**	**/**	**0.08**	**/**
7	Diamètre d'arbre	**158.62**	**/**	**158.62**	**/**
	Alésage chemise palier central	**158.57**	**/**	**158.57**	**/**
	Serrage	**0.05**	**/**	**0.05**	**/**
8	Diamètre arbre palier	**139.70**	**/**	**139.70**	**/**
	Alésage coussinet palier	**139.89**	**/**	**139.89**	**/**
	Jeu	**0.19**	**/**	**0.19**	**/**
9	Jeu de butée	**0.07/0.2**	**/**	**/**	**/**
	Saut d'arbre	**0.03**			

Tableau .III.1. Représente la fiche de jeux de la pompe nuovo pignone type 10×18.

III.3.Calcul de vérification hydraulique:

Calculs vérificatifs hydrauliques de la pompe avec les jeux fonctionnels ou la pompe Nuovo Pignone bloqué au niveau du coussinet central et le grain de fond (COA).

Les données d'exploitation actuelles sont :

-Vitesse de rotation …….3000 tr/min
-pression d'aspiration…….12 bar
-Pression de refoulement……...60 bar
-Débit d'aspiration……0.5 m^3/s
-Débit de refoulement……0.5 m^3/s
-Diamètre d'aspiration …….304.8 mm
-Diamètre de refoulement……..254 mm

III.3.1.Calcul de la hauteur manométrique :

L'équation de BERNOULI s'écrit entre l'aspiration et le refoulement de la pompe par :

$$H=\left[\frac{(P_r-P_a)}{\rho g}\right]+\left[\frac{{V_r}^2-{V_a}^2}{2g}\right]+(Z_r-Z_a)+\sum h \qquad \text{(III.2)}$$

$\sum h$: La somme des pertes de charges entre les conduits d'aspiration et de refoulement.

$(Z_r - Z_a)$: hauteur géométrique.

$\frac{{V_r}^2-{V_a}^2}{2g}$: Hauteur cinématique.

Si on néglige les deux termes $(Z_r - Z_a)$ et $\sum h$, l'équation précédente s'écrira:

$$H=\left[\frac{(P_r-P_a)}{\rho g}\right]+\left[\frac{{V_r}^2-{V_a}^2}{2g}\right]$$

$$V=\frac{Q}{S}=\frac{4Q}{\pi D^2}$$

AN:

$V_a = 6.85\ m/s$

$V_r = 9.87\ m/s$

D'où: $$H=\left[\frac{(60\times10^5-12\times10^5)}{800\times9.81}\right]+\left[\frac{(9.87^2+6.85^2)}{2\times9.81}\right]$$

$$H=618.97\ m$$

III.3.2.Calcul de la vitesse spécifique

Comme notre pompe est une pompe à double aspiration donc : f_q=2

$$n_q = n\frac{\sqrt{Q/f_q}}{H^{3/4}} = 3000\,\frac{\sqrt{0.5/2}}{618.97^{3/4}}$$

$$n_q = 12.08\ tr/min$$

$$n_s = 51.6\,n_q = 51.6 \times 12.08$$

$$n_s = 623.7 tr/min$$

III.3.3.Calcul du rendement global de la pompe

III.3.3.1.rendement volumétrique :

On peut le définir comme étant le rapport entre le débit effectif et le débit de la roue.

$$\eta v = \frac{Qv}{Qv+Qvf} \qquad \text{(III.3)}$$

Qvf: Est le débit de fuite dans les jeux fonctionnels [5] :

$$Q_{vf} = \frac{\frac{J}{2}.\pi.D.(2.g.H)^{1/2}}{(\frac{L}{50.J}+1)^{1/2}} \qquad \text{(III.4)}$$

J : est le jeu entre les bagues d'usure, coussinet central et les deux grains de fond (m).

D : le diamètre actif des bagues d'usure, coussinet central et les deux grains de fond (m).

L : largeurs des bagues, coussinet et les grains de fonds (m).

H : la hauteur manométrique.

Nous avons :

-Diamètre actif du coussinet central : 177. 35mm.

-Diamètre actif du grain de fond (CA) : 177 .78mm.

-Diamètre actif du grain de fond (COA) : 177.60mm.

-Diamètres actifsdes bagues d'usure : 319.30 mm.

-Largeur du coussinet central : 235 mm.

-Largeur du grain de fond (CA) : 125 mm.

-Largeur du grain de fond (COA) : 160 mm.

-Largeur de la bague d'usure : 35 mm.

-Diamètre de la roue : 457.2 mm.

Calcul du débit de fuite dans notre pompe :

- Débit de fuite au niveau du coussinet central :

$$Q_{vf} = \frac{\frac{0.48\times10^{-3}\times3.14\times177.35\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{(\frac{235\times10^{-3}}{50\times0.48\times10^{-3}}+1)^{1/2}}$$

$Qvf = /s = 4.483\times 10^{-3} m^3/s$

- Débit de fuite dans les bagues d'usure :

$$Q_{vf} = 4\times\left\{\frac{\frac{0.48\times10^{-3}\times3.14\times319.30\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{(\frac{35\times10^{-3}}{50\times0.48\times10^{-3}}+1)^{1/2}}\right\}$$

$Q_{vf} = 67.648 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}.$

- Débit de fuite dans le grain de fond (CA) :

$$Q_{vf} = \frac{\frac{0.48\times10^{-3}\times3.14\times177.78\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{(\frac{125\times10^{-3}}{50\times0.48\times10^{-3}}+1)^{1/2}}$$

$Q_{vf} = 5.925 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$

- Débit de fuite dans le grain de fond (COA) :

$$Q_{vf} = \frac{\frac{0.48\times10^{-3}\times3.14\times177.60\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{(\frac{160\times10^{-3}}{50\times0.48\times10^{-3}}+1)^{1/2}}$$

$Q_{vf} = 5.326 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$

Le débit de fuite dans notre pompe est la somme des différents débits (au niveau du coussinet central, les bagues d'usure et les deux grains de fonds).

$$Q_{vfg} = 4.483 \times 10^{-3} + 67.648 \times 10^{-3} + 5.925 \times 10^{-3} + 5.326 \times 10^{-3}$$

$$Q_{vfg} = 83.382 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$$

$$\eta_v = \frac{0.5}{0.5 + 0.083382}$$

$$\eta_v = 0.8570$$

$$\eta_v = 85.70\%$$

III.3.3.2.Le rendement hydraulique:

Le rendement hydraulique des pompes centrifuges à faible ou à moyen vitesse peut être calculé par la formule expérimentale A.A.Lomakine [15].

$$\eta_h = 1 - \left[\frac{0.42}{(\log d_{1red} - 0.172)^2}\right] \quad \text{(III.5)}$$

Avec :

d_{1red}Est exprimé en mm.

Le diamètre réduit est donné par la formule de D.J.Soukhanov

$$d_{1red} = (4.0 \div 4.5)10^3 . \sqrt[3]{Q/n} \quad \text{(III.6)}$$

Avec :

Q : le débit de la pompe en m^3/s.

n : la vitesse de rotation en tr/min.

$$d_{1red} = (4.0 \div 4.5)10^3 . \sqrt[3]{0.5/3000}$$

$$d_{1red} = 48.917\ mm$$

$$\eta_h = 1 - \left[\frac{0.42}{(log 48.917 - 0.172)^2}\right]$$

$$\eta_h = 0.8176$$

$$\eta_h = 81.76\%$$

III.3.3.3.Le rendement mécanique

Il caractérise les pertes de puissance dues au frottement de l'arbre dans les garnitures mécaniques, les paliers, la butée et au frottement qui se produit entre les surfaces externes du rotor et le liquide 10].

$$\eta_m = \frac{1}{1+\frac{820}{623.7^2}} \text{(III.7)}$$

$$\eta_m = 0.9978$$

$$\eta_m = 99.78\%$$

III.3.3.4.rendement global

$$\eta_g = \eta_v \times \eta_h \times \eta_m \text{(III.8)}$$

$$\eta_g = 0.8570 \times 0.8176 \times 0.9978$$

$$\eta_g = 0.6991$$

$$\eta_g = 69.91\%$$

III.4.Calculs vérificatifs de la pompe en régime d'exploitation actuel après une augmentation des jeux fonctionnels :

Dans cette partie nous allons refaire les mêmes calculs que précédemment avec rectification des jeux fonctionnels.

III.4.1.Calcul du rendement global de la pompe :

III.4.1.1.Rendement volumétrique :

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + Q_{vf}}$$

- Débit de fuite au niveau du coussinet central :

$$Q_{vf} = \frac{\frac{0.65\times10^{-3}\times3.14\times177.18\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{\left(\frac{235\times10^{-3}}{50\times0.65}+1\right)^{1/2}}$$

$Q_{vf} = 6.945 \times 10^{-3}\ \mathrm{m^3/s}$

- Débit de fuite dans les bagues d'usure :

$$Q_{vf} = 4\times\left\{\frac{\frac{0.48\times10^{-3}\times3.14\times319.30\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{\left(\frac{35\times10^{-3}}{50\times0.48\times10^{-3}}+1\right)^{1/2}}\right\}$$

$Q_{vf} = 67.648 \times 10^{-3}\mathrm{m^3/s}$

- Débit de fuite dans le grain de fond (CA) :

$$Q_{vf} = \frac{\frac{1.25\times10^{-3}\times3.14\times177.01\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{\left(\frac{125\times10^{-3}}{50\times1.25\times10^{-3}}+1\right)^{1/2}}$$

$Q_{vf} = 22.101 \times 10^{-3} m^3/s$

- Débit de fuite dans le grain de fond (COA) :

$$Q_{vf} = \frac{\frac{0.65\times10^{-3}\times3.14\times177.43\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{\left(\frac{160\times10^{-3}}{50\times0.65\times10^{-3}}+1\right)^{1/2}}$$

$Q_{vf} = 8.198 \times 10^{-3} \mathrm{m}^3/\mathrm{s}$

Le débit de fuite dans notre pompe est la somme des différents débits (au niveau du coussinet central, les bagues d'usure et les deux grains de fonds).

