

People's Democratic Republic of Algeria  
Ministry of Higher Education and Scientific Research  
Mohamed Boudiaf University of M'sila  
Faculty of Technology

الجمهورية الديمقراطية الجزائرية  
العلمي والبحث العالي التعليم وزارة  
المسيلة جامعة  
التكنولوجيا كلية



Département de Génie Mécanique

## MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

**MASTER**

En Génie Mécanique

**Option : Techniques de production industrielle**

Présenté par :

**Acila Nadjmeddine**

**Thème**

**Révision des accessoires d'un compresseur centrifuge**

Devant le jury composé de :

**NOM et Prénom**

**Grade**

**Qualité**

Farsi Chouki

MCA

Encadreur

*Année Universitaire : 2023 / 2024*

N° d'ordre :GM/...../2024

# Remerciement

Tout d'abord on remercie **DIEU** le tout puissant de nous avoir donné foi et courage pour arriver à ce modeste d'étude.

Je vifs remerciements à mon promoteur Mr : **Farsi Chouki** qui ma guidée et orientée durant ce mémoire.

Une pensée émue à tous les étudiants de la faculté de Mécanique avec lesquels on a partagé une salle, un TD, un TP durant les années passées à notre faculté.

En fin nous remercierons tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin. Et ceux qui ont fait l'honneur de jurer ce mémoire.

A vous tous, Merci

## Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A grand-père, grand-mère, ma mère, à mon père

Pour leur soutien et abnégation pour m'encourager à

Terminer dans bonnes conditions nos travaux

A ma sœur : Tasnim

A mes frères : Issam et

Yousef

toute la famille Acila

A tous mes amis que je n'oublie jamais leur amitié et surtout le  
professeur Fouad Berrabeh

Avec des impliable sevenir en cœur .

A tous les étudiants de la promotion Et ses familles A tous qui m'ont  
souhaité le succès

Et le bonheur dans ma vie A tous ceux qui me sont chers

Acila Nadjmeddine

## **Résumé**

Notre mémoire de fin d'étude se focalise sur une idée générale sur les compresseurs tout en basant sur les compresseurs centrifuges, ainsi les causes possibles de défaut, en utilisant nos calculs pour étudier la propagation des fissures dans le diaphragme.

**Mots clés** : compresseurs centrifuges, propagation des fissures, diaphragme.

## المخلص:

استندت أطروحتنا النهائية إلى إعطاء فكرة عامة على مختلف الضواغط حيث ركزنا على ضاغط الطرد المركزي والأسباب المحتملة للخلل وذلك باستخدام حساباتنا لدراسة انتشار الشقوق في الحجاب الحاجز.

**الكلمات المفتاحية:** ضاغط الطرد المركزي، انتشار الشقوق، الحجاب الحاجز.

## **Abstract**

Our topic is based on a general idea about centrifugal compressors, and we are examining the possible causes of faults using our calculations to study the propagation of cracks in the diaphragm.

**Keywords:** centrifugal compressors, crack propagation, diaphragm.

---

# Sommaire

---

<b>Introduction générale .....</b>	<b>1</b>
------------------------------------	----------

---

## Chapitre I : généralité sur les compresseurs

---

I .1 Définition .....	3
I .2 But de compression.....	3
I .3 Classification des compresseurs .....	4
I .3.1 Compresseurs axiaux.....	5
I .3.2 Compresseurs centrifuges.....	5
I .4 Types des compresseurs centrifuges .....	7
I .5 Description des compresseurs centrifuges .....	9
I .6 Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge.....	10
I .7 Les organes constituant le compresseur.....	11
I .7.1 Le bâti.....	11
I .7.2 Diaphragme.....	12
I .7.3 Rotor.....	13
I .7.4 Arbre.....	13
I .7.5 Les roues.....	14
I .7.6 Tambour d'équilibrage .....	15
I .7.7 Arbre d'accouplement .....	16
I .7.8 Collet de palier de butée.....	16
I .7.9 Garnitures à labyrinthe .....	18
I .7.10 Garnitures d'étanchéités a huile .....	18

I .7.11 Garnitures mécaniques .....	18
I .8 Courbe du compresseur.....	19
I .8.1 Représentation des courbes .....	19
I .8.2 Limitation des courbes .....	20

---

## **Chapitre II : Etude problématique sur le compresseur centrifuge**

---

II .1 Introduction .....	21
II .2 Causes possibles de mauvais fonctionnement.....	21
II .3 La fatigue .....	23
II .3.1 Introduction.....	23
II .3.2 Définitions.....	24
II .3.3 Les étapes de la fatigue.....	24
II .3.4 le facies de rupture .....	25
II .3.5 les trois modes de rupture.....	25
II .3.6 Encrassement.....	26
II .3.7 Arrachement de matière de l'impulseur.....	27
II .3.8 Pompage de compresseur.....	27
II .3.9 La rupture des pièces du compresseur .....	30
II .3.10 La corrosion .....	31
II .3.11 Fissuration par fatigue .....	32
II .4 Conclusion .....	32

---

## **Chapitre III : Partie Théorique**

---

**III.1 Etude théorique d'un compresseur centrifuge 37**

III.2 Equation fondamentale des compresseurs centrifuge .....44

III.2.1 Equation d'EULER..... 44

---

## Chapitre IV : Partie calculé

---

IV.1 Introduction .....	47
IV.2 Calcul thermodynamique .....	47
IV.3 Les donnés de départ.....	47
IV.3.1 Paramètres de fonctionnement du compresseur .....	47
IV.3.2 Interprétation des résultats .....	50
IV.4 Calcule des poussées axiales .....	50
IV.4.1 La poussée axiale sur roues.....	51
IV.4.2 La poussée axiale sur le piston d'équilibrage.....	52
IV.4.3 La axiale sur le rotor .....	53
IV.4.4 Interprétation des résultats .....	53
IV.5 Etude d'une rupture .....	53
IV.5.1 Couple appliqué sur le rotor.....	54
IV.5.2 Calcule de facteur d'intensité de stress pour le lame de compresseur avec fissure de surface demi – elliptique .....	54
IV.5.3 Lame de compresseur endommagée au test de fatigue .....	55
IV.5.4 Solution empirique RAJU – NEWMAN Pour le facteur d'intensité de stress.....	57
IV.5.5 hypothèse pour les calcules du facteur d'intensité de stress dans la lame de compresseur avec l'utilisation des solutions RAJU-NEWMAN.....	59
IV.5.6 Calcule de facteur d'intensité de stress .....	62
IV.6 Conclusion .....	65

---

## **Chapitre V : Maintenance de compresseur centrifuge**

---

V.1 Introduction .....	66
V.2 Présentation de service mécanique .....	66
V.2.1 Définition des types de la maintenance du service mécanique .....	66
V.2.2 La maintenance des compresseurs préventive.....	67
V.3 Recherche des pannes .....	70
V.4 Conséquences de la maintenance .....	72
V.4.1 Conséquence d'une mauvaise maintenance.....	72
V.4.2 Conséquence d'une bonne maintenance .....	73
V.4 Conclusion .....	73
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>74</b>

# Liste des figures

**Fig. I .1** : Classification des compresseurs

**Fig. I .2** : Compresseur axial

**Fig. I .3** : Compresseur centrifuge

**Fig. I .4** : Roue d'un compresseur centrifuge

**Fig. I .5** : Enveloppe à plan de joint horizontal

**Fig. I .6** : Dessin technique compresseur centrifuge

**Fig. I .7** : Le bâti

**Fig. I .8** : les diaphragmes

**Fig. I .9** : Le rotor du compresseur

**Fig. I .10** : Les roues

**Fig. I .11** : Le tambour d'équilibrage

**Fig. I .12** : la garniture mécanique

**Fig. II.1** : Faciès de rupture

**Fig. II.2** : Modes de rupture

**Fig. II.3** : Photo du diffuseur "colmatage"

**Fig. II.4** : photo de l'intérieur du diaphragme

**Fig. II.5** : Impulseur déformé

**Fig. II.6:** Courbe caractéristique d'un compresseur

**Fig. II.7:** Arbre du compresseur avec l'impulseur déformé

**Fig. II. 8 :** Déformation au niveau de la bague de fixation

**Fig. II. 9 :** Corrosion au niveau du palier

**Fig. II. 10 :** Déformation du diaphragme

**Fig. III.1:** Bilan énergétique à travers un compresseur

**Fig. III.2:** Diagramme des vitesses à la sortie de l'impulseur d'un compresseur centrifuge

**Fig. III. :** Champ compresseur type, d'après Baines (2005)

**Fig. IV.1 :** Rupture brutal du diaphragme

**Fig. IV.2 :** Pale de compresseur du premier étage après l'essai de fatigue (a), emplacement de fissure le plus fréquent dans l'aube sans défauts préliminaires (b) et le 1er mode de forme de vibrations transversales (c)

**Fig. IV. 3 :** une fissure semi-elliptique émanant de la surface de la lame convexe,

Dans la phase préliminaire de la fracture

**Fig. IV. 4 :** Fissure semi-elliptique noyée dans la plaque plane soumise à une flexion pure.

**Fig. IV. 5 :** Localisation du point A sur le front de fissure selon la méthode Raju-Newman.

Dimensions de la fissure et de la section transversale

**Fig. IV.6 :** Fracture de la lame après un essai de fatigue avec des marques de plage sélectionnées distinctes ; (a) et la section transversale rectangulaire de remplacement avec les fronts de fissures définis sur le base des résultats expérimentaux (b).

**Fig. IV.7 :** Répartition des contraintes de flexion (composante ( $\sigma_z$ )) dans la section de la lame située à environ 5 mm au-dessus de la queue d'aronde

**Fig. IV.8:** Valeurs des paramètres  $f\phi$ ,  $g$ ,  $F$ ,  $H$  et valeurs du facteur d'intensité de contrainte pour la pale vibré avec une

**Fig. V.1 :** Les types de la maintenance appliquée amplitude différente.

# Liste des Tables

**Table. II .1** : Causes possibles du mauvais fonctionnement des compresseurs centrifuges.

**Table.IV.1** : pressions intermédiaires dans chaque roue.

**Table .IV.2** : Températures intermédiaires dans chaque roue.

**Tab V .1** : Vibrations et bruit anormaux du compresseur.

**Tab V.2** : Endommagement des paliers porteurs.

**Tab V.3**: Endommagement du palier de la butée.

**Tab V.4** : Endommagement des bagues d'étanchéité à huile.

**Tableau IV.3** : Valeurs des paramètres géométriques et des facteurs auxiliaires utilisés dans Raju-Newman solution pour les différentes tailles de fissures.

**Tableau IV.4** : Valeurs des paramètres  $f\emptyset$ ,  $g$ ,  $F$ ,  $H$  et valeurs du facteur d'intensité de contrainte pour la pale vibré avec une amplitude différente.

## Liste des Symbole

$P_r$  : pression de refoulement.

$P_a$  : pression d'aspiration

$Z$  : Coefficient de compressibilité

$Q_m$  : Débit massique

$T_a$  : Température d'aspiration

$T_r$  : Température de refoulement

$C_p$  : Chaleur spécifique

$n$  : Vitesse de rotation

$R$  : constante de gaz

$T_{cr}$  : Température critique du mélange

$P_{cr}$  : Pression critique du mélange:

$K$  : coefficients adiabatiques

$\mathcal{E}$  : Taux de compression

$N$  : *Coefficient* polytropique

$P_i$  : pression dans l'étage (i);

$P_{i+1}$  : pression dans l'étage (i+1)

$T_{i+1}$  : température dans l'étage (i+1);

$T_i$  : température dans l'étage (i).

$P_u$  : la puissance transmise au gaz

$N_a$  : la puissance absorbée

$S_{eq1}$  : 1<sup>er</sup> section de l'équilibrage.

$D_e$  : diamètre de piston d'équilibrage.

$D_a$  : diamètre de l'arbre.

$D_1$  : diamètre de l'ouïe d'aspiration

$b$  : largeur de la roue

$d$  : diamètre de la roue

$d_a$  : diamètre de l'arbre

$P_d$  poids du collet de butée

$V_d$  : Volume du disque d'équilibrage

$N_{abs}$  : puissance absorbée du compresseur

$\omega$  : vitesse angulaire de l'arbre

# Introduction

---

## **INTRODUCTION GENERALE**

En raison de notre économie nationale, le secteur d'énergie est le plus dominant dans les activités, considérant que l'Algérie est un pays d'hydrocarbure. Due a l'extraction et l'exploitation de pétrole et de gaz et le transport de ces sources d'énergie et leur utilisation dans la production de l'électricité a travers les centrales électrique il ya une nécessité au domaine de Turbomachines avec toutes leurs éléments et dispositifs. Les compresseurs centrifuges sont importants dans les différentes activités, appelés aussi compresseurs radiaux, sont des machines critiques pour de nombreuses applications dans les différents secteurs de l'industrie et sont utilisés pour les domaines d'application relatifs à la compression du gaz associé. Notre étude consiste à la description et l'étude de la problématique sur les compresseurs centrifuges : Dans le premier chapitre nous décriront les différents types de compresseurs centrifuges, et noteront quelque généralité sur ces machines. Le deuxième chapitre sera consacré à l'étude problématique du compresseur centrifuge, notamment les différents problèmes et causes possibles. Le troisième chapitre sera consacré aux théoriques de compresseur, notamment le bilan énergétique, les lois du travail, rendements et l'équation fondamentale du compresseur centrifuge (équation d'Euler). Le quatrième chapitre sera consacré aux calculs d'équilibrage du rotor, suivi d'un calcul de la fatigue sur une pièce du compresseur supposé être la raison du dysfonctionnement de ce dernier. Dans le cinquième chapitre nous feront éclat sur la maintenance générale, une étude sur les pannes et les solutions adaptées. Et on finira par une conclusion générale.