$Q_{vfg} = 6.945 \times 10^{-3} + 67.648 \times 10^{-3} + 22.101 \times 10^{-3} + 8.198 \times 10^{-3}$

$Q_{vfg} = 104.892 \times 10^{-3} \mathrm{m}^3/\mathrm{s}$

$$\eta_v = \frac{0.5}{0.5 + 0.104892}$$

$\eta_v = 0.8265$

$$\eta_v = 82.65\%$$

III.4.1.2.Le rendement hydraulique :

$$\eta_h = 1 - \left[\frac{0.42}{(log d_{1red} - 0.172)^2}\right]$$

Le diamètre réduit est donné par la formule de D.J.Soukhanov

$d_{1red} = (4.0 \div 4.5)10^3 . \sqrt[3]{0.5/3000}$

$d_{1red} = 48.917\ mm$

$\eta_h = 1 - \left[\frac{0.42}{(log 48.917 - 0.172)^2}\right]$

$\eta_h = 0.8176$

$$\eta_h = 81.76\%$$

III.4.1.3.Le rendement mécanique :

$\eta_m = \frac{1}{1+820/623.7^2}$

$\eta_m = 0.9978$

$$\eta_m = 99.78\%$$

III.4.1.4.Rendement global :

$\eta_g = \eta_v \times \eta_h \times \eta_m$

$\eta_g = 0.8265 \times 0.8176 \times 0.9978$

$\eta_g = 0.6743$

$$\eta_g = 67.43\%$$

Tableaux représentent les résultats des calculs précédents :

1	Coussinet central	Les bagues d'usure	Grain de fond (CA)	Grain de fond (COA)
Le jeu (mm)	0.48	0.48	0.48	0.48
Le débit de fuite (m^3/s)	4.483×10^{-3}	67.648×10^{-3}	5.925×10^{-3}	5.326×10^{-3}
2	Coussinet central	Les bagues d'usure	Grain de fond (CA)	Grain de fond (COA)
Le jeu (mm)	0.65	0.48	1.25	0.65
Le débit de fuite (m^3/s)	6.945×10^{-3}	67.648×10^{-3}	12.137×10^{-3}	8.198×10^{-3}

Tableau.III.2. Résume des différents débits de fuites dans notre pompe.

/	Débit de fuite global (m^3/s)	ηv(%)	ηh(%)	ηm(%)	ηg(%)
1	83.382×10^{-3}	85.70	81.76	99.78	**69.91**
2	94.928×10^{-3}	82.65	81.76	99.78	**67.43**

Tableau.III.3. Résumé des débits de fuites et les différents rendements pour les deux cas.

a. Interprétation des résultats :

Nos calculs nous montrentla variation du rendement volumétrique de la pompe en fonction de la variation des jeux fonctionnels au niveau du coussinet central et des deux grains de fond.

Pour le premier cas le jeu fonctionnel est celui du constructeur (0.48mm), Nous avons calculé le débit de fuite (entre le coussinet central et la chemise d'arbre, entre la chemise d'arbre et le grain de fond CA, entre la chemise d'arbre et le grain de fond COA et entre les quatre bagues d'usure roues et les bagues d'usure corps). Puis nous avons calculé le rendement volumétrique ainsi que le rendement global.

Nous avons fait le même calcul avec une augmentation du jeu aux niveaux du coussinet central et le grain de fond (COA) jusqu'à 0.65mm et dans le grain de fond (CA) jusqu'à 1.25 mm.

b. Résultats :

- Une augmentation du débit de fuite global de 11.546×10^{-3} m^3/s
- Une chute du rendement volumétrique de 3.05%
- une chute de 2.48% du rendement global de la pompe.

III.5.Influencede la variation des jeux fonctionnels sur le rendement de la pompe en dehors de l'intervalle normalisée par l'API :

Dans ce cas on va calculer le rendement global pour une valeur supérieur à 0.72 mm et une valeur inferieur à 0.48 mm.

III.5.1.Pour 0.80mm dans le coussinet central et les deux grains de fond :

III.5.1.1.Le rendement volumétrique :

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + Q_{vf}}$$

- Débit de fuite dans le coussinet central :

$$Q_{vf} = \frac{\frac{0.80\times10^{-3}}{2} \times 3.14 \times 177.03 \times 10^{-3}.(2 \times 9.81 \times 618.97)^{1/2}}{\left(\frac{235\times10^{-3}}{50\times0.80\times10^{-3}} + 1\right)^{1/2}}$$

Q_{vf} =9.345× 10^{-3}m^3/s

- Débit de fuite dans les bagues d'usure :

$$Q_{vf} = 4 \times \left\{ \frac{\frac{0.48\times10^{-3} \times 3.14\times319.3\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{\left(\frac{35\times10^{-3}}{50\times0.48\times10^{-3}} + 1\right)^{1/2}} \right\}$$

Q_{vf} = *67.648*× $10^{-3}m^3/s$

- Débit de fuite dans le grain de fond (CA) :

$$Q_{vf} = \frac{\frac{0.80\times10^{-3} \times 3.14\times178.1\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{\left(\frac{125\times10^{-3}}{50\times0.80\times10^{-3}} + 1\right)^{1/2}}$$

Q_{vf} =*12.137*× $10^{-3}m^3/s$

- Débit de fuite dans le grain de fond (COA) :

$$Q_{vf} = \frac{\frac{0.80\times10^{-3}\times3.14\times177.28\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{\left(\frac{160\times10^{-3}}{50\times0.80\times10^{-3}}+1\right)^{1/2}}$$

Q_{vf} =10.97× 10^{-3}m^3/s

Le débit de fuites total:

$$Q_{vfg} = 9.345\times10^{-3} + 67.648\times10^{-3} + 12.137\times10^{-3} + 10.97\times10^{-3}$$

$Q_{vfg} = 100.1\times10^{-3} m^3/s$

$\eta_v = \frac{0.5}{0.5+0.1001}$

$\eta_v = 0.8331$

$$\eta_v = 83.31\%$$

III.5.1.2.Le rendement hydraulique :

$\eta_h = 1 - \left[\frac{0.42}{(log d_{1red} - 0.172)^2}\right]$

$d_{1red} = (4.0 \div 4.5)10^3 . \sqrt[3]{0.5/3000}$

$d_{1red} = 48.917\ mm$

$\eta_h = 1 - \left[\frac{0.42}{(log 48.917 - 0.172)^2}\right]$

$\eta_h = 0.8176$

$$\eta_h = 81.76\%$$

III.5.1.3.Le rendement mécanique:

$\eta_m = \frac{1}{1+820/623.7^2}$

$\eta_m = 0.9978 \eta_m = 99.78\%$

III.5.1.4.Rendement global :

$\eta_g = \eta_v \times \eta_h \times \eta_m$

$\eta_g = 0.8331 \times 0.8176 \times 0.9978$

$\eta_g = 0.6796$

$$\eta_g = 67.96\%$$

III.5.2.Pour 0.30mm au niveau du coussinet et les deux grains de fond :

III.5.2.1.Le rendement volumétrique :

- Débit de fuite dans le coussinet central :

$$Q_{vf} = \frac{\frac{0.30\times10^{-3}}{2} \times 3.14 \times 177.53 \times 10^{-3}(2 \times 9.81 \times 618.97)^{1/2}}{(\frac{235\times10^{-3}}{50\times0.30\times10^{-3}} + 1)^{1/2}}$$

$Q_{vf} = 2.257 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$

- Débit de fuite dans les bagues d'usure :

$$Q_{vf} = 4 \times \left\{ \frac{\frac{0.48\times10^{-3} \times 3.14\times319.3\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{(\frac{35\times10^{-3}}{50\times0.48\times10^{-3}} + 1)^{1/2}} \right\}$$

$Q_{vf} = 67.648 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$

- Débit de fuite dans le grain de fond (CA) :

$$Q_{vf} = \frac{\frac{0.30\times10^{-3} \times 3.14\times177.96\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{(\frac{125\times10^{-3}}{50\times0.30\times10^{-3}} + 1)^{1/2}}$$

$Q_{vf} = 3.023 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$

- Débit de fuite dans le grain de fond (COA) :

$$Q_{vf} = \frac{\frac{0.30\times10^{-3} \times 3.14\times177.78\times10^{-3}(2\times9.81\times618.97)^{1/2}}{2}}{(\frac{160\times10^{-3}}{50\times0.30\times10^{-3}} + 1)^{1/2}}$$

$Q_{vf} = 2.701 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$

Le débit de fuite total:

$$Q_{vfg} = 2.257 \times 10^{-3} + 67.648 \times 10^{-3} + 3.023 \times 10^{-3} + 2.701 \times 10^{-3}$$

$$Q_{vfg} = 75.629 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$$

$$\eta_v = \frac{0.5}{0.5 + 0.075629}$$

$$\eta_v = 0.8686$$

$$\eta_v = 86.86\%$$

III.5.2.2.Rendement hydraulique :

$$\eta_h = 1 - \left[\frac{0.42}{(log d_{1red} - 0.172)^2}\right]$$

$$d_{1red} = (4.0 \div 4.5)10^3 . \sqrt[3]{0.5/3000}$$

$$d_{1red} = 48.917\, mm$$

$$\eta_h = 1 - \left[\frac{0.42}{(log 48.917 - 0.172)^2}\right]$$

$$\eta_h = 0.8176$$

$$\eta_h = 81.76\%$$

III.5.2.3.Rendement mécanique :

$$\eta_m = \frac{1}{1+820/623.7^2}$$

$$\eta_m = 0.9978$$

$$\eta_m = 99.78\%$$

III.5.2.4.Rendement global :

$$\eta_g = \eta_v \times \eta_h \times \eta_m$$

$$\eta_g = 0.8686 \times 0.8176 \times 0.9978$$

$$\eta_g = 0.7086$$

$$\eta_g = 70.86\%$$

Les résultats obtenus pour les jeux (0.80 mm et 0.30 mm) sont représentés dans le tableau suivant :

3	Coussinet central	bagues d'usure	Grain de fond (CA)	Grain de fond (COA)
Le jeu (mm)	0.80	0.48	0.80	0.80
Le débit de fuite (m^3/s)	9.345×10^{-3}	67.648×10^{-3}	22.101×10^{-3}	10.97×10^{-3}
4	Coussinet central	bagues d'usure	Grain de fond (CA)	Grain de fond (COA)
Le jeu (mm)	0.30	0.48	0.30	0.30
Le débit de fuite (m^3/s)	2.257×10^{-3}	67.648×10^{-3}	3.023×10^{-3}	2.701×10^{-3}

Tableau.III.4. Résumé des débits de fuite dans la pompe.

Les résultats des rendements obtenus et les débits de fuites globaux sont indiqués dans le tableau ci-dessous :

/	Débit de fuite global (m^3/s)	ηv(%)	ηh(%)	ηm(%)	ηg(%)
3	110.064×10^{-3}	83.31	81.76	99.78	**67.96**
4	75.629×10^{-3}	86.86	81.76	99.78	**70.86**

Tableau.III.5. Résume des débits de fuite et des rendements.

Interprétation des résultats :

Nous avons calculé les débits de fuites dans les jeux fonctionnels pour les deux cas (0.80 mm et 0.30 mm) aux niveaux du coussinet central et les deux grains de fond ainsi que le rendement volumétrique et le rendement global de la pompe.

Pour le premier cas (0.80 mm), on constate un débit de fuite global élevé aux niveaux de ces jeux fonctionnels par rapport au jeu 0.30 mm.

On remarque que le débit de fuite global dans la pompe est proportionnel avec l'augmentation des jeux fonctionnels, ce qui influe directement sur le rendement volumétrique et certainement sur le rendement global.

On remarque que la valeur du rendement volumétrique dans le cas ou le jeu 0.80 mm (**83.31**%)est supérieur à la valeur du rendement volumétrique dans le cas ou le jeu est 0.65 mm (**82.65**%) c'est ce qui n'est pas logique. Ceci est dû à l'augmentation du jeu au niveau du grain de fond (CA) à 1.25 mm (cas 2) pour favoriser le passage des impuretés véhiculées par le brut et l'usure abrasive de la garniture mécanique.

Cette augmentation exagéré du jeu fonctionnel au niveau du grain de fond (CA) 1.25 mm qui est exceptionnellement autorisé par le constructeur NPGE pour favoriser le retour du brut d'arrosage de la garniture mécanique (CA) à l'aspiration du premier étage.

III.6.Les risques provoqués par l'augmentation des jeux fonctionnels :

- Perte de débit et diminution de rendement à cause des fuites
- Augmentation des efforts radiaux sur le corps de la pompe
- Augmentation des efforts axiaux qui provoque l'échauffement de la butée

III.7.Effets des jeux fonctionnels sur la poussée axiale :

La poussée axial d'une pompe centrifuge est la résultante de toutes les forces axiales agissant sur le rotor dans le cas le plus simple d'une pompe à un seul étage et avec une roue en porte à faux et une seule étanchéité coté aspiration on a les forces agissant sur la roue suivante :

- poussée dirigée vers l'aspiration qui est produite par la pression de refoulement P_2 qui diminue vers l'arbre de la pompe par la rotation du liquide extérieur sur la phase 2.
- poussée dirigée vers le refoulement qui est produite par la même pression que ci-dessus mais agissant entre D_2 et D_1 (diamètre de l'ouïe de la roue) sur la phase 1 et qui est produite par la pression d'aspiration sur la phase égale à la section de l'ouïe.
- la poussée résultante axiale est dirigé vers l'aspiration comme elle peut atteindre des valeurs considérable, il est donc nécessaire de prévoir son équilibrage.

On peut trouver la valeur de cette poussée par la formule suivante :

$$P_{axe} = \pi/4 . P . g (D_1^2 - d^2) . H_m \quad \text{(III.9)}$$

Avec :

D_1 : diamètre du moyeu.

D_2 : diamètre sortie.

d : diamètre de l'arbre.

H_m : hauteur moyenne.

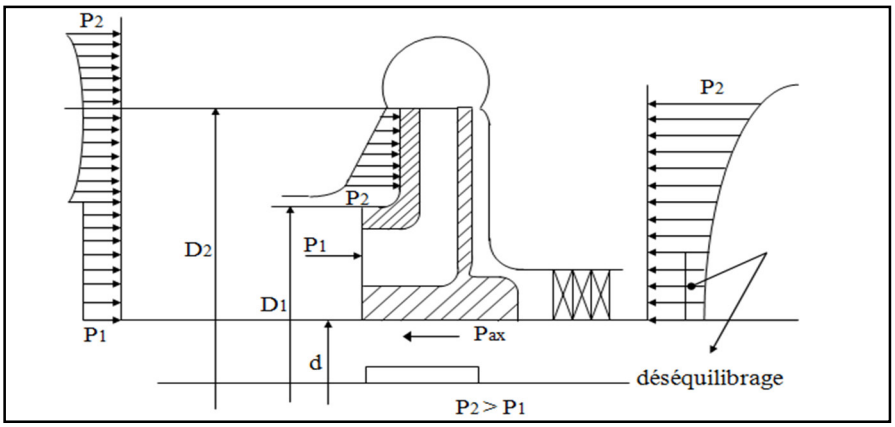


Figure.III.2. Les efforts axiaux exercés sur le rotor [16].

Le problème de la poussée axiale devient plus important dans le cas des pompes centrifuges multicellulaire à cause des pressions élevées qui intervient.

Plusieurs méthodes sont utilisées pour équilibrer cette poussée

- Dans le cas d'un nombre d'étages pair, les roues peuvent être de deux types opposées, c'est–à-dire dos à dos.
- Dans une pompe à axe verticale, l'ouïe est généralement tournée vers le bas, dés lors, à la poussée axiale normale s'ajoute l'action du poids propre de la partie tournante.
- La poussée axiale est équilibrée par une butée à billes.

- Chaque étage peut être équilibré en le munissant d'une chambre d'équilibrage individuelle à l'arrière de la roue, mais cette méthode est rarement utilisée pour les pompes modernes.
- On peut utiliser des dispositifs d'équilibrage spéciaux (disques).

III.8.Dispositif supportant la poussée axiale :

Notre pompe (nuovo pignone) est équipée d'une butée montée dans le coté opposé à l'accouplement pour supporter les différents efforts axiaux exercer sur le long du rotor.

Figure.III.3. Butée coté opposée accouplement.

Nous constatons que lorsqu'on augmente le jeu fonctionnel à 0.65 mm, les efforts axiaux produits au niveau du rotor sont plus importants par rapport au jeu du constructeur (0.48mm).

La butée de notre pompe est fabriquée pour supporter les efforts axiaux produits au niveau du rotor dans l'intervalle des jeux fonctionnels normalisés par l'API [0.48 mm à 0.72 mm].

III.9.Conclusion :

Suite au grippage répétitifs de la pompe nuovo pignone type 10×18, le groupe d'intervention de la RTC a constaté que le blocage de la pompe est au niveau du palier central et du grain de fond coté accouplement est causé par les impuretés.

Nous avons proposé d'augmenter les jeux fonctionnels aux niveaux du palier central et les deux grains de fond pour réduire les frottements et favoriser le passage des impuretés.

D'après les résultats que nous avons obtenus, nous remarquons que la chute légère du rendement global qui corresponde à (2.48 %) n'a pas influe sur le bon fonctionnement de la pompe. Donc on peut dire que la solution proposée peut être effectuée au niveau de la station de pompage comme un remède de grippage.

CHAPITRE IV

Conception et simulation de la pompe Nuovo Pignone type 10×18

IV. I. Introduction.

La conception des pompes est un domaine très complexe vu aux nombre de pièces qui les composent et leurs designs. Le premier volet de ce chapitre sera consacré pour la conception et l'assemblage des différentes pièces constitutives de la pompe. Le deuxième volet sera consacré pour la simulation du coussinet central et les deux grains de fond et voir le comportement de ces pièces avant et après l'ajustement des jeux.

IV. I.1. Présentation du logiciel de conception (SOLIDWORKS).

Solidworks est un logiciel de conception assistée par ordinateur, appartenant à la société Dassault Systèmes. Il utilise le principe de conception paramétrique et génère trois types de fichiers qui sont liés : la pièce, l'assemblage, et la mise en plan. Ainsi toute modification sur un de ces trois fichiers sera répercute sur les deux autres.

Le fondateur Jon Hirschtick a commencé à travailler sur solidworks en 1993 accompagné d'une équipe de développeur afin de rendre la CAO plus accessible.

A partir de 1995, la première version du logiciel est lancée. En 1997, Dassault Systèmes devient actionnaire principale et continuera de développer les outils du logiciel.

Solidworks permet de réaliser de la modélisation 2D et 3D, ce logiciel de CAO est réputé pour sa simplicité d'utilisation et se veut intuitif.

Le logiciel solidworks permet de :

- Concevoir des objets en 3D de manière très précise.
- Développer des produits.
- Vérifier la conception des fichiers.
- Détenir une bibliothèque de vos fichiers 3D.
- Mettre en place des mises en plan 2D.
- Créer des images et animations de vos objets.
- Estimer le cout de la fabrication de vos objets 3D

IV. I.2 : conception de la pompe Nuovo Pignone type 10×18 [18].

a) Arbre

L'arbre de la pompe est fabriqué avec précision, de déférents diamètres et rainures de clavettes pour l'assemblage des pièces du rotor. Il est constitué d'un acier faiblement allié au silicium (SI), la teneur en carbone est 0.43%, 1% de Molybdene.

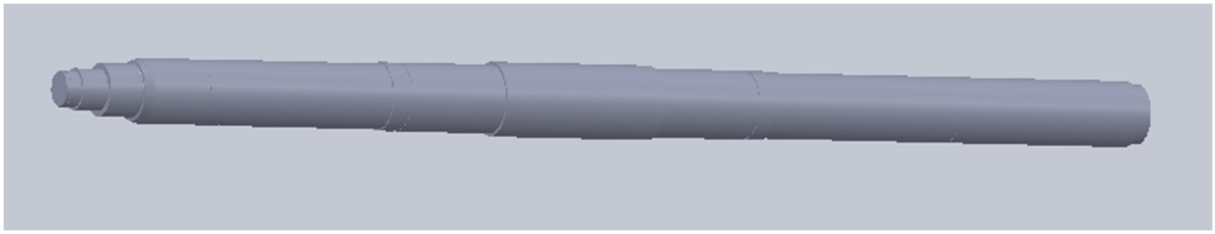


Figure.IV.1.Arbre de la pompe conçue avec soliworks

b) Clavette

Fabriquée en acier dur et montée sur une rainure de clavette de profondeur 11 mm dans l'arbre, de 32 mm de largeur et 108 mm de longueur. Son rôle principal est de fixer les impulseurs avec l'arbre et assurer la rotation des impulseurs.

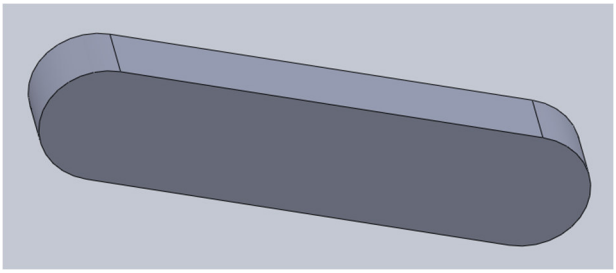


Figure.IV.2.Clavette pour assurer la rotation des impulseurs avec l'arbre

c) Roue (impulseur)

La roue est en acier inoxydable de grade CA6NM de la norme ASTM A-743 ou A-487, de diamètre extérieur 457.2 mm. Elle est particulièrement conçue pour améliorer la résistance à la corrosion en réduisant les fissurations sous contrainte sulfureuse et une bonne résistance aux effets de pression.