# **Chapitre I**

## **Généralités sur les Compresseurs**

## **I .Généralité sur les compresseurs centrifuges :**

### **I .1 Définition:**

Un compresseur est une machine dont la fonction principale est d'augmenter la pression d'un fluide compressible le traversant, ce qui se traduit par une compression progressive du fluide au fur et à mesure que la pression augmente. Les gaz, étant des fluides compressibles, nécessitent des compresseurs, tandis que les liquides, pratiquement incompressibles, requièrent des pompes. Pour des taux de compression très faibles, les gaz peuvent être considérés comme incompressibles et des soufflantes ou des ventilateurs sont alors utilisés. L'élévation de pression d'un gaz par un compresseur est utilisée pour : - Atteindre un niveau de pression spécifique requis par certains procédés définis. - Compenser les pertes de charge liées à la circulation d'un débit gazeux dans un réseau

### **I .2 But de compression : [1]**

La compression en générale, peut être imposée par la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une autre pression plus élevée. Cette opération a pour but de:

- Faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- Produire des conditions favorables (pression) pour des réactions chimiques.
- Envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur.
- Obtenir de l'air comprimé pour la combustion.
- Récupérer du gaz (unités de G.N.L ou autres). [1]

I .3 Classification des compresseurs:

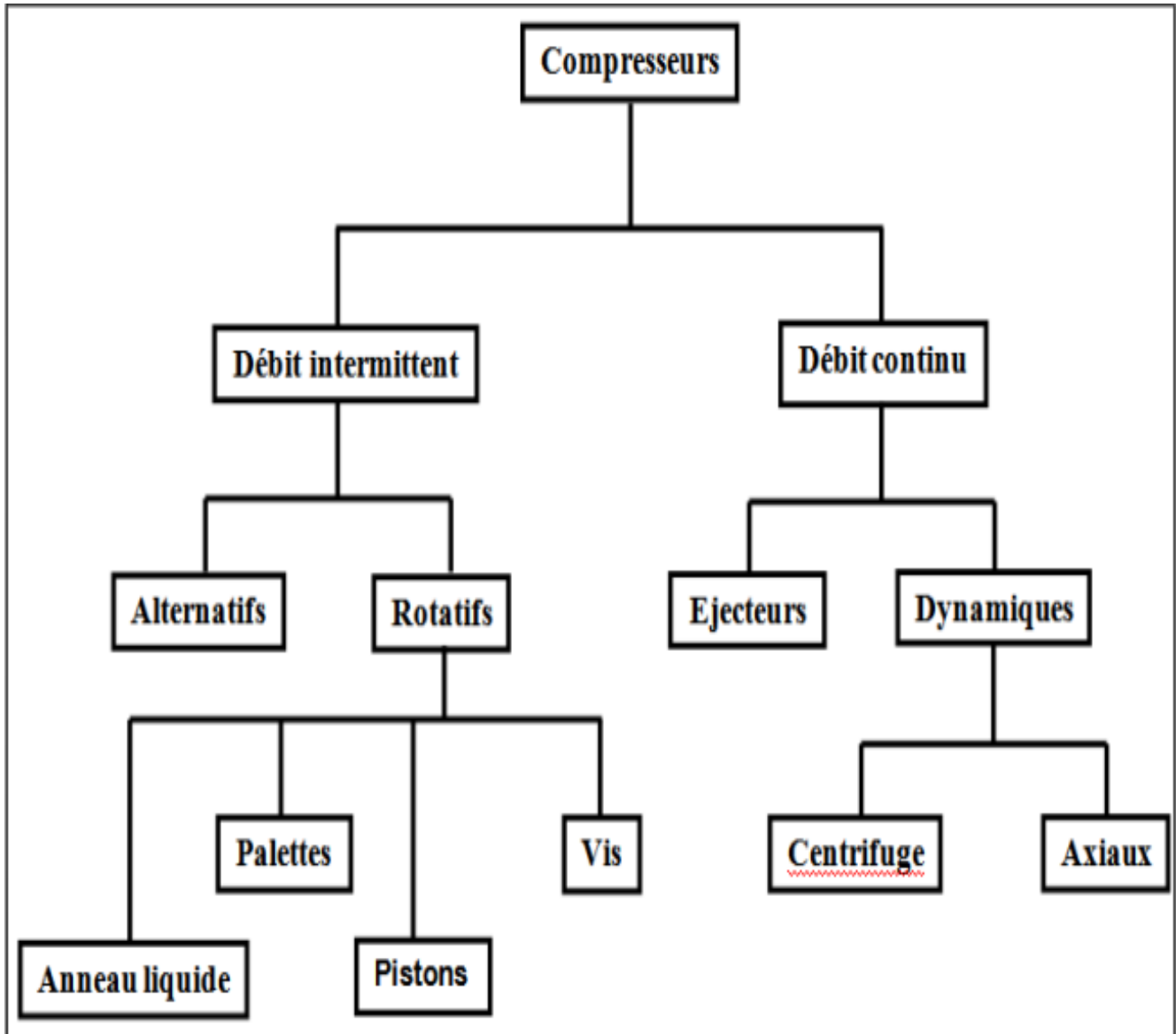
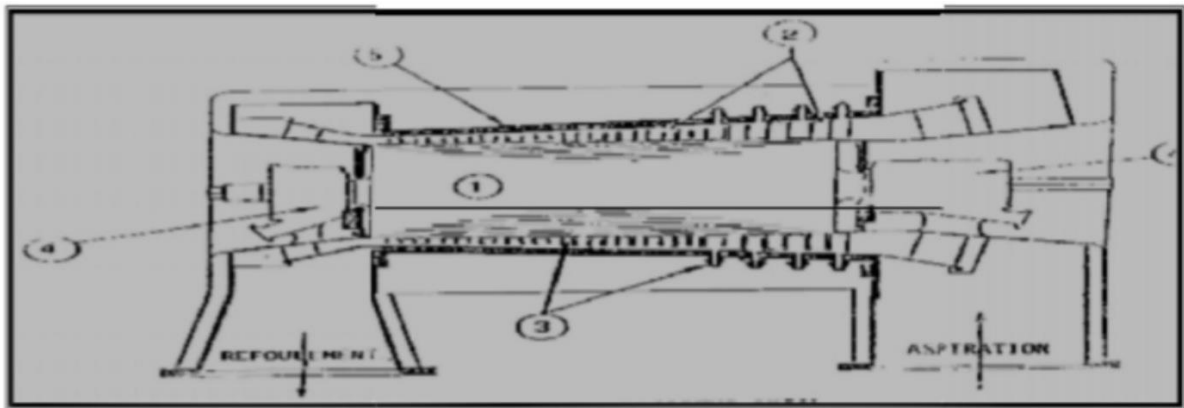


Fig. I .1: Classification des compresseurs

**I .3.1 Compresseurs axiaux: [2]**

Un compresseur axial est formé par la réunion en série d'un certain nombre de cellules axiales. Chacune comporte un aubage mobile et un aubage fixe.

Ils fonctionnent généralement avec des vitesses périphériques plus élevées par comparaison aux compresseurs centrifuges à savoir ( $u=200 - 300$  m/s) dans les compresseurs stationnaires et même avec 400m/s pour les compresseurs reliés directement aux turbines. Ils possèdent un bon rendement, dans le cas d'un grand débit ils sont moins encombrants.



- \* 1. ROTOR
- 2. AUBE DU ROTOR
- 3. AUBE FIXE
- 4. BOITE DES PALIERS
- 5. CORPS

**Fig. I .2 :** Compresseur axial

**I .3.2 Compresseurs centrifuges: [1]**

Ce sont des machines dans lesquelles l'échange d'énergie a lieu entre un rotor muni d'aubages tournant autour d'un axe et un fluide en écoulement permanent.



**Fig. I .3 :** Compresseur centrifuge

Un compresseur centrifuge est un dispositif de Compression dynamique qui utilise la force Centrifuge pour augmenter la pression du gaz d'un Point à un autre.

**Fig. I .4 :** Roue d'un compresseur centrifuge



Le compresseur centrifuge est classifié comme dynamique par opposition à un déplacement positif (machine alternative)

Il est constitué par:

- Une roue à aubes tournant autour de son axe.
- Un distributeur dans l'axe de la roue.
- Un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée volute.

Le gaz arrive dans l'axe de l'appareil par le distributeur et ensuite la force centrifuge, générée par la rotation de la roue à aubes, le projette vers l'extérieur de la roue. Il acquiert une grande énergie cinétique qui se transforme en énergie de pression dans la volute où la section est croissante.

A l'entrée et la sortie de chaque roue le gaz est guidé par des pièces du stator qui sont constitué de:

- Le canal d'entrée du gaz de la bride d'aspiration à l'entrée de la première roue.
- Le diffuseur à la sortie de chaque roue. Dans le diffuseur se produit une augmentation de pression de gaz par ralentissement ; due à l'augmentation de section.
- Le canal de retour qui guide le fluide a la sortie du diffuseur et l'amène à l'entrée de la roue suivante.
- La volute d'évacuation du gaz vers la bride de refoulement.

#### **I .4. Types des compresseurs centrifuges : [2]**

La construction de ces compresseurs étant adaptée au cas particulier de chaque réalisation, on distingue :

- **Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint vertical**

Ces compresseurs sont généralement multi étagés, et peuvent fonctionner à haute pression.

Le rotor et les diaphragmes sont situés à l'intérieur du corps. L'étanchéité est assurée par un joint torique monté entre le corps et le couvercle, ce dernier est rapporté à l'enveloppe par boulonnage qui facilite le montage et le démontage de l'ensemble aérodynamique.

- **Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint horizontal**

Ces compresseurs fonctionnent généralement à de basses pressions et débits importants. Le corps ouvert horizontalement est constitué évidemment de demi corps unis sur le joint horizontal, les tubulures d'aspiration et de refoulement ainsi celles intermédiaires, les tuyauteries d'huile de graissage et tous les raccords du compresseur et le reste de l'installation se font normalement moyennant le demi corps inférieur, ce qui permet une maintenance aisée.

L'enveloppe est moulée et généralement avec une surépaisseur de corrosion de 3 mm Les tubulures en fonderie ont utilisé une volute extérieure au niveau du refoulement pour réduire l'entraxe entre les paliers.



**Fig. I .5 :** Enveloppe à plan de joint horizontal

- **Compresseur avec corps en forme de cloche**

Les compresseurs barrels à haute pression ont des corps en forme de cloche et sont fermés par des segments au lieu que par des boulons.

- **Compresseur de canalisation**

Les corps de ces compresseurs sont en forme de cloche avec un seul flasque de fermeture sur un plan vertical, et généralement ils sont utilisés pour transporter le gaz naturel.

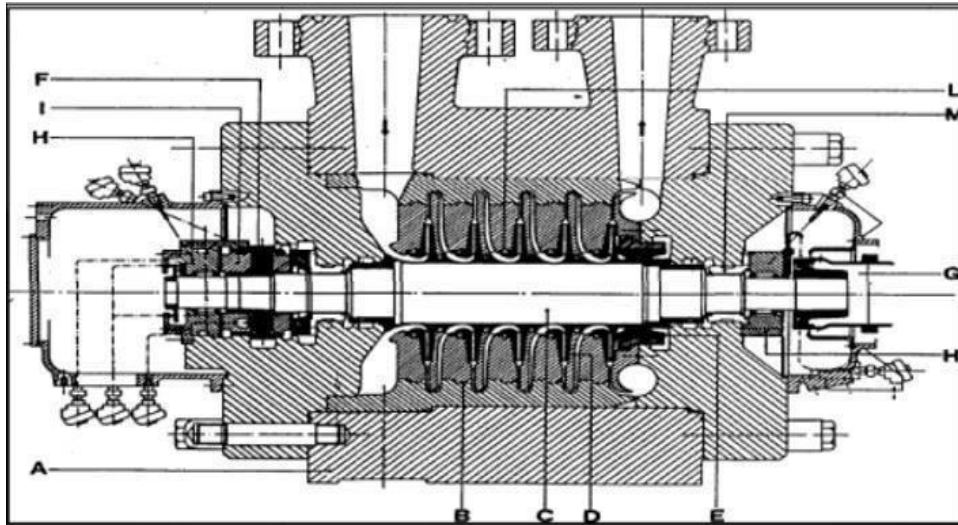
- **Compresseur SR**

Généralement utilisés pour comprimer de l'air, de la vapeur et pour des géothermiques.

### **I.5. Description des compresseurs centrifuges :**

Le compresseur centrifuge est une machine "dynamique" à schématisé sur la figure ce dessous. Des roues solidaires à l'arbre fournissent de l'énergie à ce partie de cette énergie est transformée reste dans le stator, c'est-à-dire dans le différentes Ce type de machine est constitué par : Ensemble de diaphragmes (B) où est intro(D), le piston d'équilibrage (E) et le collet (F) du palier de butée. Le rotor entraîné par la machine motrice moyen est gardé dans sa position axiale par le palier(L) et, si nécessaire, des étanchéités huile d'extrémité. En augmentation de pression directement dans les diffuseurs. Un corps extérieur contenant la partie du introduit un rotor formé par l'arbre (C), une ou plusieurs moyennant le moyeu (G) tourne sur les paliers porteurs (H) de butée (I).