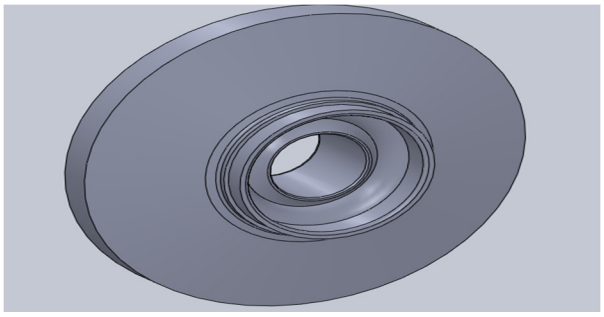


Figure.IV.3. Impulseur conçue avec solidworks

d) Bague d'usure

C'est une bague sacrificielle de diamètre 296.13 mm et 35 mm de largeurfaite pour protéger l'impulseur de l'usure avec le corps de la pompe, fabriquée avec l'acier ASTM A 276.

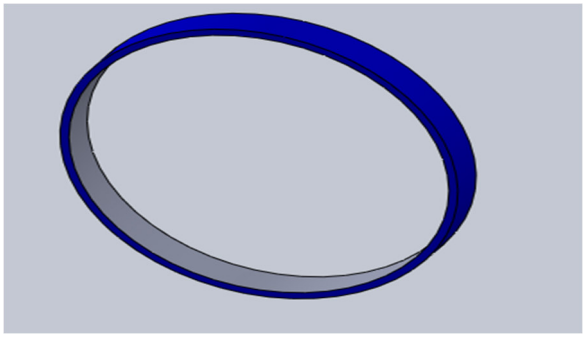


Figure.IV.4. Bague d'usure (roue)

e) Palier centrale

C'est un palier porteur intermédiaire de diamètre 177.35 mm et 235 mm de largeur. Fabriqué en acier ASTM A 276.

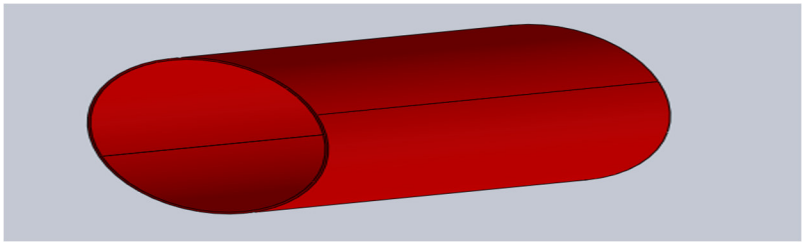


Figure.IV.5. Palier central de la pompe 10 ×18

f) Grain de fond (coté accouplement)

Fabriqué en acier ASTM A276 TP 420 HD, de diamètre177.78 mm et 125 mm de largeur.

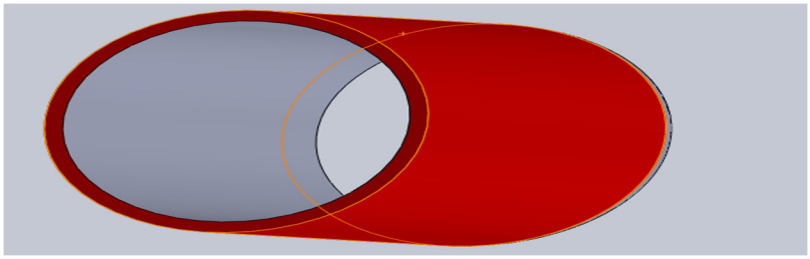


Figure.IV.6. Grain de fond (CA)

g) Grain de fond (coté opposé accouplement)

Fabriqué en acier ASTM A276 TP 420 HD, de diamètre 177.60 mm et 160 mm de largeur.

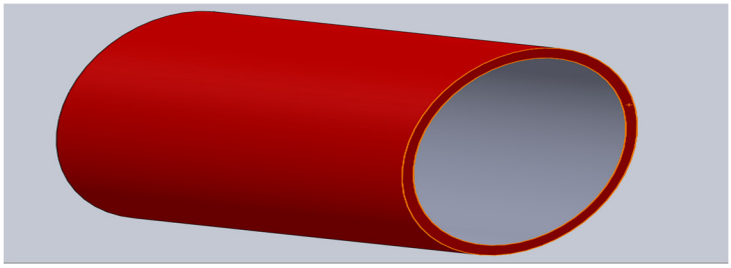


Figure.IV.7. Grain de fond (COA)

h) Garniture mécanique

Son rôle principal est d'assurer l'étanchéité vers le milieu extérieur, composée de plusieurs pièces. Chaque pièce est fabriquée avec un matériau bien spécifié.

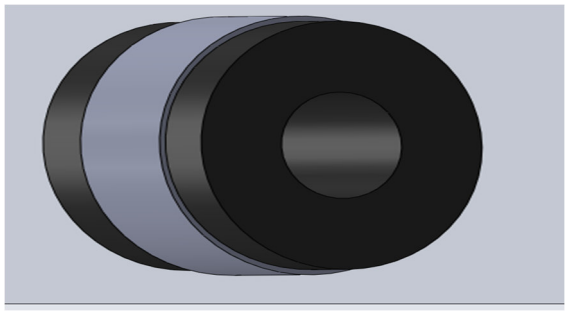


Figure.IV.8. Garniture mécanique de la pompe 10 ×18

i) Volute (demi-corps supérieur et inférieur).

Le corps de la pompe est divisé en 02 parties (corps supérieur et corps inférieur) en acier au carbone moulé de la catégorie WCB de la norme ASTM A216. La teneur en carbone est de 0 à 0.3%, le fer de 97.0 à 100%, le manganèse de 0 à1.0% et d'autres composants tels que le soufre, le silicium et le phosphore. Ces pièces moulées sont conçues pour résister à de hautes températures et pressions.

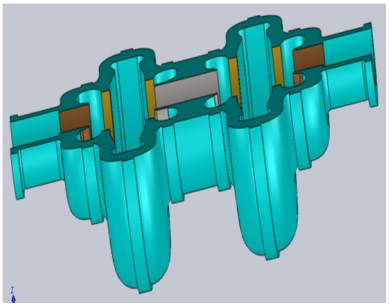


Figure.IV.9. Demi -corps inferieur

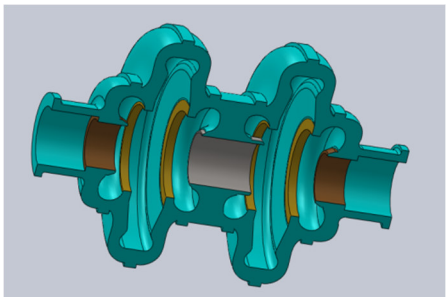


Figure.IV.10. Demi –corps supérieur

j) Plaque d'appui

La plaque d'appui est faite en acier forgé, encastré dans le béton.

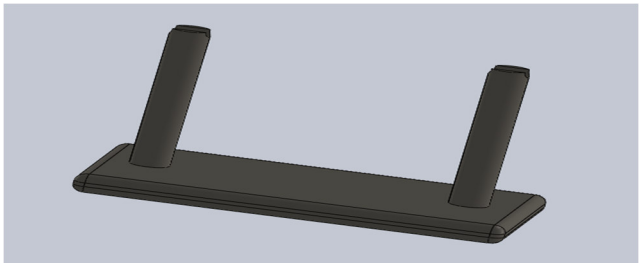


Figure.IV.11. Plaque d'appui

IV.I.3 : partie assemblage

a) Assemblage de l'arbre avec les deux impulseurs.

Les deux impulseurs seront échauffés et assemblés avec serrage a l'aide de deux clavettes pour les guidés en rotation.

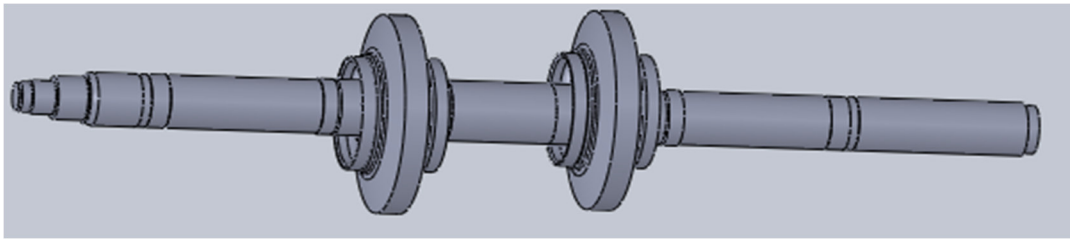


Figure.IV.12. Assemblage de l'arbre avec les deux roues.

b) Assemblage du coussinet central, les bagues d'usure et les deux grains de fond.

Ces pièces sont assemblées avec jeux, 0.65mm, 1.25 mm, 0.65 mm pour le coussinet central, le grain de fond coté accouplement et le grain de fond coté opposé accouplement respective.

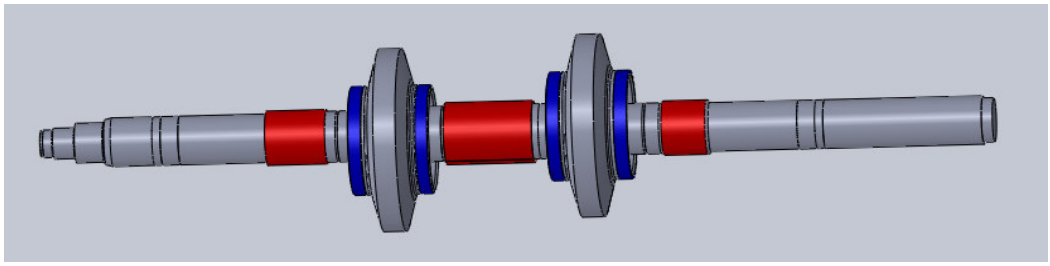


Figure.IV.13. Assemblage du rotor.

c) Assemblage des garnitures mécaniques.

Les deux garnitures mécaniques sont identiques, elles sont constituées de deux parties, une partie tournante montée sur l'arbre avec serrage et une partie fixe montée avec jeu. Et chaque partie est composée de plusieurs pièces.

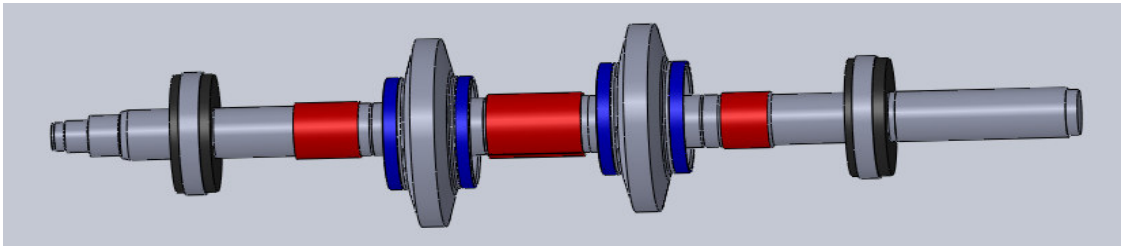


Figure.IV.14. Assemblage des garnitures mécaniques

d) Assemblage de volute avec le rotor et la plaque d'appui.

Le rotor se monte sur le demi corps inferieur avec des goujons de fixation, l'assemblage de demi corps inferieur et le demi corps supérieur sera réaliser par plusieurs vises écrou dimensionné pour supporter les pressions.

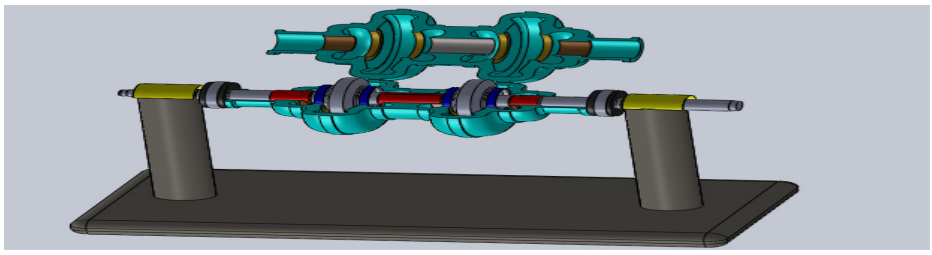


Figure.IV.15. Fin d'assemblage de la pompe nuovo pignone.

IV.II. Simulation de la pompe Nuovo Pignone type 10×18 [18].

Introduction

Dans cette partie nous envisageons de simuler le coussinet central et les deux grains de fond avant et après l'augmentation des jeux fonctionnels afin d'analyser le comportement de ces pièces envers les pressions appliquées (analyser la distribution des champs de contraintes, déformations, déplacements et la distribution du coefficient de sécurité).

IV.II.1.Dimensions du coussinet central et les deux grains de fond avant et après rectification.

Avant l'augmentation des jeux				**Apres l'augmentation des jeux**			
/	**Coussinet central**	**Grain de fond (CA)**	**Grain de fond (COA)**	**/**	**Coussinet central**	**Grain de fond (CA)**	**Grain de fond (COA)**
Alésage coussinet central (mm)	**177.83**	**178.26**	**178.08**	Alésage coussinet central (mm)	**178**	**179.03**	**178.25**
Diamètre extérieur (mm)	**188.98**	**190.76**	**190.58**	Diamètre extérieur (mm)	**188.98**	**190.76**	**190.58**
épaisseur (mm)	**11.15**	**12.5**	**12.5**	Epaisseur (mm)	**10.98**	**11.73**	**12.33**
Largeur (mm)	**235**	**125**	**160**	Largeur (mm)	**235**	**125**	**160**

Tableau IV.II.1. Représente les dimensions du coussinet et les deux grains de fond.

IV.II.2. Analyse des résultats de simulation avant l'augmentation des jeux

a) Pour le coussinet central

a.1) création du maillage

Dans toutes les simulations prochaines nous utiliserons un maillage standard, triangulaire, volumique avec une homogénéité prés de 99%.

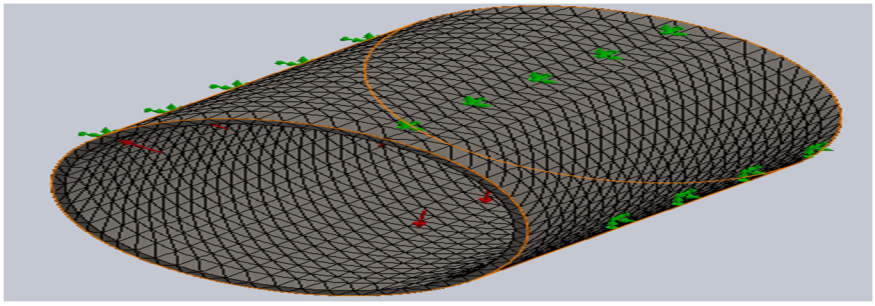


Figure.IV.16. maillage du coussinet central.

a.2) Distribution du champ de contraintes

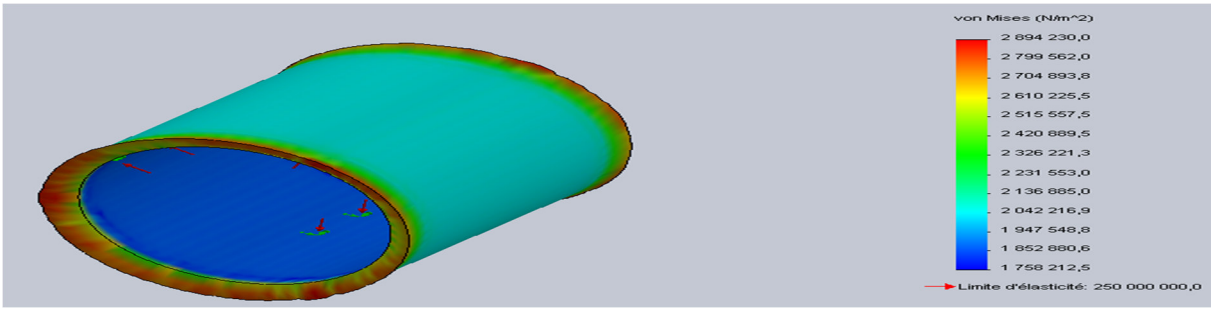


Figure.IV.16. Distribution du champ de contrainte dans le coussinet central.

La figure IV.16.indique la distribution du champ de contrainte sur tout le volume du coussinet central allant la valeur minimale (indiquée en bleu) qui est de 1756212.5 N/m^2, vers la valeur maximale (indiquée en rouge) qui est de 2694230N/m^2. Nous remarquons que les zones les plus sollicitées se situent aux extrémités du coussinet.

Nous constatons que la limite d'élasticité du matériau utilisé (ASTM A36) 250000000 N/m^2 est beaucoup plus grande que la valeur de contrainte dans les zones les plus sollicitées (2694230N/m^2).Nous pouvons donc dire que la résistance de notre pièce est nettement bonne.

a.3) Distribution de la déformée.

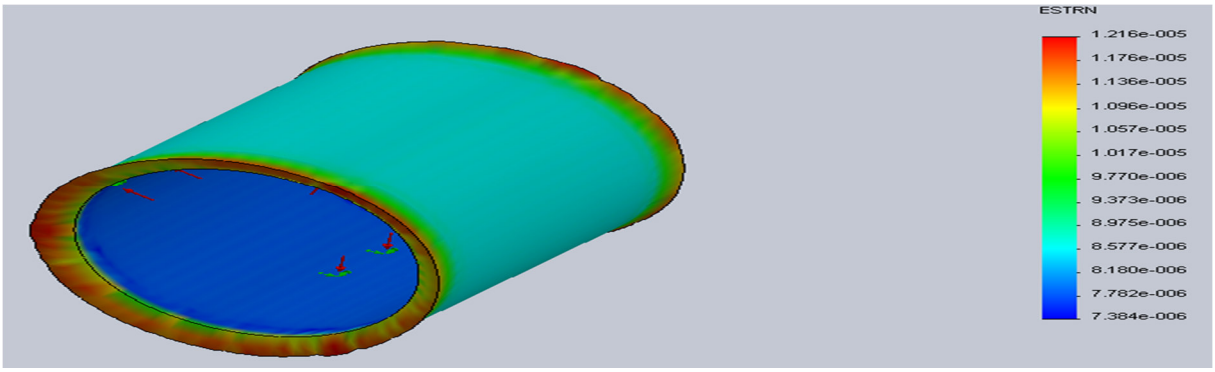


Figure.IV.17. Distribution du champ de déformation dans le coussinet central.

La figure VI.17 représente la distribution de la déformée dans l'ensemble du coussinet central ou nous constatons que les zones les plus déformées se trouvent aux deux extrémités de notre pièce (indiquées en rouge), d'autre part la couleur bleu indique les zones moins déformées.

a.4) Distribution du champ de déplacement

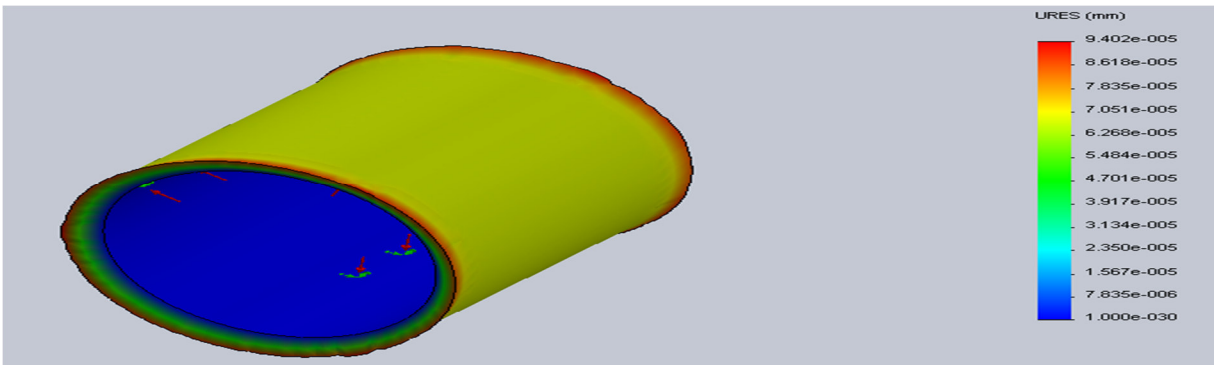


Figure.IV.18. Distribution du champ de déplacement dans le coussinet central.

La figure précédente représente les déplacements de chaque neouds crié en maillage, nous remarquons que les déplacements maximums (indiqués en rouge) sont de 9.402×10^{-5} mm se trouvent aux extrémités du coussinet.

a.5) Distribution du coefficient de sécurité dans l'ensemble de la pièce.