Des dispositifs d'étanchéité à labyrinthe agissent sur le rotor. [2]



**Fig. I .6 :** Dessin technique compresseur centrifuge

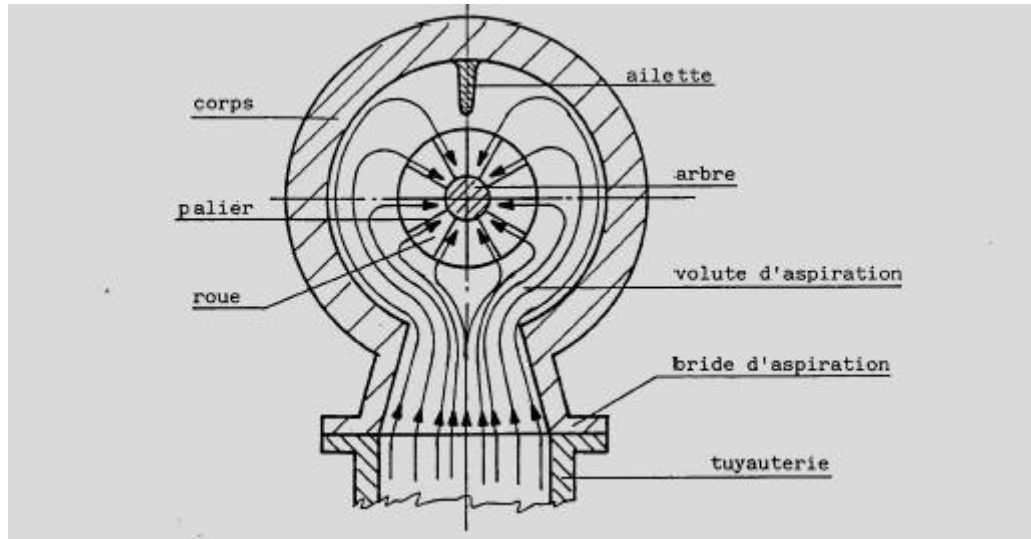
### **I .6. Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge : [1]**

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre Annulaire appelé volute d'aspiration et converge uniformément vers le centre de toutes les Directions radiales (voir la **Fig. I.7**).

Dans la chambre annulaire du coté opposée par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons du gaz.

Le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration et donc aspiré par la première roue la roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue avec une augmentation de la pression.

La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement qui collecte le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement, près de cette dernière il y a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à retourner dans la volute et qu'il envoie à la bride de Refoulement.

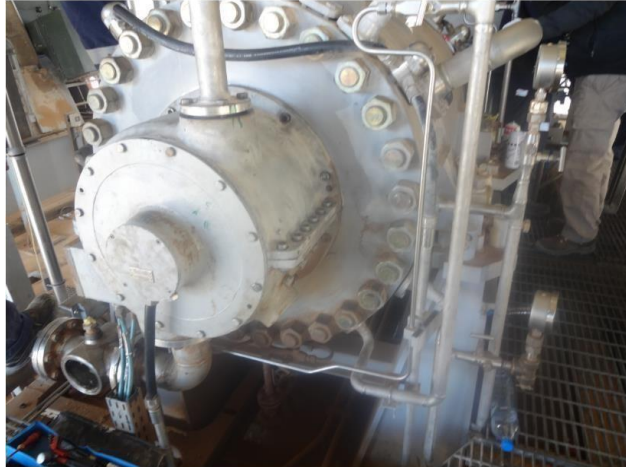


**Fig. 1.7 :** Parcours du gaz à l'entrée du compresseur brides d'aspiration

## **I .7. Les organes constituant le compresseur : [3]**

### **I .7.1 Le bâti:**

Appelé aussi corps pour un compresseur centrifuge, les enveloppes et les couvercles d'extrémité sont obtenus par forgeage afin de rendre le matériau plus homogène et donc plus résistant en considération des pressions élevées auxquelles ces compresseurs doivent travailler. Normalement, on utilise de l'acier au carbone pour le corps cylindrique. Les supports et les brides de fermeture, la teneur en carbone adoptée (0.2-0.25%) est suffisante pour obtenir de bonnes caractéristiques mécaniques et au même temps pour conférer des caractéristiques de soudabilité.



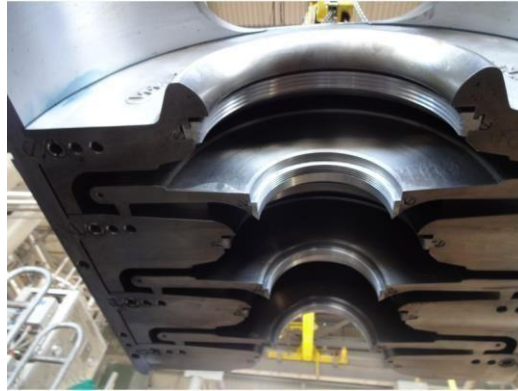
**Fig. I .7 :** Le bâti

### **I .7.2 Diaphragme :**

Les diaphragmes constituent le passage d'écoulement dynamique du gaz comprimé dans les pièces du stator du compresseur. Ils sont divisés en trois types : diaphragme d'aspiration, intermédiaire et de refoulement.

Le diaphragme d'aspiration conduit le gaz dans l'œil de la première roue, celui qui est intermédiaire est constitué de deux parties, l'une forme le passage de diffusion à travers lesquelles l'énergie cinétique du gaz est transformée en pression, l'autre forme le passage de retour pour porter le gaz vers l'œil de la roue qui suit, le diaphragme de refoulement constitue le diffuseur dernier étage, il constitue la volute de refoulement.

Tous les diaphragmes sont faits en acier tandis que les diaphragmes de refoulement sont faits en fonte.



**Fig. I .8 :** les diaphragmes

- **Le diaphragme d'aspiration :**

À la tâche d'acheminer le gaz à l'entrée de la première roue ; au cas où le réglage de débit du compresseur serait effectué moyennant des aubes variables, qui sont commandées de l'extérieur. Ce réglage est obtenu en modifiant l'angle d'arrivée du gaz à la roue.

- **Les diaphragmes intermédiaires :**

Ont la double tâche de former le diffuseur où a lieu la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression et le canal de retour pour diriger le gaz à l'entrée de la roue successive. Les diffuseurs peuvent être de type à vortex libre ou à aubes, ces dernières, améliorent le rendement de la transformation, et réduisent l'élasticité de la machine.

- **Le diaphragme de refoulement :**

Forme le diffuseur de la dernière roue et la volute de refoulement.

- **Les diaphragmes entre étages :**

Séparent les refoulements des deux étages dans les compresseurs à roues opposées.

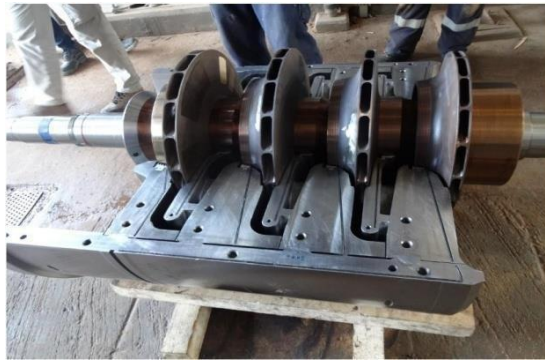
### **I .7.3 Rotor :**

Le rotor se compose d'un arbre sur lequel sont installées les impulseurs et les bagues d'écartement. Les écartements sont montés à chaud sur l'arbre. Ils positionnent les impulseurs en

direction axiale et protègent les sections de l'arbre, qui se trouvent entre les impulseurs, du contact avec le gaz. [1]

### **I .7.4.Arbre :**

L'arbre est constitué d'une partie centrale, à diamètre constant, où sont montées les roues et les douilles intermédiaires et de deux extrémités aux diamètres opportunément réduits où travaillent les paliers et les étanchéités d'extrémité.



**Fig. I .9 :** Le rotor du compresseur

Dans la construction des arbres de n'importe quel type de compresseurs, on utilise L'Acier forgé SAE 4330. D'autres constructeurs utilisent des aciers au carbone ordinaires.

L'Acier forgé SAE 4330 se prête excellentement au traitement thermique de durcissement et revenu. En effet les arbres des compresseurs centrifuges ayant des dimensions communes, et qui sont construit avec ce matériau, subissent ce type de traitement jusqu'au cœur tandis que les arbres en acier au carbone ordinaire le traitement atteint seulement la surface. Ce qui offre à l'acier forgé SAE 4330 une bonne ténacité, et duc Le revenu se fait à des températures plus hautes que d'habitude et de toute manière suffisantes à atteindre une charge de rupture plus grande que  $108 \text{ dan/cm}^2$  et une limite élastique de  $638 \text{ dan/cm}^2$ .

### **I .7.5 les Roues :**

Les roues sont frettées sur l'arbre avec un serrage de tolérance négative pour éviter leur desserrage aux hautes vitesses de vibrations dues aux forces centrifuges. Elles sont constituées d'un disque, les aubes et un contre disque. Leur construction est en acier allié (la norme AFNOR :

35NCD6) ayant des propriétés mécaniques élevées mais à faible pourcentage de carbone pour obtenir une bonne soudure.



**Fig. I .10** : Les roues

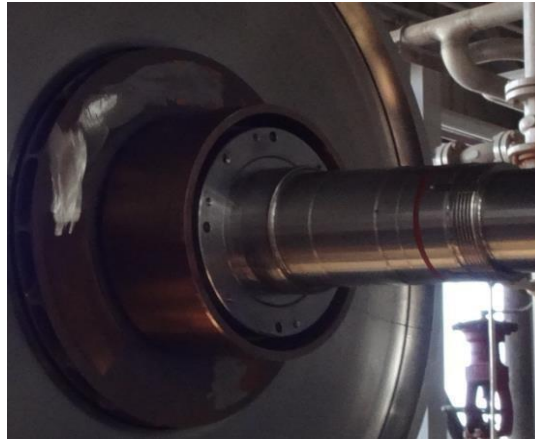
### **I .7.6 Tambour d'équilibrage :**

Le rotor du compresseur centrifuge est soumis à une poussée axiale vers l'extrémité d'aspiration due à la pression différentielle générée par chaque roue. La majorité de la poussée est équilibrée par le tambour d'équilibrage monté sur l'extrémité de l'arbre adjacente à l'Impulseur de dernier étage.

Le tambour d'équilibrage et le joint d'étanchéité correspondant simultanément avec le joint à labyrinthe prévu sur l'extrémité de l'arbre, la chambre d'équilibrage est accouplé en soumettant la zone sur le bord extérieur du tambour d'équilibrage à un niveau bas (Pression d'aspiration approximative), ils créent une pression différentielle dans la direction de celle des impulseurs cette basse pression est obtenue en reliant la zone derrière le tambour d'équilibrage à l'aspiration du compresseur par une ligne de gaz d'équilibrage.

La poussée restante étant absorbée par le palier de butée, ce qui garantit que le rotor ne peut pas se déplacer dans la direction axiale.

Le tambour d'équilibrage a été monté sur le rotor l'ensemble est à nouveau équilibré dynamiquement.



**Fig. I .11** : Le tambour d'équilibrage

### **I .7.7. Arbre d'accouplement :**

L'accouplement sert à transmettre la puissance de la machine motrice au compresseur.

Il peut être direct ou bien en utilisant un multiplicateur de vitesse (Gera Box), suivant le type d'entraînement.

Les premiers sont à graissages continus à huile, aptes pour les hautes vitesses de rotation et sont pratiquement les plus employés pour les compresseurs.

Les deuxièmes sont les accouplements à diaphragmes, ils se sont répandus de plus en plus quoique quelques constructeurs ne soient pas très favorables à leur adoption, étant donné que contre l'avantage principal d'accepter des désalignements remarquables, il existe de nombreux désavantages tels que : un poids plus grand et donc une influence négative sur le comportement flexionnel du rotor, difficultés d'équilibrage, vitesse critique et la rupture par fatigue des lamelles.

### **I .7.8 Collet du palier de butée :**

Le collet est construit en acier au carbone type généralement C40. Il est monté hydrauliquement par ajustement forcé :

- **Douilles intermédiaires :**

Les douilles intermédiaires sont des manchons positionnés entre les roues, elles ont un double but, le premier est celui de protéger l'arbre contre les fluides corrosifs (en général, elles sont en X15C13), l'autre est celui de fixer la position relative d'une roue par rapport à l'autre.

- **Douilles sous garnitures d'étanchéités à huile :**

Les douilles sont employées pour protéger l'arbre contre la corrosion et rayures éventuelles, elles peuvent être remplacées facilement.

Pour des pressions élevées il faudra se dépasser des douilles en colimaçon étant donné que ces dernières ne peuvent pas être forcées au-delà d'une certaine limite, dans ce cas on emploie des douilles en acier 40NiCrMo7 durci et revenu.

- **Étanchéités :**

Les étanchéités situées aux deux extrémités de l'arbre, à la sortie de ce dernier du corps, ont le but d'éviter ou de réduire au minimum la sortie du gaz comprimé ou l'entrée de l'air dans le corps de compresseur. Cette étanchéité peut être de trois types : à labyrinthe, à film d'huile mécanique.

**I .7.9 Garnitures à labyrinthe :**

La réduction au minimum des fuites tolérées vers l'extérieur est obtenue, par un jeu de garniture à labyrinthe. Dans ce cas, le gaz qui tend à faire des extrémités de l'arbre est bloqué par une série de lames appelées labyrinthes.

Les garnitures à labyrinthe sont construites en alliage léger ou matériau résistant à la corrosion, de dureté inférieure à celle de l'arbre pour éviter des endommagements de ce dernier en cas de contacts accidentels. Les garnitures peuvent être extraites aisément. Le nombre des lames et le jeu dépendent des conditions de fonctionnement.