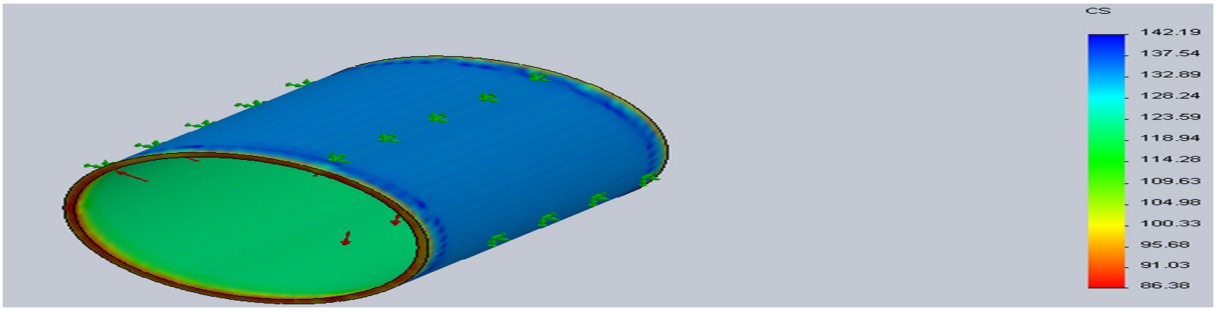


Figure.IV.19. Distribution du coefficient de sécurité obtenue après calcul.

La figure IV.19montre la distribution du coefficient de sécurité sur tout le volume du coussinet allant la valeur minimale (indiquée en rouge) qui est de 66, vers la valeur maximale (indiquée en bleu) d'une valeur de 142. La valeur 66 veut dire que la contrainte équivalente en cette zone est 66 fois inferieur à la limite d'élasticité du matériau du coussinet (ASTM A36).

b) Pour le grain de fond (CA)

b.1) Distribution du champ de contraintes

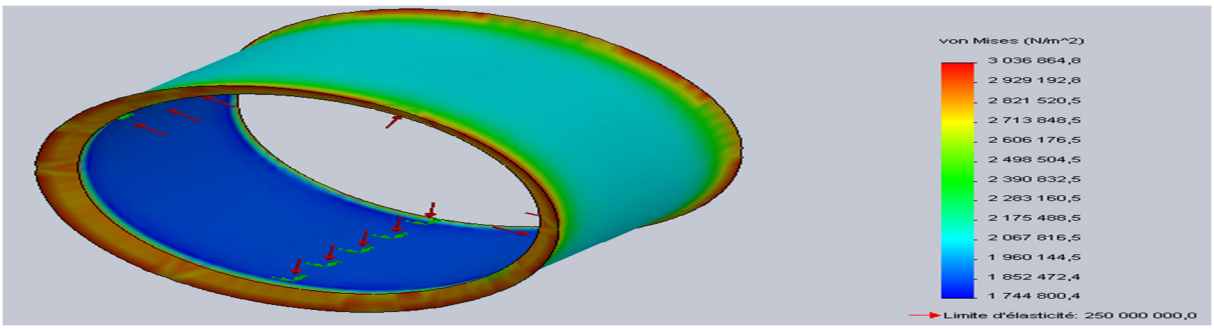


Figure.IV.20. Distribution du champ de contrainte dans le grain de fond (CA).

La figure IV.20 indique la distribution du champ de contrainte sur tout le volume du grain de fon allant la valeur minimale (indiquée en bleu) qui est de 1744600 N/m^2 , vers la valeur maximale (indiquée en rouge) qui est de 3036664N/m^2. Nous remarquons que les zones les plus sollicitées se situent aux extrémités du grain de fond.

Nous constatons que la limite d'élasticité du matériau utilisé (ASTM A36) 250000000 N/m^2 est beaucoup plus grande que la valeur de contrainte dans les zones les plus sollicitées.

b.2) Distribution du champ de déformation.

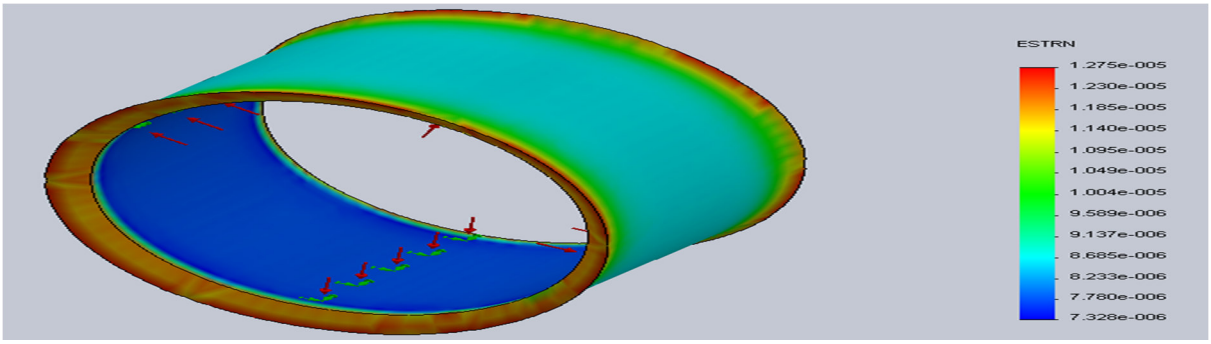


Figure.IV.21. Distribution du champ de déformation sur le volume du grain de fond.

La figure IV.21 représente la distribution de la déformée dans l'ensemble du grain de fond (CA) ou nous constatons que les zones les plus déformées se trouvent aux deux extrémités de notre pièce (indiquées en rouge), d'autre part la couleur bleu indique les zones moins déformées.

b.3) Distribution du champ de déplacement.

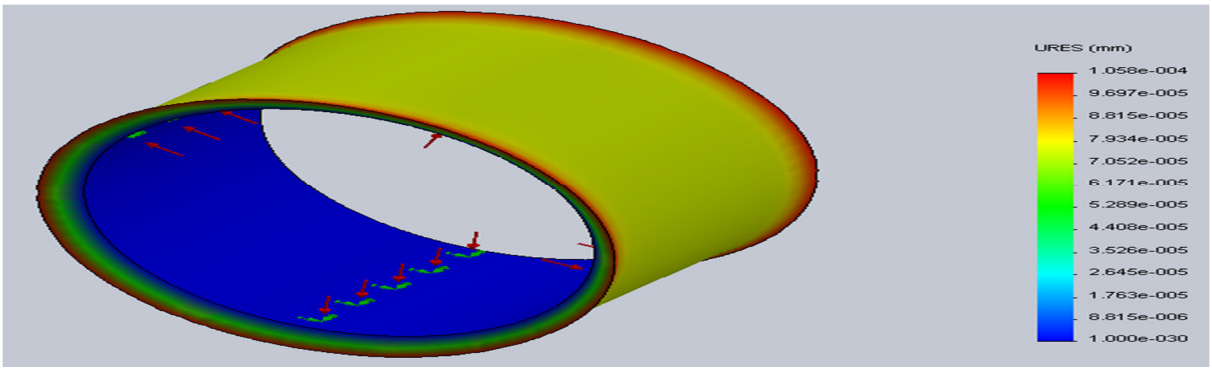


Figure.IV.22. Distribution du champ de déplacement sur le volume du grain de fond.

La figure VI.22 montre les déplacements de chaque neouds crié en maillage, nous remarquons que les déplacements maximums (indiqués en rouge) sont de 1.058×10^{-4} mm se trouvent aux extrémités du grain de fond (CA).

b.3) distribution du coefficient de sécurité dans l'ensemble de la pièce.

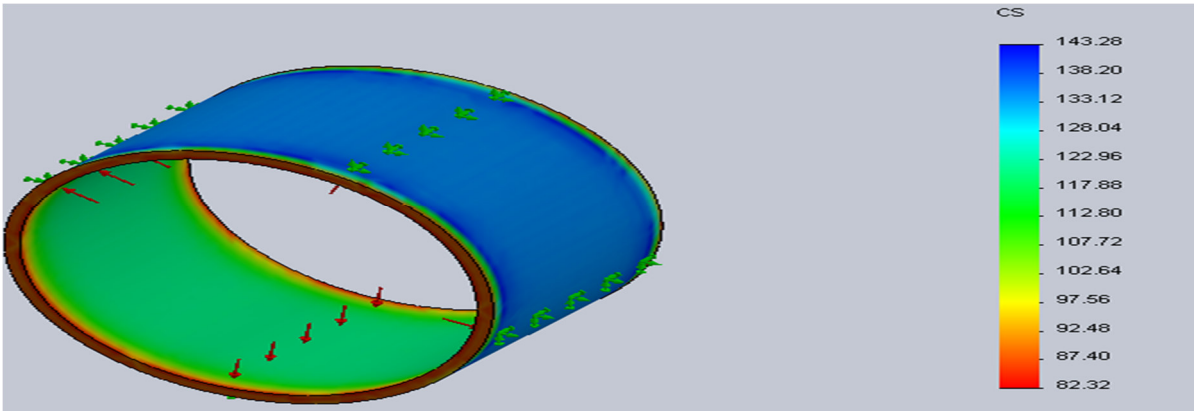


Figure.IV.23. Distribution du coefficient de sécurité obtenue après calcul.

La figure IV.23 nous montre la distribution du coefficient de sécurité sur tout le volume du grain de fond allant la valeur minimale (indiquée en rouge) qui est de 82, vers la valeur maximale (indiquée en bleu) d'une valeur de 143. La valeur 82 veut dire que la contrainte équivalente en cette zone est 82 fois inferieur à la limite d'élasticité du matériau choisi (ASTM A36), ce qui nous a permis de dire que la résistance de notre pièce est bonne.

c) Pour le grain de fond (COA)

c.1) Champ de contrainte dans le grain de fond (COA)

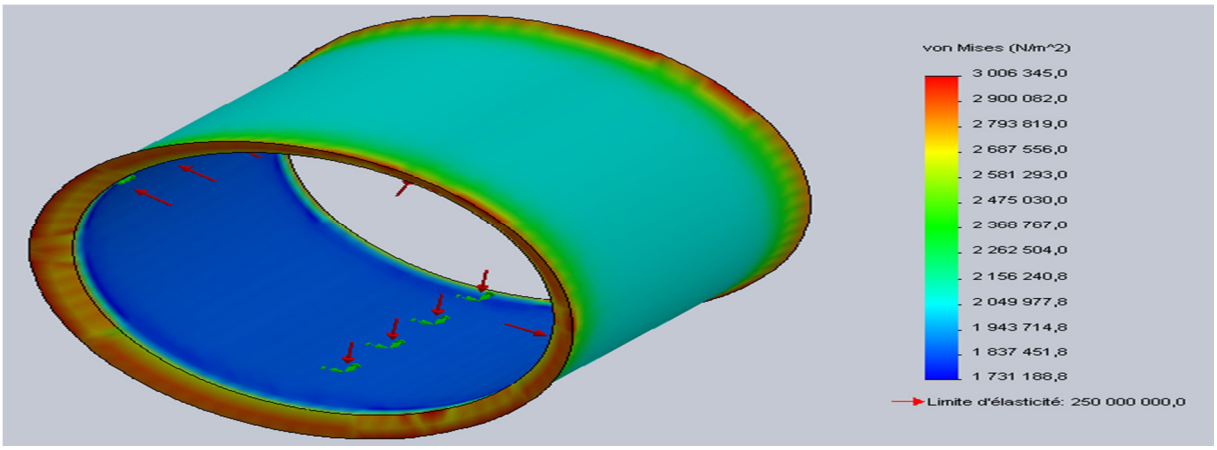


Figure.IV.24. Distribution du champ de contrainte dans le grain de fond (COA).