Au cas où la moindre fuite de gaz ne serait admise, les garnitures à labyrinthe seront combinées à des systèmes d'extraction ou d'injection.

Les garnitures à labyrinthe sont en alliage d'aluminium. Qui n'est pas compatible avec la corrosivité du gaz, on utilise des aciers inoxydables de la série 18%Cr-8%Ni.

**I .7.10 Garnitures d'étanchéités à huile :**

Les garnitures d'étanchéité à huile sont constituées de deux anneaux flottants (de haute pression de côté H.P. et basse pression du côté B.P) revêtus à l'intérieur de métal anti frottement. L'huile d'étanchéité, à une pression légèrement supérieure à celle de gaz, arrive dans l'espace annulaire compris entre les deux bagues et passe dans l'espace annulaire laissé par le jeu entre les bagues et l'arbre.

L'huile qui est échappée du côté basse pression revient dans le réservoir et ensuite réintroduite dans le système ; l'huile sortie du côté haute pression est purgée par deux purgeurs automatiques. L'entrée d'huile dans le gaz est empêchée par une large garniture à labyrinthe. Puisque la pression de l'huile est légèrement supérieur à celle des gaz, l'intérieur du compresseur est muni de chambres intermédiaires d'équilibrage de la pression.

**I .7.11. Garnitures mécaniques :**

La garniture mécanique est constituée fondamentalement d'une bague de charbon normalement fixe gardée en contact contre un collet d'acier tournant avec l'arbre du compresseur.

Le contact est assuré par l'action combinée d'éléments élastiques (ressorts et soufflets) et par la distribution de la pression agissant sur la bague même.

Le contact entre le collet et la bague produit de la chaleur qui doit être éliminée en refroidissement de la garniture avec de l'huile. Pour garantir le graissage de l'espace contenant le film de lubrifiant entre le collet et la bague il faut avoir une pression différentielle entre huile et gaz assez élevée. Pour garder ce P il est nécessaire de créer une chambre de pression et donc il faut avoir une garniture BP entre l'huile sous pression et l'atmosphère. [4]



**Fig. I.12** : la garniture mécanique

### **I.8 : Courbes du compresseur : [13]**

#### **: Représentation des courbes :**

A partir des coefficients «  $\mu$  », et «  $\tau$  » et du rendement polytropique «  $\eta_P$  » du compresseur, et pour des conditions données de la nature du gaz et de la température d'aspiration, il est possible de tracer la courbe caractéristique pour une vitesse donnée.

Les constructeurs expriment la caractéristique d'énergie en fonction du débit de leurs machines de différentes manières.

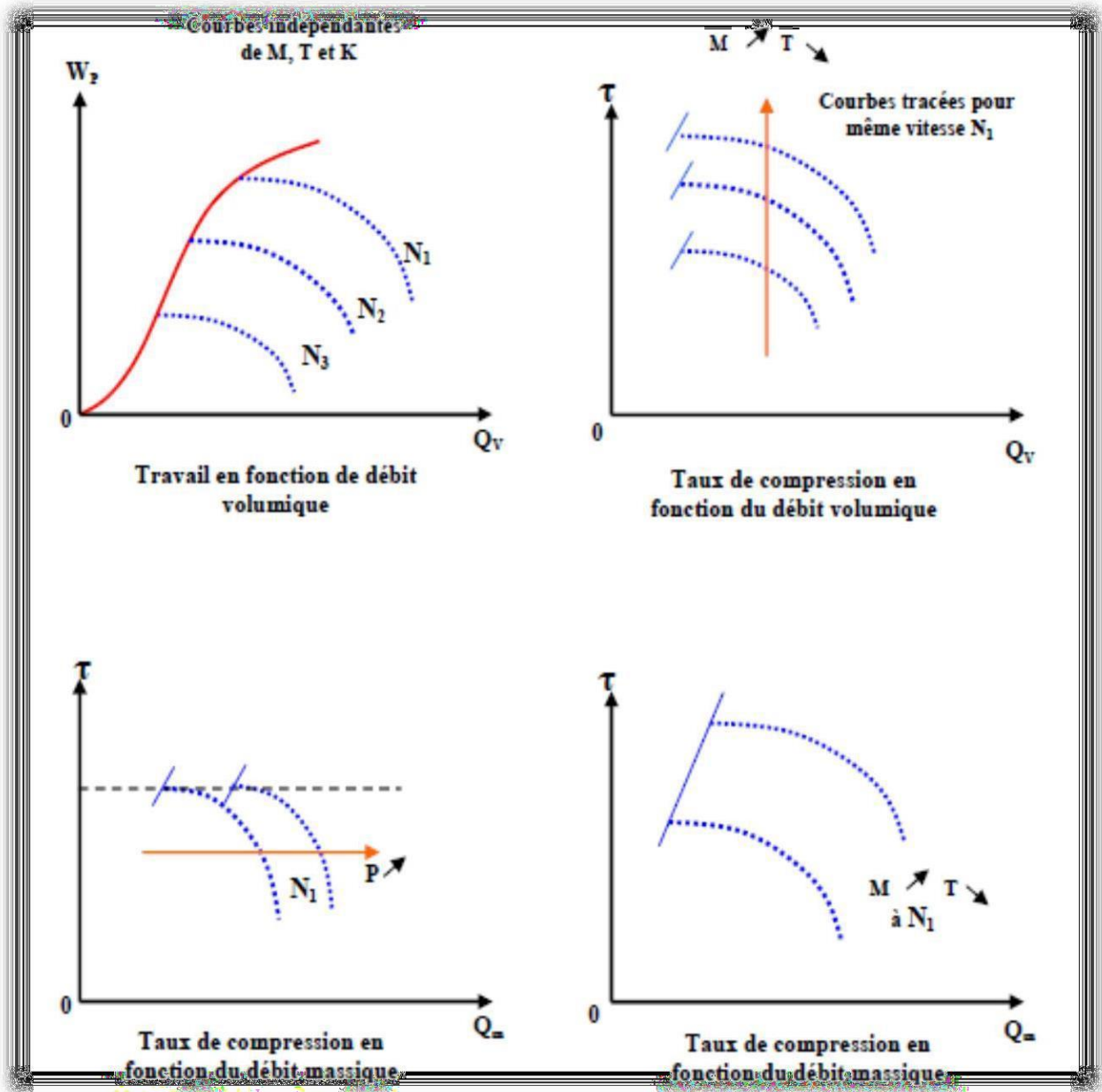


Fig. I.13 : Différentes courbes caractéristiques.

**: Limitations des courbes :**

La courbe caractéristique « Energie en fonction du Débit » a une forme en cloche dont seule la partie à droite du sommet est en pratique exploitable.

A gauche de la courbe, des phénomènes vibratoires très dangereux limitent l'exploitation de la machine, c'est la zone de pompage.

La machine est conçue avec une résistance mécanique telle que la vitesse ne peut dépasser une vitesse limite.

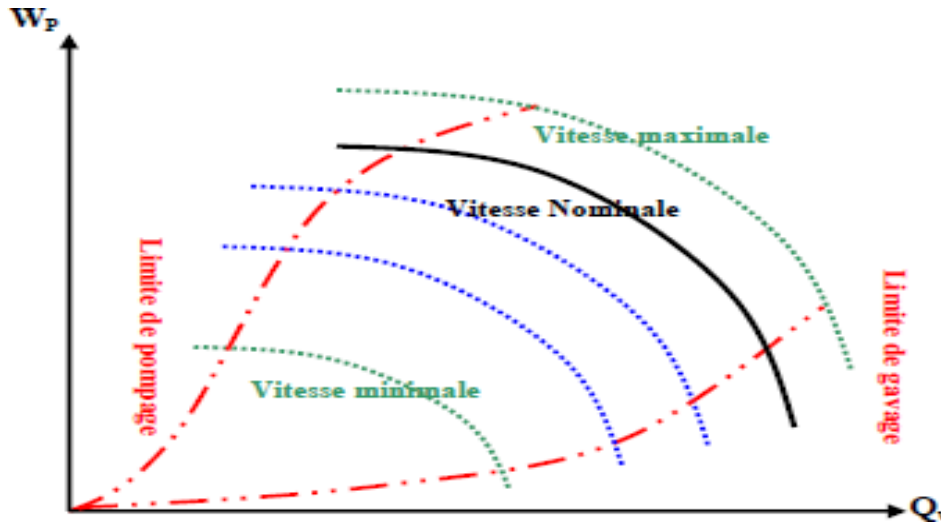


Fig. I.14 : Limitation des courbes caractéristiques.

Lorsque le débit devient trop important par rapport au débit nominal, l'écoulement devient très turbulent avec des blocages soniques.

Dans certaines applications, la courbe caractéristique est limitée par la puissance de la machine d'entraînement.

## Chapitre II

# Etude problématique sur les compresseurs Centrifuges

**II.1 Introduction :**

Suite à l'arrêt de fonctionnement de certains compresseurs centrifuges, une étude approfondie a été menée pour identifier les causes de ces anomalies. Une recherche exhaustive a été effectuée pour recenser tous les problèmes et les causes probables, suivie d'un examen détaillé de tous les dégâts constatés dans les compresseurs. Cette démarche comprenait l'analyse des composants endommagés, l'évaluation des conditions opérationnelles, et l'investigation des pratiques de maintenance et d'exploitation. Les résultats de cette étude ont permis de mieux comprendre les facteurs contribuant aux défaillances et de proposer des solutions pour prévenir de futures occurrences.

**II.2 Causes possibles de mauvais fonctionnement : [14]**

Augmentation des fuites internes due à la destruction des labyrinthes inter-étage, encrassement des canaux et des roues d'un compresseur centrifuge, début de grippage au niveau d'une garniture d'étanchéité, d'un palier, d'une butée, Le suivi des performances d'une machine, en particulier le suivi des rendements, permet de suivre en marche l'état des pièces internes de cette machine.

Il est évident que d'autres mesures ou enseignements sont également indispensables (niveau vibratoire, déplacements axial, échauffement de l'huile, résultat des analyses d'huile etc.) pour déterminer l'état mécanique du compresseur.

Problèmes	Causes
<b>Faible pression au refoulement</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Compresseur n'atteignant pas la vitesse.</li> <li>- Température excessive à l'entrée du compresseur.</li> <li>- Faible pression d'être.</li> <li>- Fuite de la tuyauterie de refoulement.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Sollicitation trop forte du compresseur par le système. insuffisant dans le compresseur.</li> </ul>

<p align="center"><b>Compresseur fonctionnant par à coup</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Résistance altérée du système due à une obstruction dans la tuyauterie de refoulement ou à une position incorrecte de la soupape.</li> <li>- Accumulation de dépôts au niveau du rotor ou des diffuseurs, limitant le débit du gaz.</li> </ul>
<p align="center"><b>Température d’huile des paliers élevée</b>  <b>Note :</b>  <b>La température de l’huile de graissage sortant des paliers ne doit jamais excéder 82 °C.</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Débit insuffisant ou limité de l’huile de graissage vers les paliers.</li> <li>- Huile de graissage de mauvaise qualité ; saletés ou dépôts gommeux dans les paliers.             <ul style="list-style-type: none"> <li>- Débit insuffisant de l’eau de refroidissement dans le refroidisseur d’huile de graissage.</li> </ul> </li> <li>- Refroidisseur d’huile de graissage encrassé.             <ul style="list-style-type: none"> <li>- Palier essuyé.</li> <li>- Viscosité élevée de l’huile.</li> </ul> </li> <li>- Vibrations excessives. Présence d’eau dans l’huile de graissage.</li> <li>- Surface irrégulière du palier lisse.</li> </ul>
<p align="center"><b>Vibrations excessives</b>  <b>Note: Les vibrations peuvent provenir de la machine accouplée. Pour localiser les vibrations, débrancher l’accouplement et faire fonctionner seul l’organe d’entraînement. Ceci permet d’identifier si les vibrations sont effectivement provoquées par l’organe d’entraînement.</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Assemblage incorrect des pièces.</li> <li>- Boulonnerie desserrée ou cassée.             <ul style="list-style-type: none"> <li>- Déformation de la tuyauterie.</li> </ul> </li> <li>- Alignement incorrect de l’arbre.             <ul style="list-style-type: none"> <li>- Accouplement usé ou endommagé.</li> </ul> </li> <li>- Accouplement sec (dans le cas d’une lubrification continue).</li> </ul>

	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Déformation de l'arbre en raison de chaleur ou de refroidissement irrégulier.</li> <li>- Rotor endommagé ou arbre plié.</li> <li>- Rotor non équilibré ou arbre déformé en raison de frottement excessif.             <ul style="list-style-type: none"> <li>- Jeu excessif du palier.</li> </ul> </li> <li>- Exploitation à la limite d'une vitesse critique.</li> </ul>
<b>Compresseur ne démarrant pas</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- alimentation défectueuse.</li> <li>- Défaut de l'équipement de connexion ou de démarrage.</li> <li>- Faible pression d'huile arrêtant le manocontact.</li> <li>- Défaut de panneau de commande</li> </ul>
<b>Surchauffe de la garniture</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- graissage incorrect.</li> <li>- refroidissement insuffisant</li> </ul>
<b>La fatigue de la matière</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Dégradation de la matière</li> <li>- L'endommagement des pièces             <ul style="list-style-type: none"> <li>- Les fissures</li> <li>- La rupture des pièces</li> </ul> </li> </ul>
<b>Température de refoulement élevée</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- température d'entrée trop élevée.</li> </ul>

**Table. II.1** : Causes possibles du mauvais fonctionnement des compresseurs centrifuges

## **II.3 La fatigue :**

### **II.3.1 Introduction:**

L'expérience industrielle montre que les ruptures de pièces de machines ou de structure en fonctionnement normal, sont le plus souvent dues à la fatigue. Habituellement, le phénomène de la

Fatigue est présenté comme un processus par lequel des dommages s'accumulent dans le matériau lors de l'application de charges variables.