La figure IV.24 indique la distribution du champ de contrainte sur tout le volume du grain de fon allant la valeur minimale (indiquée en bleu) qui est de 1731188 N/m^2 , vers la valeur maximale (indiquée en rouge) qui est de 3006345 N/m^2. Nous remarquons que les zones les plus sollicitées se situent toujours aux extrémités du grain de fond.

Nous constatons que la limite d'élasticité du matériau utilisé (ASTM A36) 250000000 N/m^2 est beaucoup plus grande que la valeur de contrainte dans les zones les plus sollicitées.

c.2) champ de déformation dans le grain de fond (COA)

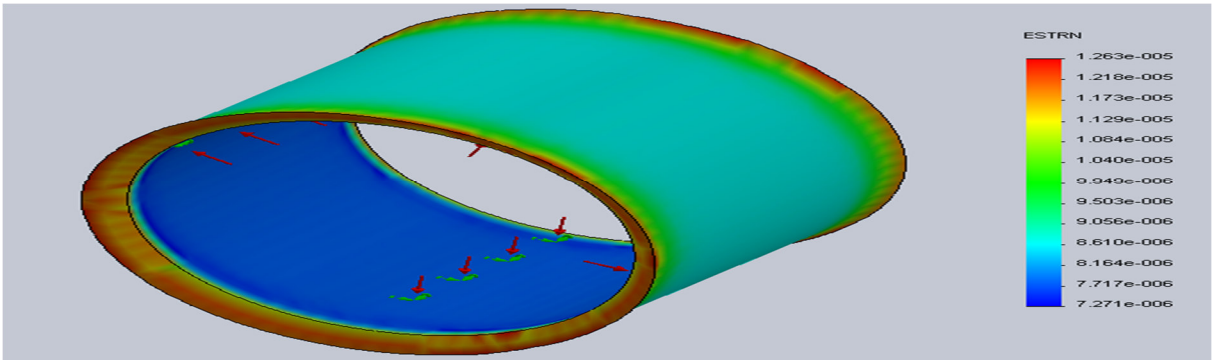


Figure.IV.25. Distribution du champ de déformation sur le volume du grain de fond.

La figure IV.25 représente la distribution de la déformée dans l'ensemble du grain de fond (COA) ou nous constatons que les zones les plus déformées se trouvent aux deux extrémités de notre pièce (indiquées en rouge), d'autre part la couleur bleu indique les zones moins déformées.

c.3) champ de déplacement dans le grain de fond (COA)

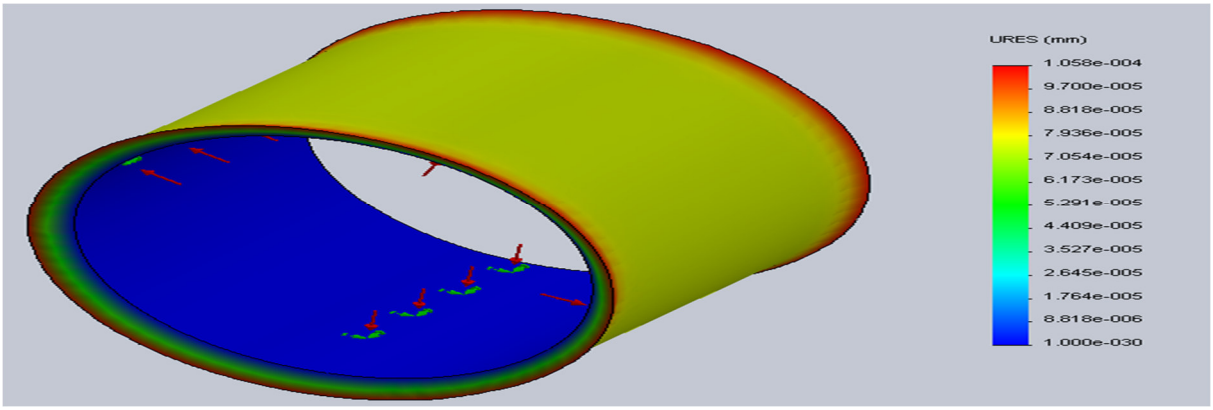


Figure.IV.26. Distribution du champ de déplacement sur le volume du grain de fond.

La figureIV.26montre les déplacements de chaque neouds crié en maillage, nous remarquons que les déplacements maximums (indiqués en rouge) sont de 1.058×10^{-5} mm se trouvent aux extrémités du grain de fond (COA).

c.4) distribution du coefficient de sécurité dans l'ensemble du grain de fond (COA).

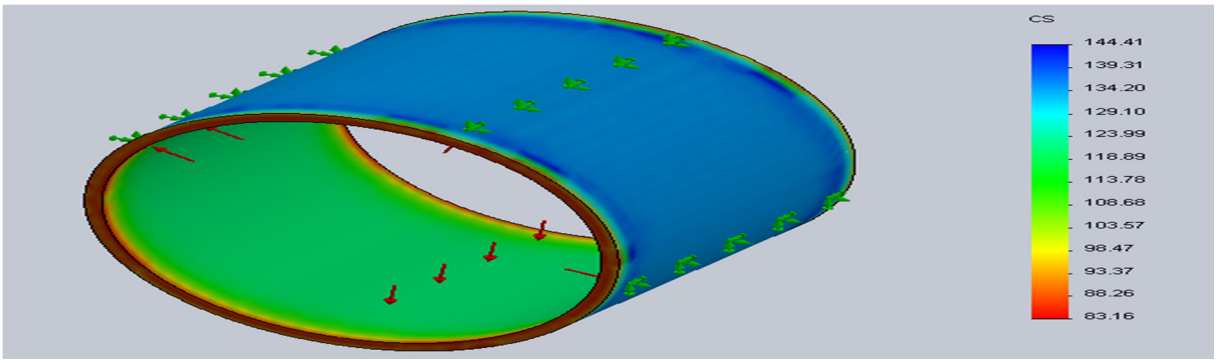


Figure.IV.27. Distribution du coefficient de sécurité obtenue après calcul.

La figure IV.27 montre la distribution du coefficient de sécurité sur tout le volume du grain de fond allant la valeur minimale (indiquée en rouge) qui est de 63, vers la valeur maximale (indiquée en bleu) d'une valeur de 144. La valeur 63 veut dire que la contrainte équivalente en cette zone est 63 fois inferieur à la limite d'élasticité du matériau du grain de fond (ASTM A36). On peut dire donc que la résistance de notre est bonne.

IV.II.3. Analyse des résultats de simulation après rectifications des jeux fonctionnels.

a) Pour le coussinet central

a .1) Distribution du champ de contraintes.

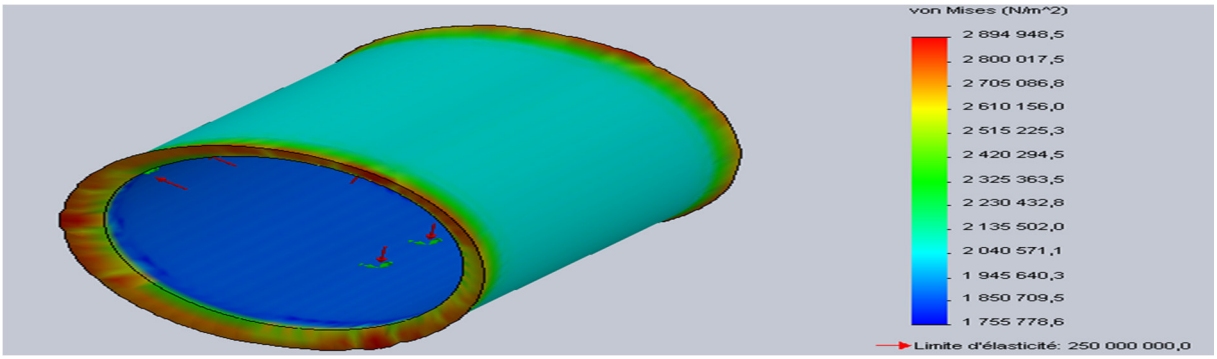


Figure.IV.28. Distribution du champ de contrainte après l'augmentation des jeux.

On remarque une augmentation légère de la contrainte maximale dans la zone la plus sollicitée si on la compare par rapport à la contrainte maximale avant l'augmentation des jeux fonctionnels, différence de 71N/m^2.

a.2) Distribution du champ de déformation.

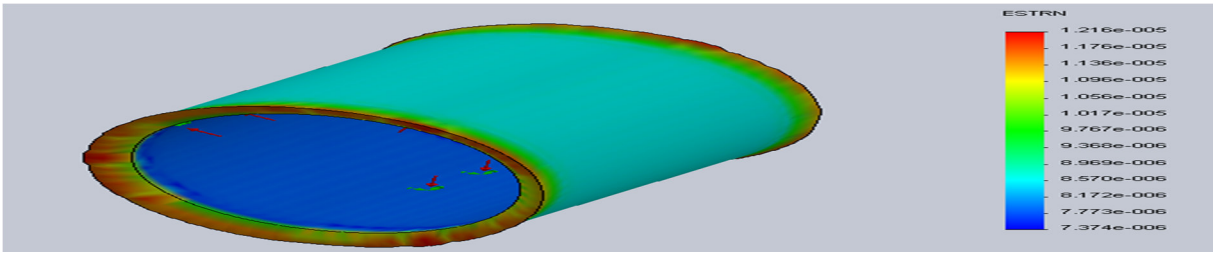


Figure.IV.29. Distribution du champ de déformation après l'augmentation des jeux.