Ces dégradations peuvent éventuellement provoquer une rupture, même si la charge maximale est bien inférieure à celle qui est requise pour atteindre la limite d'élasticité du matériau. En fait la fatigue est un phénomène qui produit localement une diminution de la résistance du matériau de construction. Ce matériau peut être un alliage métallique, un polymère ou un matériau composite comme le béton armé ou un plastique renforcé par des fibres.

### **II.3.2 Définitions :**

On entend par fatigue ou endommagement par fatigue la modification des propriétés des matériaux, consécutive à l'application de cycles d'efforts, cycles dont la répétition peut conduire à la rupture des pièces constituées avec ces matériaux.

En générale, la fatigue se produit sans déformation, plastique d'ensemble, mais avec une déformation plastique très localisée, d'abord autour des défauts à fond d'entaille ou en surface, ensuite à l'extrémité de la fissure une fois que celle-ci s'est formée. Il en résulte que la mesure de cette déformation est extrêmement difficile.

### II.3.3 Les étapes de la fatigue :

Considérons une structure soumise à un effort cyclique agissant jusqu'à la rupture (après un nombre de cycles donné. L'endommagement est imprévisible, il peut naître à souvent à la surface de la pièce comme il peut naître à l'intérieur. En évoluant il passe par 3 stades :

- **Amorçage**

A cause de la grande finesse du défaut initié, sa détection n'est possible que si on utilise de puissants équipements de laboratoire. Son initiation peut avoir lieu dans des endroits où l'accès est impossible.

- **Propagation**

Sous l'effet du changement cyclique du chargement la fissure initiée commence à prendre des dimensions importantes menant finalement à la ruine. A ce stade la fissure qui a grandi résultait de la propagation des microfissures causées par le défaut initié dans la première étape, c'est elle qui deviendra la fissure de la fatigue.

- **Rupture brutale**

Lorsque la fissure atteint une distance de telle façon que la section résiduelle est trop faible pour supporter de fortes contraintes résultant d'une concentration au fond de la fissure.

### II.3.4 Le faciès de rupture :

Lors d'une rupture par fatigue, on observe à l'œil nu deux zones distinctes caractéristiques : Une zone de rupture brutale avec un faciès à grains ou à nerfs, une zone de fissure de fatigue avec une surface lisse et soyeuse.

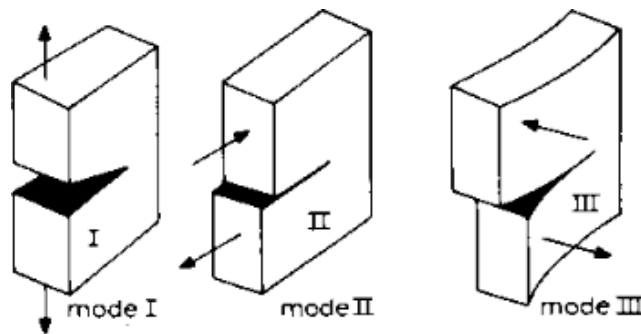


**Fig. II.1 :** Faciès de rupture

Lorsque la fissure occupe une section de la pièce telle que la section résiduelle est trop faible pour supporter les sollicitations appliquées, il se produit la rupture brutale.

### **II.3.5 Les trois modes de rupture :**

- Mode I (mode d'ouverture) : chargement perpendiculaire au plan de la fissure
- Mode II : chargement dans le plan de la fissure : mode de cisaillement plan
- Mode III : chargement de cisaillement, toujours dans le plan de la fissure : mode de cisaillement anti-plan



**Fig. II.2 :** Modes de rupture

Le mode I est le plus "courant" et le plus catastrophique. [2]

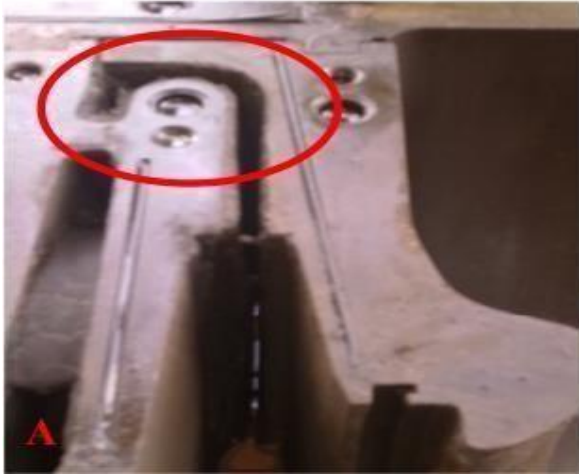
### **II.3.6 Encrassement**

Redémarrage du compresseur C avec des vibrations enregistrées sur le Compresseur coté accouplement = 95  $\mu\text{m}$ . A savoir ALARM = 80  $\mu\text{m}$  /TRIP = 110  $\mu\text{m}$ ).

Une révision a été décidée pour le compresseur. Ainsi lors du démontage il a été constaté que :

- Les faces internes des roues sont revêtues d'une couche très épaisse d'environ (5mm à 8mm) de dépôt.

- Les diffuseurs sont complètement bouchés.
- Usure très importante des labyrinthes inter-étage et les surfaces externes des roues sont couvertes de dépôt solide.



**Fig. II.3 :** Photo du diffuseur "colmatage"



**Fig. II.4 :** photo de l'intérieur du diaphragme

Les dépôts solides constatés à l'intérieur du compresseur centrifuge, ont pour principale conséquence l'encrassement du rotor qui engendre des vibrations dont les valeurs proportionnelles à l'importance des dépôts, augmentent progressivement au cours du fonctionnement du compresseur jusqu'à la valeur de seuil d'alarme et puis le déclenchement de la machine par le système de commande et de contrôle.

### **II.3.7 Arrachement de matière de l'impulseur :**

Suite au démontage du compresseur après son explosion on a pu constater que les impulseurs étaient déformés, on suppose que le phénomène de pompage était la cause de cette déformation.



**Fig. II .5 :** Impulseur déformé

**II.3.8 Pompage du compresseur :**

Le pompage est un phénomène fondamental et destructeur propre aux compresseurs dynamiques, ces machines sont caractérisées par le fait que la compression est obtenue par échange d'énergie dans le gaz mis en mouvement dans des rangées de roues.

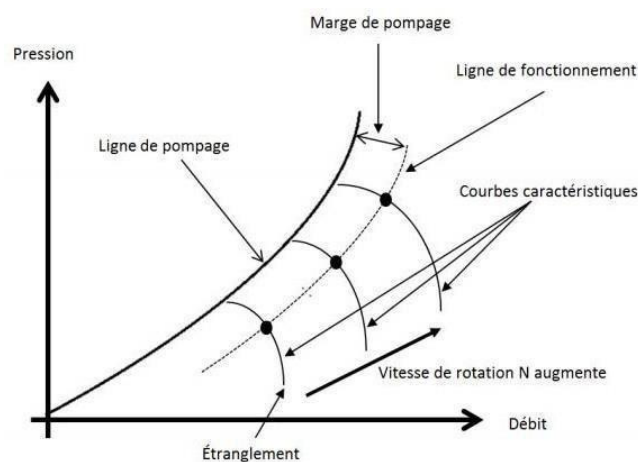
Le pompage est donc une instabilité aérodynamique d'ensemble du compresseur dans son environnement, lors du fonctionnement à petit débit.

Quand le réseau de refoulement s'est suffisamment vidé dans l'aspiration, le compresseur trouve de nouvelles conditions de fonctionnement lui permettant de rétablir le débit dans la bonne direction, jusqu'à ce qu'un nouveau cycle d'instabilité recommence ce qui conduit à un phénomène en oscillations (va-et-vient du débit).

Ce phénomène apparaît dans les zones de fonctionnement correspondant aux bas débits à l'aspiration et peut généralement avoir lieu à partir du moment où la courbe caractéristique (taux de compression-débit) atteint son maximum.

Tous les compresseurs sont définis généralement par une courbe caractéristique qui représente le taux de compression ( $P_r / P_a$ ) ou bien la pression de refoulement en fonction du débit aspiré, celle-ci est en fonction d'une série de paramètres tels que :

- Pression d'aspiration
- Vitesse de rotation
- Nature du gaz comprimé



**Fig. II .6 :** Courbes caractéristiques d'un compresseur

**❖ Conséquence du pompage sur le compresseur :**

Etant un phénomène très violent, le pompage met en jeu toute ou une partie de la masse de gaz présente dans la machine. Le gaz ne traverse plus la machine régulièrement mais subit des mouvements alternatifs dans une partie ou la totalité du compresseur. Il s'accompagne de :

- Vibrations des aubages des roues.
- Inversion de la poussée axiale du rotor.
- Vibrations à très basse fréquence de l'ensemble du compresseur.

En effet, sa conduite à des conséquences mécaniques désastreuses dont :

- Ces vibrations qui peuvent provoquer la rupture des aubes du compresseur par fatigue, car ayant une faible hauteur et étant longues et reliées en tête par flasque sa leur confère beaucoup de rigidité et de résistance.
- Charge excessive sur les butées provoquant la détérioration de celles-ci.
- L'excitation radiale sur le rotor qui résonne sur son premier mode propre de flexion.
- Les amplitudes vibratoires au centre du rotor sont importantes et conduisent à la destruction des garnitures d'étanchéité internes, en l'occurrence les étanchéités labyrinthe, ce qui est préjudiciable au rendement de la machine, et nécessite son arrêt pour remise en état.



**Fig. II.7 :** Arbre du compresseur avec l'impulser déformé

### II.3.9 La rupture des pièces du compresseur :

L'endommagement s'est produit en priorité dans les zones dont les contraintes alternées sont les plus fortes, c'est-à-dire dans les zones à concentration de contraintes (trous, entailles...) sous l'effet de la fatigue.

La fatigue désigne l'endommagement d'une pièce sous l'effet d'efforts variables : forces appliquées, vibrations. Alors que la pièce est conçue pour résister à des efforts donnés, l'application et le retrait d'efforts plus faibles peut provoquer sa rupture.

La fatigue est un processus (succession de mécanismes) qui sous l'action de contraintes ou déformations variables dans le temps modifie les propriétés locales d'un matériau.

Ces dernières peuvent entraîner la formation de fissures et éventuellement la rupture de la structure, elle est notamment caractérisée par une étendue de variation de contrainte qui peut être bien inférieure à la limite d'élasticité du matériau.

Les étapes principales de la ruine par fatigue d'un assemblage sont l'amorçage de fissures (si des défauts ne sont pas déjà présents dans le matériau), la propagation de fissures et la rupture finale.



**Fig. II . 8 :** Déformation au niveau de la bague de fixation

## Chapitre II : Etude problématique sur le compresseur Centrifuge

### II .3.10 La corrosion :

La fatigue des impulsers peut être aggravée par formation de l'encrassement, qui chargé de particule a la fois humide et solide donne naissance au phénomène de corrosion, qui engendre des diminutions des caractéristiques métalliques

La détérioration des étanchéités a labyrinthes, dans les différents compartiments, ce qui causerait une augmentation des débits de fuites internes donc une diminution du rendement du global du compresseur, sans oublier l'augmentation de la fréquence de maintenance de ce compresseur contrairement aux autres compresseurs.



**Fig. II . 9** : Corrosion au niveau du palier

### II.3.11 Fissuration par fatigue :

On appelle fatigue ou endommagement par fatigue la modification des propriétés du matériau, consécutive à l'application de cycles d'effort. La répétition de ces cycles peut conduire à la rupture des pièces constituées de ces matériaux.



**Fig. II . 10 :** Déformation du diaphragme

- 90% des ruptures en service sont dues à de la fatigue
- La recherche de performance ou de diminution des impacts environnementaux demande de plus en plus de dimensionner les pièces en fatigue afin soit de les alléger, soit d'en prolonger l'usage.

### II.4 Conclusion :

On a divulgué tout les problèmes constaté dans les compresseurs, on va focaliser sur les fissures trouvé au niveau du diaphragme.

# **Chapitre III**

## **Les équations et formulations**

**III.1 Etude théorique d'un compresseur centrifuge : [4]**

L'étude de la pompe centrifuge peut être dans certain mesures, transposée au domaine des compresseurs centrifuges, mais la compressibilité des gaz, introduit un élément de complexité.

L'augmentation de la pression statique est due a l'auto-compression causée par l'action centrifuge .ceci est analogue a l'effet gravitationnel, c'est-a-dire dans une colonne le liquide en hauteur exerce une pression sur le liquide en dessous. La pression statique produite dans l'Impulseur est égale à la hauteur statique, qui serait produite par une colonne équivalente gravitationnelle. Si nous supposons que les pales de l'Impulseur sont radiales et que le diamètre d'entrée de l'Impulseur est petit, la hauteur statique h développée dans le passage roue pour un seul étage est donnée par:

$$h = \frac{v^2}{g}$$

Où

h=hauteur statique développée en mètre.

V=vitesse périphérique de l'Impulseur ou vitesse de pointe en m/s.

g= accélération due à la pesanteur en m/s<sup>2</sup>.

L'augmentation de la pression  $\Delta P$  totale engendrée par l'écoulement du gaz à travers le passage est donnée par la formule:

$$\Delta P = \rho g h = \rho v^2$$

$\rho$ =densité du fluide

Dans le bilan énergétique du compresseur, nous obtenons d'un écoulement constant l'équation d'énergie suivante:

$$-Q + m \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + gZ_i \right) = +W_c + m \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right)$$

Où

Q = énergie thermique échangée de i à e

W = énergie mécanique échangée de i à e

m = débit massique du fluide

$V_i, V_e$  = vitesses d'entrée et de sortie du fluide.

$Z_i, Z_e$  = Hauteurs géométriques

Si on néglige les changements dans l'énergie cinétique et potentielle, l'équation ci-dessus devient :

$$-Q + mh_i = -W_c + mh_e$$

Dans un compresseur centrifuge, le taux de transfert de chaleur  $Q$  est normalement négligeable (comme la surface disponible pour le transfert de chaleur est faible) par rapport à d'autres termes d'énergie, donc le travail fourni par compresseur pour la compression adiabatique est donné par l'équation suivante:

$$W_c = m(h_e - h_i)$$

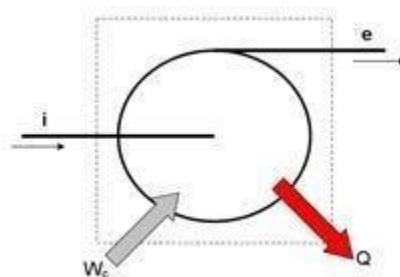
L'équation ci-dessus est valable pour les deux cas : réversible et irréversible. Dans un cas réversible, la compression adiabatique, la puissance absorbée par le compresseur est :

$$W_{C,isen} = m(h_e + h_i)_{isen}$$

Puis en utilisant la relation thermodynamique,  $Tds = dh - vdp$ , le travail de compression isentropique est donné par la formule :

$$W_{C,isen} = m(h_e + h_i)_{isen} = \int_{P_i}^{P_e} v dp_{isen}$$

Ainsi dans un cas réversible, le travail isentropique de compression est identique pour les compresseurs centrifuges et les compresseurs alternatifs. Cependant, la différence fondamentale entre compresseurs alternatifs et compresseurs centrifuges réside dans la source d'irréversibilité.



**Fig. III.1** Bilan énergétique à travers un compresseur.

Dans le cas d'un compresseur alternatif l'irréversibilité est principalement due au transfert de chaleur et à la chute de pression à travers les soupapes et les canalisations.

## Chapitre III : les équations et formulations

---

Toutefois, dans le cas d'un compresseur centrifuge, puisque la vitesse d'écoulement de fluide est très élevée à travers le passage des aubages de l'impulseur pour une montée en pression déterminée, la principale source d'irréversibilité est due à la contrainte de cisaillement à l'interface entre le fluide et la surface des aubages de l'impulseur.

Dans les compresseurs à pistons par exemple, le travail est nécessaire pour surmonter la force agissant sur le piston, tandis que dans les compresseurs centrifuge, le travail est nécessaire pour surmonter les forces de pression normales ainsi que les forces de cisaillement. Le travail spécifique est plus élevée que la zone du diagramme PV en cas de compresseur centrifuge, dues à des irréversibilités et aussi en raison de l'augmentation de volume spécifique du gaz due au frottement.

Pour tenir compte des irréversibilités dans les compresseurs centrifuges, le rendement polytropique  $\eta_{pol}$  est défini. Il est donné par la formule suivante:

$$\eta_{pol} = \frac{W_{pol}}{W_r} = \frac{\int_{P_i}^{P_e} v dp}{(h_e - h_i)}$$

Où  $W_{pol}$  et  $W_r$  sont les travaux polytropique et réel de la compression, Le travail polytropique de compression est généralement obtenu par l'expression :

$$W_{pol} = \int_{P_i}^{P_e} v dp = f \left( \frac{n}{n-1} \right) P_i V_i \left[ \left( \frac{P_e}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$n$  : est l'exposant ou indice polytropique de fluide ( $n \approx 0,814$  pour le gaz naturel),  $f$  est un facteur de correction qui prend en compte la variation de  $n$  lors de la compression. Normalement, la valeur de  $f$  est proche de 1 (1,00 à 1,02), d'où elle peut être négligée dans les calculs, sans des erreurs significatives. Si le gaz naturel est supposé se comporter comme un gaz parfait, alors il peut être montré que le rendement polytropique est égal à:

$$\eta_{pol} = \left( \frac{n}{n-1} \right) \frac{\gamma}{\gamma - 1}$$

Où  $\gamma$  = Rapport des chaleurs spécifiques à pression et volume constant  $c_p / c_v = 1.32$  pour le gaz naturel (supposé constante).

Bien que les vapeurs de GNL ne soient pas strictement comme des gaz parfaits, l'équation ci-dessus est souvent utilisée pour obtenir le rendement polytropique du compresseur en

## Chapitre III : les équations et formulations

---

remplaçant  $\gamma$  par un exposant isentropique  $k$ , c'est à dire, pour un gaz réel, le rendement polytropique est estimé à partir de l'équation :

$$\eta_{pol} = \left( \frac{P_e}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Pour un compresseur centrifuge, le rendement polytropique varie de 0,7 à 0,85. L'exposant polytropique  $n$  est obtenu à partir des mesures réelles des pressions et des volumes spécifiques à l'entrée et à la sortie du compresseur, en utilisant l'équation  $PV^n = \text{constante}$ . Cette procédure donne des résultats habituellement assez précis car les vapeurs de GNL ont une structure moléculaire simple.

Lorsque la vitesse de gaz est élevée, alors le changement de l'énergie cinétique à travers le compresseur peut être considérable. Dans de tels cas, ces termes doivent être inclus dans l'équation énergétique à écoulement constant. Si le taux de transfert de chaleur est négligeable et le changement de l'énergie cinétique est considérable, alors le travail de compresseur est donné par :

$$W_C = m(h_{t,e} - h_{t,i})$$

Où  $h_{t,e}$  et  $h_{t,i}$  sont les enthalpies totales ou de stagnation, à la sortie et l'entrée du compresseur, respectivement. L'enthalpie totale  $h_t$  du fluide est donnée par :

$$h_t = h + \frac{V^2}{2}$$

Où  $h$  est l'enthalpie spécifique du gaz et  $V$  est sa vitesse. Similaire à l'enthalpie statique, on peut aussi définir la température statique et la pression statique. La pression statique  $P_t$  est définie comme la pression développée quand le gaz est décéléré de façon réversible et adiabatique de vitesse  $V$  à vitesse nulle. Puis, à partir du bilan énergétique,

$$\int_{P_i}^{P_e} v dp_{isen} = h_t - h = \frac{V^2}{2}$$

Pour les gaz parfaits :

$$T_t = T + \frac{V^2}{2C_p}$$

Où  $T_t$  est la température totale donnée par :

$$\int_{P_i}^{P_e} v dp_{isen} = \frac{V^2}{2} \approx (P_t - P)$$

## Chapitre III : les équations et formulations

---

Où  $T$  est la température statique et  $C_p$  est la chaleur spécifique à pression constante.

Pour un fluide incompressible (densité  $\approx$  constante) :

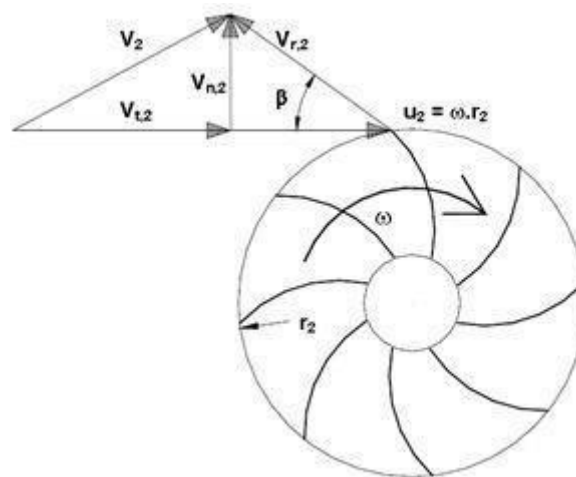
$$P_t = P + \frac{1}{2} \rho V^2$$

D'où la pression totale d'un fluide incompressible est donnée par :

$$P = \tau \cdot \omega = m r_2 \omega V_{t,2} = m u_2 V_{t,2}$$

Pour établir une relation entre la puissance absorbée, la vitesse de l'impulseur et le diamètre, il est essentiel de trouver le couple nécessaire pour faire tourner la roue.

Le couple nécessaire pour faire tourner l'impulseur est égal à la variation du moment cinétique du fluide. En supposant que le fluide entre radialement et sans composante tangentielle à l'entrée, le couple  $\zeta$  est donnée par :



**Fig. III.2 :** Diagramme des vitesses à la sortie de l'impulseur d'un compresseur centrifuge.

$U_2 = \omega \cdot r_2 =$  vitesse de pointe de l'impulseur

$\omega =$  Vitesse de rotation de la roue

$V_2 =$  vitesse absolue du fluide

$V_{r, 2} =$  vitesse relative du fluide à la roue

$v_{t, 2} =$  composante tangentielle de la  $V_2$

$V_n =$  composante normale de la  $V_2$

## Chapitre III : les équations et formulations

---

Le diagramme montre également la composante normale de la vitesse de fluide,  $V_{n, 2}$  à la sortie de la roue.

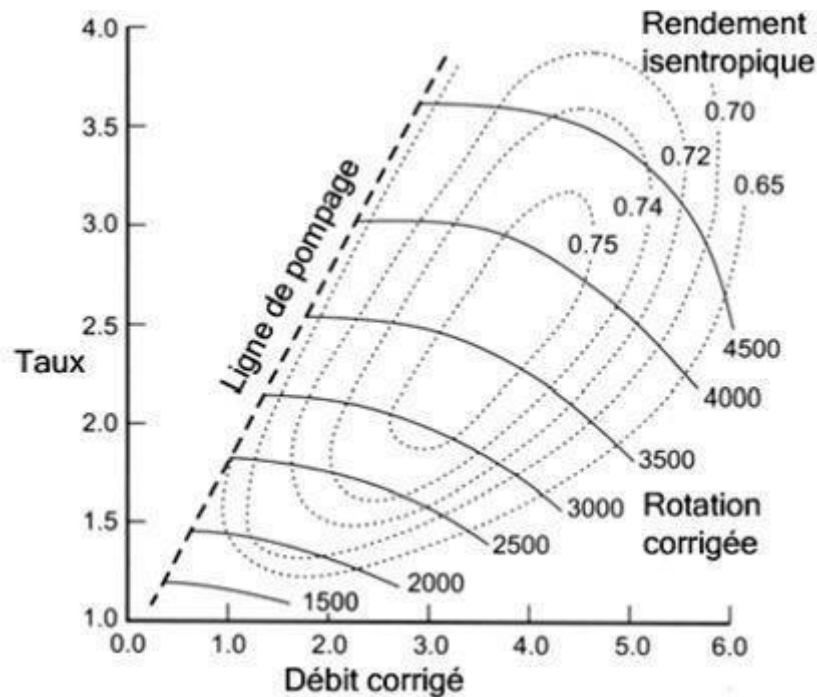
Le débit volumique de l'impulseur est proportionnel à la composante normale de la vitesse. A partir du diagramme de vitesse, la composante tangentielle  $V_{t, 2}$  peut être écrite en fonction de  $U_2$  vitesse de pointe, de la composante normale  $V_{n,2}$  et de l'angle de sortie par rapport aux aubages  $\beta$ :

$$V_{t,2} = U_2 - V_{n,2} \cot Q = u_2 \left( 1 - \frac{V_{n,2} \cot Q}{u_2} \right)$$

D'où le travail de l'impulseur  $W$  est donnée par:

$$W = \frac{m u}{2} V_{t,2} = \frac{m u^2}{2} \left( 1 - \frac{V_{n,2} \cot Q}{u_2} \right)$$

L'évaluation de la performance d'un compresseur ne se limite généralement pas à un seul point de fonctionnement, on la caractérise par un champ (figure III.2). Le champ compresseur montre le taux de compression en fonction du débit corrigé à vitesse de rotation corrigée constante, auquel on superpose souvent les contours d'iso-rendement. La limite aux faibles débits est le pompage, qui se caractérise par une instabilité de l'écoulement (parfois jusqu'à inversion du débit), accompagné d'oscillations de pression de grande amplitude, pouvant à terme détériorer la machine. Aux forts débits, la limite est le blocage, qui correspond à l'apparition d'une section sonique dans l'étage.



**Fig. III. :** Champ compresseur type, d'après Baines (2005).

Ces deux limites permettent d'introduire une autre mesure importante de la performance : la plage de fonctionnement. Elle se définit comme :

$$\text{plage} = \frac{m_i \text{ blocage} - m_i \text{ pompage}}{m_i \text{ nominal}}$$

$m_i$  = le débit massique du fluide.