Nous constatons la même chose pour le champ de déformation, une augmentation négligeable (très légère) de la déformation maximale après l'augmentation des jeux.

a.3) Distribution du coefficient de sécurité dans l'ensemble du coussinet.

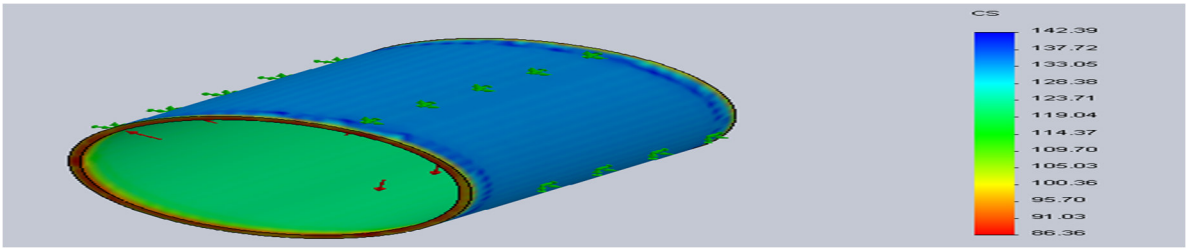


Figure.IV.30. Distribution du coefficient de sécurité après l'augmentation des jeux.

Avant l'augmentation des jeux, la valeur minimale du coefficient de sécurité était 86.38, on remarque qu'après la rectification le coefficient de sécurité a chuté de 0.02. Donc pouvons dire que la résistance du coussinet est bonne.

Même interprétations pour les deux grains de fond après l'augmentation des jeux fonctionnels que le coussinet central. C'est-à-dire que la résistance des deux grains de fond est toujours bonne. (Voir les résultats de simulation dans les annexes).

Les résultats des pièces simulées avant et après l'augmentation des jeux sont représenté dans le tableau suivant :

Avant l'augmentation des jeux						
/	Coussinet central		Grain de fond (CA)		Grain de fond (COA)	
/	max	min	max	min	max	min
Contraintes (N/m^2)	2894230	1758212	3036864	1744800	3006345	1731188
Déformation	1.21×10^{-5}	7.38×10^{-5}	1.27×10^{-5}	7.32×10^{-6}	1.26×10^{-5}	7.27×10^{-6}
Déplacement (mm)	9.40×10^{-5}	1×10^{-30}	1.058×10^{-4}	1×10^{-30}	1.05×10^{-4}	1×10^{-30}
Coefficient de sécurité	142	86	143	82	144	83

Tableau.IV.2. Résume les résultats obtenus avant rectification des jeux.

Après l'augmentation des jeux						
/	Coussinet central		Grain de fond (CA)		Grain de fond (COA)	
	max	min	max	min	max	min
Contraintes (N/m^2)	2894948	1755778	3038545	1729423	3049466	1719154
Déformation (mm)	1.2×10^{-5}	7.37×10^{-6}	1.27×10^{-5}	7.26×10^{-6}	1.28×10^{-5}	7.22×10^{-6}
Déplacement (mm)	9.2×10^{-5}	1×10^{-30}	9.94×10^{-5}	1×10^{-30}	1.04×10^{-4}	1×10^{-30}
Coefficient de sécurité	142	86	144	82	145	81

Tableau.IV.3. Résume les résultats obtenus après rectification des jeux.

IV. III.Conclusion.

Dans ce chapitre nous avons conçu la pompe nuovo pignone avec le logiciel SOLIWORKS, puis nous avons simulé le coussinet central et les deux grains de fond de la pompe, afin de voir la distribution des champs de contrainte, déformation, déplacement et coefficient de sécurité avant et après l'augmentation des jeux fonctionnels.

Apres la simulation et les résultats obtenus, nous avons déduit que malgré les rectifications faites sur le coussinet central et les deux grains de fond, la résistance de ces pièces reste bonne.

Sommaire

IV. I. Introduction. 68
IV. I.1. Présentation du logiciel de conception (SOLIDWORKS)..... 68
IV. I.2 : conception de la pompe Nuovo Pignone type 10×18 [18]..... 69
IV.I.3 : partie assemblage 72
IV.II. Simulation de la pompe Nuovo Pignone type 10×18 [18]. 74
IV.II.1.Dimensions du coussinet central et les deux grains de fond avant et après rectification. 74
IV.II.2. Analyse des résultats de simulation avant l'augmentation des jeux..... 75
IV.II.3. Analyse des résultats de simulation après rectifications des jeux fonctionnels..... 81
IV. III. Conclusion. 84

Conclusion générale

Le stage qu'on a effectué au sein de la région transport centre (RTC), a étéd'une grande utilité sur le plan de la mise en application de nos connaissancesthéoriques acquises, notamment sur les pompes centrifuges.

Nous avons vue quelques opérations de révision générale de cette pompe. Cesopérations sont exécutées par l'équipe de maintenance de la RTC deBejaia. Ellespermettent de vérifier les différents organes de la pompe tels que l'arbre, les impulseur, les goujons de serrage, les garnitures mécaniques, la butée,l'alignement de l'arbre, les détecteur de fuite, de vibration, l'accouplement et lespièces de rechange etc.

En premier lieu, nous avons pris le temps de bien comprendre le principe de fonctionnement de la pompe NUOVO PIGNONE ; le problème de grippage de cette pompe qui conduit à une augmentation des couts de maintenance, la RTC à émis le souhait d'apporter des solutions à ces pannes répétitives.

En second lieu pour répondre au souhait de la RTC, nous avons proposé d'augmenter les jeux fonctionnels de la pompe afin de favoriser le passage des impuretés véhiculés par le brut et les particules d'usure des garnitures mécaniques, sachant que ces particules sont incriminées dans le problème de grippage de la pompe.

En troisième lieu nous avons calculé les débits de fuites et le rendement global avant l'augmentation des jeux qui ont les valeurs ($83.382\times 10^{-3}\mathrm{m}^3/\mathrm{s}$; 69.91%). En suite on a refait le même calcul après l'augmentation des jeux ($94.928\times 10^{-3}\mathrm{m}^3/\mathrm{s}$; 67.43%).

D'après ces résultats obtenus nous constatons une chute légère du rendement global (2.48%) après l'augmentation des jeux, ce qui n'influe pas sur le bon fonctionnement de la pompe.

Afin d'analyser le comportement de la pompe après les modifications apportées (augmentation des jeux fonctionnels), nous avons effectué une reconception des organes concernés. Cette reconception nous a permis d'effectuer une simulation du comportement de ces organes. Les résultats de simulation ont montré que les conditions de résistance sont vérifiées en matière de contraintes, déplacements, déformations et coefficient de sécurité.

Par ailleurs, l'augmentation du jeu fonctionnel suppose la diminution des épaisseurs des organes concernés (coussinet central et les grains de fond). C'est pour cette raison que l'on a effectué un calcul de vérification de leur résistance après rectification.Les résultats ont montré que ces organes remplissent les conditions de résistance avec leurs nouvelles dimensions.

Références Bibliographiques

Référence Bibliographique.

[1] : Support de Formation: EXP-PR-EQ070-FR.

Dernière Révision: 13/04/2007.

[2] : ENSPM (école national supérieure de pétrole et des moteurs) « Pompes, technologie et fonctionnement des pompes centrifuge » L'institue française de pétrole. PARIS. Guide de formation industrielle – IFP training-2005.

[3] : Documentation SONATRACH.

[4] : JEAN Poulain : « pompe rotodynamique, présentation description» B4300, Techniques de l'ingénieur, Génie mécanique, 2003.

[5] : D. Craig Sever and CHARLES T. « Centrifugal Pumps: Overview of Design, Operation and Malfunctions Bently Nevada Corporation Hatchover view of design1999.

[6] : IFP Training Hassi Messaoud / Base 24 – 28 Mai 2015.

[7] : HOSSAM Hassan « Pumps classification, Opération And maintenance» Septembre 2010.

[8] : Cours de pompes centrifuges.

[9] : Adam T.TROSKOLANSKI « Les turbopompes théorie, trace et construction » EYROLLES 61, paris 1977.

[10]: Johann Friedrich Gulich « Centrifugal Pumps », Springer, second edition, 2010.

[11] Michel PLUVIOSE « Similitude des turbomachines hydrauliques », Techniques de l'ingénieur, Génie mécanique, BM4285, 2003.

[12] : Turbopompes réalisé par André L. JAUMOTTE et Pierre DECOCK.

[13] : les systèmes hydrauliques et pneumatique A.V LEPECHKIN, A .A MIKHAILIN livre MOSCOU acadimia 2004.

[14] : Manuel de formation pour la conduite et l'entretien pour la turbine à gaz de type GE (Général Electrique) 10. Nuovo Pignone.

[15] : Michel MORET, Roulements et butées à billes et à Rouleaux, B5370 (technique de l'ingénieur), 10 mai 1990.

[16] : ra.larronde, cours construction mécanique, partie les accouplements, octobre 2010.

[17] : Pruftechnik, le guide de l'alignement d'arbres, 1ere édition; 09.12, 2012.

[18] : Logiciel de conception et de simulation SOLIDWORKS.

Résumé

Dans l'industrie du pétrole, pétrochimie et du gaz naturel, les pompes centrifuges occupent une place primordiale. Mais toute machine est exposée aux pannes dés son démarrage. Parmi ces pannes on distingue le grippage causé par le désalignement, les impuretés transportées par le brut et l'usure des garnitures mécaniques.

Ce travail consiste à réduire le risque de grippage de la pompe nuovo pignone type 10 ×18 par l'augmentation des jeux fonctionnels, le calcul de vérification des rendements globaux avant et après l'augmentation des jeux et simulation des organes rectifiés afin de vérifier leurs résistances.

Mots clés

Pétrole, pompes centrifuges, grippage, désalignement, impuretés, usure, augmentation des jeux.

Abstract

In the petroleum, petrochemical and natural gas industry, centrifugal pumps a key role. However, any machine is exposed to breakdowns from its start. These failures include seizing caused by misalignment, impurities carried by the stock and wear of mechanical seals.

This work consists in reducing the risk of seizure of the pump nuovo pignone type 10× 18 by the increase of the functional games, the calculation of verification of the global yields before and after the increase of the games and simulation of the corrected organs in order to check their resistances.

Key words

Petroleum, centrifugal pumps, seizing, misalignment, impurities, wear, increase of the functional games.