Débit de blocage est parfois utilisé au dénominateur de cette expression. On notera que la plage d'un compresseur diminue quand le taux de compression augmente. [6]

### **III .2 Equation fondamentale des compresseurs centrifuge : [7]**

#### **III.2.1 Equation d'EULER :**

L'accroissement de la composante périphérique du moment cinétique dans l'enceinte de la roue se calcule comme suit :

$$d\mathbf{k}_u = r_2 C_2 \cos a_2 dq_{m2} - r_1 C_1 \cos a_1 dq_{m1}$$

Compte tenu de la condition de continuité de mouvement :

$$dq_{m1} = dq_{m2} = dq_m$$

Nous obtenons :

$$d\mathbf{k}_u = (r_2 C_2 \cos a_2 - r_1 C_1 \cos a_1) dq_m dt$$

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

$$d\mathbf{M} = \frac{d\mathbf{k}}{dt} (C_2 \cos a_2 - r_1 C_1 \cos a_1) dq_m dt$$

En étendant l'intégration à toute la section d'entrée, et de sortie de la roue, nous obtenons le couple total.

$$\mathbf{M} = \int (r_2 C_2 \cos a_2 - r_1 C_1 \cos a_1) dq_m$$

Ou encore :

$$\mathbf{M} = (r_2 C_2 \cos a_2 - r_1 C_1 \cos a_1)$$

C'est l'équation fondamentale des compresseurs (Equation d' Euler) En substituant :

$$C_1 \cos a_1 = C_{1u}$$

$$C_2 \cos a_2 = C_{2u}$$

On obtient :

$$\mathbf{M} = (r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u})$$

La puissance fournie au liquide par la roue du compresseur :

$$\mathbf{P} = \mathbf{M}\omega = (r_2 C_{2u}\omega - r_1 C_{1u}\omega)$$

$$\mathbf{P} = \mathbf{M}\omega = (r_2 U_2 - r_1 U_1)$$

$$\mathbf{P} = \mathbf{M}\omega = (r_2 C_2 \cos a_2 - r_1 C_1 \cos a_1)$$

En éliminant les fonctions trigonométriques :

$$\begin{aligned} r_1 C_1 \cos a_1 &= \frac{1}{2} (C_1^2 + U_1^2 - W_1^2) \\ - r_2 C_2 \cos a_2 &= \frac{1}{2} (C_2^2 - U_2^2 - W_2^2) \end{aligned}$$

## Chapitre III : les équations et formulations

---

Il vient :

$$P = \rho \frac{gq_m}{2g} [(C_2^2 - C_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_2^2 - W_1^2)]$$

Cette formule, le terme  $C_2^2 - C_1^2 / 2g$  exprime l'accroissement unitaire de l'énergie cinétique du liquide, résultant du changement de la vitesse  $C_1$  en  $C_2$

Le terme  $U_2^2 - U_1^2 / 2g$  :

Exprime l'accroissement de l'énergie de pression produit par la force centrifuge qui imprime aux particules un mouvement circulaire autour de l'axe.

Le terme  $W_2^2 - W_1^2 / 2g$  :

Correspond à l'accroissement de l'énergie de pression provoquée par la réduction de la vitesse relative au passage par les canaux divergents de la roue. Ainsi, la roue en giration provoque un accroissement de l'énergie cinétique et aussi de l'énergie de pression du liquide véhiculé.

Compte tenu des relations suivantes :

$$C_1^2 = C_{1u}^2 + C_{1r}^2 \quad ; \quad C_2^2 = C_{2u}^2 + C_{2r}^2$$

L'équation aura la forme finale :

$$P = \frac{q_m}{2} [(C_2^2 - C_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_2^2 - W_1^2)] ; [J/Kg]$$

Aussi, La puissance échangée par unité de masse est donc :

$$W_c = U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u} ; [J/Kg]$$

**Chapitre IV**

**Partie Calcule**

**Introduction :**

Dans ce chapitre, nous nous pencherons sur les méthodes de calcul des caractéristiques du gaz et sur l'évaluation des performances des compresseurs. L'objectif est également de comparer les résultats théoriques avec les performances réelles observées juste avant la révision du train de compression. Cette comparaison permettra de mieux comprendre les écarts entre les performances idéales et celles mesurées, ainsi que d'identifier les sources potentielles de pertes d'efficacité.

**Calcul thermodynamique :**

- Pour décrire l'état thermodynamique d'un gaz on utilise généralement l'équation d'état des gaz parfait, en l'occurrence :

$$PV = n RT$$

- Dans ce cas, il s'agit d'un mélange gazeux qui fait partie des gaz réels, donc on tient compte des différences entre eux et ceux parfait grâce au coefficient de compressibilité « $Z$ » du gaz qui modifie l'équation d'état en

$$PV = Z R T$$

**IV.3 Les données de départ :****IV.3.1 Paramètres de fonctionnement du compresseur: [6]**

On prend un compresseur à deux sections (deux étage)

**1<sup>er</sup> étage**

➤ Nombre des roues	$n = 5$
➤ Pression d'aspiration	$P_a = 2.1 \text{ bars.}$
➤ Pression de refoulement	$P_r = 9.8 \text{ bars.}$
➤ Température d'aspiration	$T_a = 27 \text{ °C.}$
➤ Température de refoulement	$T_r = 140.94 \text{ °C.}$
➤ Taux de compression du compresseur	$\tau = P_2 / P_1 = 4.66$
➤ Coefficient adiabatique	$K_1 = 1.19$
➤ Coefficient de compressibilité	$Z_1 = 0.98$
➤ Vitesse de rotation	$N_1 = 13060 \text{ tr/min}$

- Chaleur spécifique; en [Kj/Kg.C°] Cp1 = 2.35
- La puissance Pu ; en [KW] Pu = 368.96
- Le rendement mécanique du compresseur **η mec = 0.95**
- Le rendement volumétrique du compresseur **ηvol = 0.98**

**2eme étage**

- Nombre des roues n = 5
- Pression d'aspiration Pa = 9.8 bars.
- Pression de refoulement Pr = 33.5 bars.
- Température d'aspiration Ta = 76 °C.
- Température de refoulement Tr = 167.52 °C.
- Taux de compression du compresseur τ = P2 / P1 = 3.42
- Coefficient adiabatique K2 = 1.18
- Coefficient de compressibilité Z2 = 0.97
- Vitesse de rotation N2 = 13060 tr/min
- Chaleur spécifique; en [Kj/Kg.C°] Cp2 = 2.42
- La puissance Pu ; en [KW] Pu = 1374.72
  
- Le rendement mécanique du compresseur **η mec = 0.95**
- Le rendement volumétrique du compresseur **ηvol = 0.98**

❖ **Calculer le coefficient polytropique : [7]**

Pour 1<sup>er</sup> étage

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\log r}{\frac{\log Tr}{\log Ta}}$$

$$n1 = \frac{\log r}{\log r - \log Ta} \frac{Tr}{Ta}$$

$$n1 = \frac{\log 4.66}{\log 4.66 - \log 300.15} \frac{414.09}{76}$$

$$n1 = 1.26$$

Pour 2eme étage

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\log r}{\log \frac{Tr}{Ta}}$$

$$n2 = \frac{\log r}{\log r - \log Ta}$$

$$n2 = \frac{\log 3.42}{\log 3.42 - \log \frac{440.67}{349.15}}$$

$$n2 = 1.23$$

❖ Calculer le taux de compression : [5]

Pour 1<sup>er</sup> étage :

$$\varepsilon_1 = \sqrt[n]{r}$$

$$\varepsilon_1 = \sqrt[5]{4.66}$$

$$\varepsilon_1 = 1.36$$

Pour 2eme étage :

$$\varepsilon_2 = \sqrt[r]{r}$$

$$\varepsilon_2 = \sqrt[5]{3.42}$$

$$\varepsilon_2 = 1.28$$

❖ Calcul des pressions intermédiaires [8]

Alors la pression intermédiaire dans chaque roue :

**P<sub>i</sub>** : pression dans l'étage (i)

**P<sub>i+1</sub>** : pression dans l'étage (i+1)

**s** : Taux de compression

**1<sup>er</sup> étage**

<b>P<sub>as</sub>[bar]</b>	<b>P<sub>1</sub></b>	<b>P<sub>2</sub></b>	<b>P<sub>3</sub></b>	<b>P<sub>4</sub></b>	<b>P<sub>5</sub></b>
<b>2.1</b>	2.85	3.88	5.28	7.18	9.8

**2<sup>ème</sup> étage**

<b>P<sub>as</sub>[bar]</b>	<b>P<sub>6</sub></b>	<b>P<sub>7</sub></b>	<b>P<sub>8</sub></b>	<b>P<sub>9</sub></b>	<b>P<sub>10</sub></b>
<b>9.8</b>	12.4	15.75	20.01	25.41	33.5

**Table.IV.1** : pressions intermédiaires dans chaque roue

❖ **Calcul des températures intermédiaires [8]**

Alors la température intermédiaire dans chaque roue :

- $T_{i+1}$  : température dans l'étage (i+1)
- $T_i$  : température dans l'étage (i)

**1<sup>er</sup> étage**

$T_{as} [K]$	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$
300.15	319.67	340.68	363.04	386.82	414.09

**2eme étage**

$T_{as} [K]$	$T_6$	$T_7$	$T_8$	$T_9$	$T_{10}$
414.09	349.15	364.85	381.51	390	440.67

**Table .IV.2 :** Températures intermédiaires dans chaque roue

**IV.3.2 Interprétation des résultats:**

On observant les résultats du Tableau de pression et de température. Nous remarquons que la Température augmente au fur et a mesure de la première roue à la dixième roue et cela est dû à l'augmentation de pression.

**IV.4 Calcul des poussées axiales : [6]**

- **Poussée axiale sur le piston d'équilibrage :**

$$F_p = P_r \times S_{eq1} = \frac{\pi}{4} P_r (D_e^2 - D_a^2)$$

$P_r$  : pression de refoulement

$S_{eq1}$  : 1<sup>er</sup> Section de l'équilibrage

$D_e$  : Diamètre de piston d'équilibrage

$D_a$  : Diamètre de l'arbre

$$F_a = P_a \times S_{eq2} = \frac{\pi}{4} P_a (D_e^2 - D_a^2)$$

$P_a$ : Pression d'aspiration

$S_{eq2}$  : 2<sup>ème</sup> Section de l'équilibrage

Alors la poussée axiale sur le piston d'équilibrage sera donnée par la formule suivante :

$$F_{a.piston} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_a^2)$$

$D_1$  : Diamètre de d'ouille d'aspiration

$D_a$  : Diamètre de l'arbre

$D_e$  : Diamètre du disque d'équilibrage

**Les données :**

$D_1$ : 192 mm  $P_{asp}$ : 2.10 bars

$D_a$ : 107 mm  $P_{ref}$ : 33.50 bars

$D_e$  :  $D_2$  : 205.72 mm

#### **IV.4.1 Poussée axial sur roues : [6]**

**1<sup>er</sup> roue :**

$$F_{a1} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_a^2) = \pi (2.85 - 2.1) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

$$F_{a1} = 0.015 \times 10^5 \text{ [N]}$$

**2<sup>eme</sup> roue :**

$$F_{a2} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_a^2) = \pi (3.88 - 2.85) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

$$F_{a2} = 0.020 \times 10^5 \text{ [N]}$$

**3<sup>eme</sup> roue :**

$$F_{a3} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_a^2) = \pi (5.28 - 3.88) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

$$F_{a3} = 0.028 \times 10^5 \text{ [N]}$$

**4<sup>eme</sup> roue :**

$$F_{a4} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_a^2) = \pi (7.18 - 5.28) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

$$F_{a4} = 0.038 \times 10^5 \text{ [N]}$$

**5<sup>eme</sup> roue :**

$$F_{a5} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_a^2) = \pi (9.8 - 7.18) \times [(0.192)^2 - (0.107)^2]$$

$$F_{a5} = 0.052 \times 10^5 \text{ [N]}$$

**6<sup>eme</sup> roue :**

$$F_{a6} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_a^2) = \pi \frac{(12.4 - 9.8)}{4} \times [((0.192)^2 - (0.107)^2)]$$

$$F_{a6} = 0.051 \times 10^5 \text{ [N]}$$

7<sup>eme</sup> roue :

$$F_{a7} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_a^2) = \pi \frac{(15.75 - 12.4)}{4} \times [((0.192)^2 - (0.107)^2)]$$

$$F_{a7} = 0.067 \times 10^5 \text{ [N]}$$

8<sup>eme</sup> roue :

$$F_{a8} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_a^2) = \pi \frac{(20.01 - 15.75)}{4} \times [((0.192)^2 - (0.107)^2)]$$

$$F_{a8} = 0.085 \times 10^5 \text{ [N]}$$

9<sup>eme</sup> roue :

$$F_{a9} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_a^2) = \pi \frac{(25.41 - 20.01)}{4} \times [((0.192)^2 - (0.107)^2)]$$

$$F_{a9} = 0.107 \times 10^5 \text{ [N]}$$

10<sup>eme</sup> roue :

$$F_{a10} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_a^2) = \pi \frac{(33.5 - 25.41)}{4} \times [((0.192)^2 - (0.107)^2)]$$

$$F_{a10} = 0.161 \times 10^5 \text{ [N]}$$

Dance : la poussée axiale totale

$$F_{a.TOT} = F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} + F_{a4} + F_{a5} + F_{a6} + F_{a7} + F_{a8} + F_{a9} + F_{a10}$$

$$F_{a.TOT} = 0.58 \times [N]$$

#### IV.4.2 La poussée axiale sur le piston d'équilibrage:

$$F_{a.piston} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_a^2) = \pi \frac{(33.5 - 9.8)}{4} \times [((0.205)^2 - (0.107)^2)]$$

$$F_{a.piston} = 0.57 \times 10^5 \text{ [N]}$$

#### IV.4.3 La poussée axiale sur le rotor: [6]

Elle est donnée par la différence algébrique des poussées axiales agissantes sur les roues et sur le piston d'équilibrage.

Donc :

$$F_{résiduelle} = F_{a.roue} - F_{a.piston}$$

$$F_{resi} = (0.58 - 0.57) \times 10^5$$

$$F_{resi} = 0.01 \times 10^5 [N]$$

#### **IV.4.4 Interprétation des résultats:**

Par les calculs nous trouvons que 98% de la poussée est équilibrée par le piston d'équilibrage, et 02% de poussée exercée sur le palier de butée. Ce calcul nous indique le bon fonctionnement du palier de butée en particulier.

#### **IV.5 Etude d'une rupture : [6]**



**Fig. IV.1 :** Rupture brutal du diaphragme

##### **IV.5.1 Couple appliqué sur le rotor :**

L'un des efforts les plus connu est le couple transmise par la machine d'entraînement au compresseur, de tel sorte que :

$$P_u = C \omega$$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{82016.8}{60} = 1366.94 \text{ rad/s}$$

$$C = \frac{P_u}{m}$$

$$C_{1er \text{ étage}} = \frac{368.96}{1366.94} \times 10^3 = 270 \text{ N.m}$$

$$C_{2eme \text{ étage}} = \frac{1374.72}{1366.94} \times 10^3 = 1005.70 \text{ N.m}$$

❖ **Calcul de la force appliquée**

$$\text{On a : } C = F \frac{d}{2}$$

$$F_1 = 2 \frac{C}{d} = 2 \frac{270}{(0.192 \times 2)} = 1.41 \text{ KN}$$

$$F_2 = 2 \frac{C}{d} = 2 \frac{1005.70}{(0.205 \times 2)} = 4.91 \text{ KN}$$

**IV.5.2: Calcul du facteur d'intensité de stress pour le lame de compresseur avec fissure de surface demi-elliptique:**

**Utilisation de la solution RAJU-NEWMAN :**

Le facteur d'intensité des contraintes est l'un des principaux paramètres définis dans la mécanique de la rupture.

Le facteur d'intensité de contrainte (désigné comme: SIF, K ou facteur - K) a une grande influence sur la croissance des fissures taux.

Le calcul du facteur K n'est pas facile, en particulier pour les structures géométriquement complexes.

Dans applications d'ingénierie, le facteur K est souvent calculé numériquement à l'aide d'une méthode des éléments finis (FEM) ou une méthode d'élément de frontière (BEM). Le calcul SIF avec FEM n'est pas aussi simple que spécial des éléments finis dégénérés doivent être utilisés pour la définition de la zone modèle à proximité du fond de fissure.

En 1981, Raju et Newman Jr. ont publié l'article [4] dans lequel la solution empirique du stress des calculs de facteurs d'intensité concernant des structures 3D simples a été donnée.

Dans cet article, la solution pour le calcul des facteurs d'intensité de fissure, pour la fissure semi-elliptique noyée dans le compresseur lame, a été décrit.

L'analyse de la croissance des fissures des composants de turbine ou de compresseur a fait l'objet de plusieurs enquêtes. Le problème de propagation des fissures des pièces à rotation élevée utilisées dans l'aviation et aussi dans l'ingénierie électrique.

Le calcul du facteur d'intensité de contrainte pour le disque de turbine avec la fissure d'angle utilisant FEM a également été décrit dans [5].

L'intention principale de ce travail est l'estimation du facteur d'intensité de contrainte pour l'aube du compresseur avec une fissure semi-elliptique basée sur la solution Raju-Newman. L'attention de cet article est également consacrée à la détermination du taux de croissance des fissures pour l'aube de compresseur du 1er étage soumise à vibration à amplitude constante.

#### **IV.5.3 : Lame du compresseur endommagée au test de fatigue :**

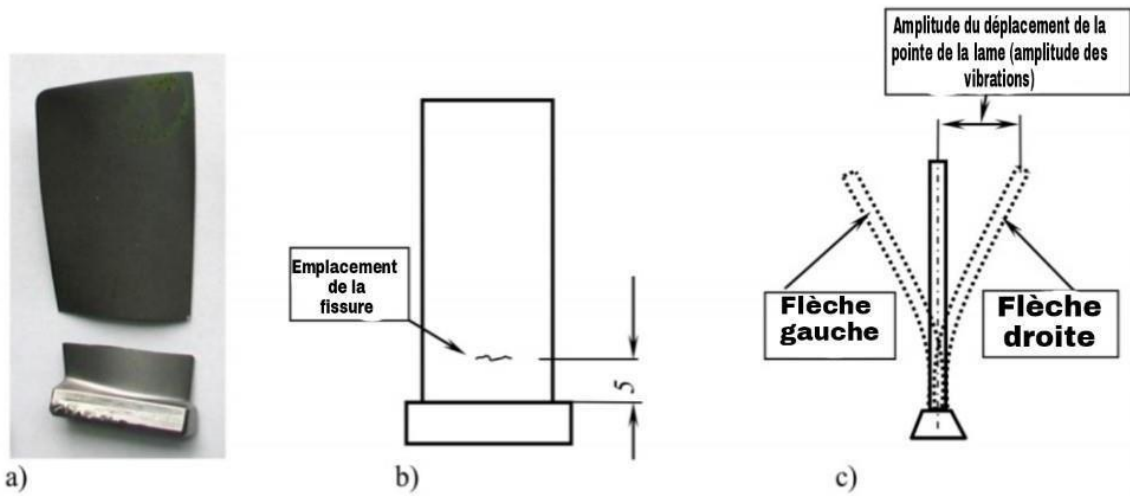
Lors des calculs empiriques du facteur d'intensité de contrainte, certaines informations des investigations expérimentales seront utilisées.

Ainsi, les investigations expérimentales et l'objet de ces investigations doivent d'abord être décrits.

La pale de 1er étage du turbo-moteur PZL-10W (Fig. IV.2a et 2b) était en EI-961 acier austénitique (0,11C; 11Cr; 1,5Ni, 1,6 W; 0,18V; 0,35Mo; 0,025S; 0,03P) avec les éléments suivants propriétés (en 20°C) après traitement thermique: résistance ultime à la traction 900-1090 MPa, limite d'élasticité 800-900 MPa, module d'Young 200 GPa, coefficient de Poisson 0,3.

La lame pendant la vibration est pliée périodiquement vers le côté gauche et droit (Fig.IV.2.c). Depuis la section transversale de la lame n'est pas symétrique, les niveaux de contrainte sous les flèches gauche et droite de les lames sont différentes.

Dans la description des résultats de l'analyse des contraintes, les informations sur la lame, la déviation sera placée.



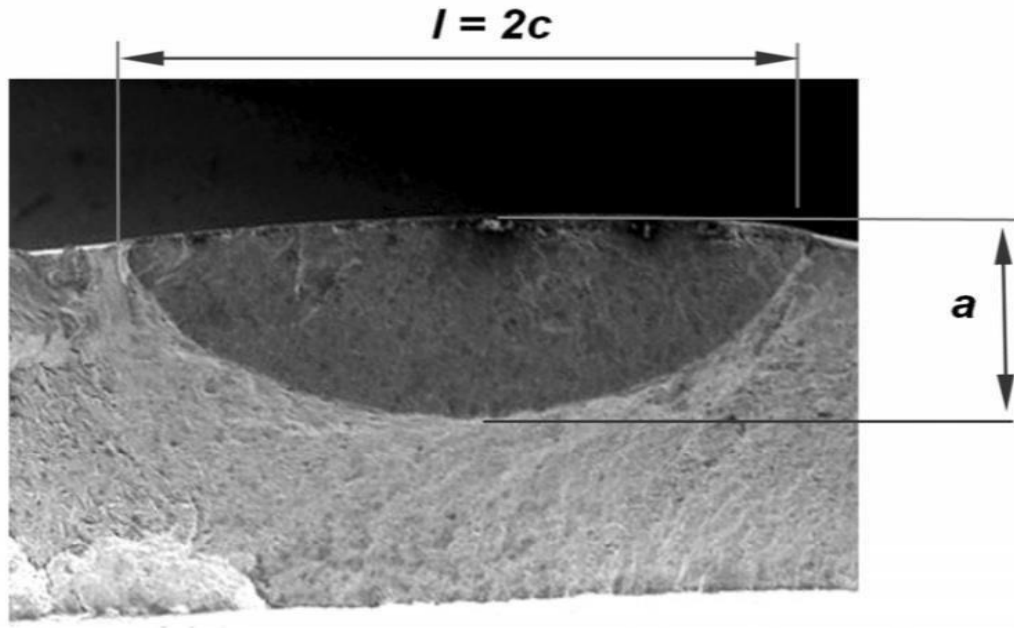
**Fig. IV.2 :** Pale de compresseur du premier étage après l'essai de fatigue (a), emplacement de fissure le plus fréquent dans l'aube sans défauts préliminaires (b) et le 1er mode de forme de vibrations transversales (c)

Les tests de fatigue réalisés pour les aubes de compresseur ont été réalisés dans le cadre du projet de recherche, dans ce projet, les lames non défectueuses et celles présentant des défauts mécaniques préliminaires ont été prises en considération. Toutes les enquêtes expérimentales ont été effectuées à la recherche et développement

Les résultats de ces les investigations sont montrés dans les Fig. IV. 2a, 3. Les résultats des tests de fatigue expérimentaux réalisés pour la lame sans défauts préliminaires sont décrits dans le travail [5].

Sur la figure IV.3, la fracture de fatigue de la pale dans la phase préliminaire de fatigue a été représentée. Juste après la formation de fissures préliminaires, la lame a été tendue statiquement et s'est rompue avec l'utilisation de la machine d'essai.

Comme on le voit sur la figure IV. 3, dans la lame sans défauts mécaniques ni piqûres de corrosion, la fissure se propage généralement à partir de la surface convexe.



**Fig.IV. 3 :** une fissure semi-elliptique émanant de la surface de la lame convexe,  
 Dans la phase préliminaire de la fracture

**IV.5.4: Solution empirique RAJU-NEWMAN pour le facteur d'intensité de stress:**

❖ **Calculs pour défaillance semi – elliptique en plaque plate :**

Le facteur d'intensité de contrainte (KI) pour la fissure semi-elliptique noyée dans la plaque plane soumise à la flexion (Fig.IV. 4) peut être déterminé par l'équation suivante [4]:

$$K_1 = H \times \sigma_b \times \sqrt{\frac{\pi \times a}{Q}} \times F\left(\frac{a}{t}; \frac{a}{c}; \frac{c}{W}; \varphi\right) \dots \dots \dots (1)$$

Où:

$\sigma_b$  : Contrainte de flexion,

$a$  : Profondeur de la fissure (**Fig. IV. 4**).

Les différentes dimensions utilisées dans l'équation sont décrites dans les **Fig. IV. 4** et **IV. 5**.La

fonction F est décrite par:

$$F = [M_1 + M_2 \left(\frac{a}{t}\right)^2 + M_3 \left(\frac{a}{t}\right)^4] f_\phi \times f_w \times g \dots \dots \dots (2)$$

Ou :

$$M_1 = 1.13 - 0.09 \left(\frac{a}{c}\right) \quad (3)$$

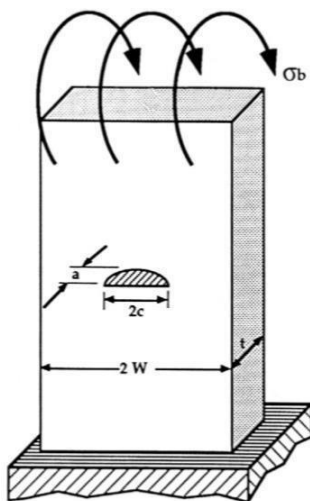


Fig.IV. 4 : Fissure semi-elliptique noyée dans la plaque plane soumise à une flexion pure.

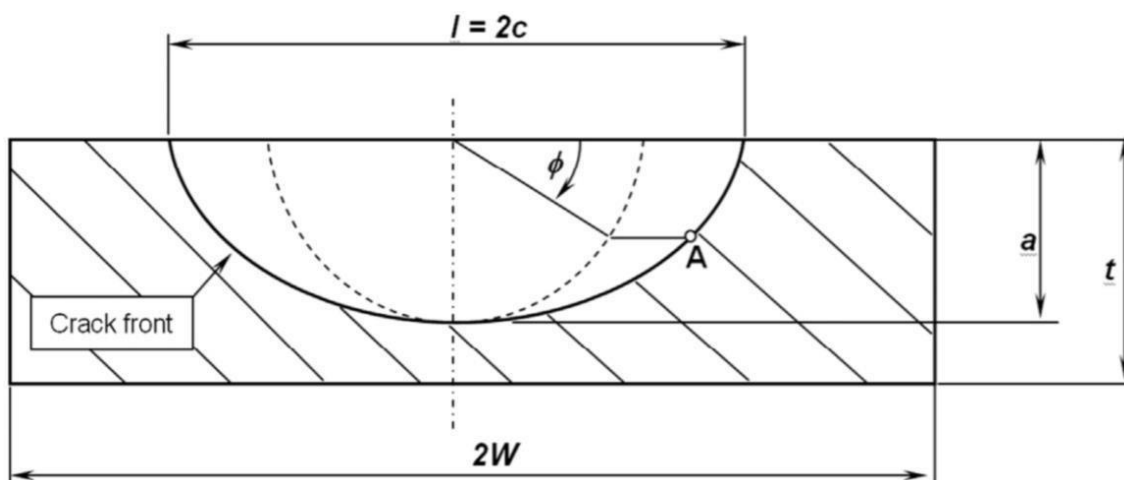


Fig.IV. 5 : Localisation du point A sur le front de fissure selon la méthode Raju-Newman.

Dimensions de la fissure et de la section transversale

$$M_2 = -0.54 + \frac{0.89}{0.2 + \frac{a}{c}} \quad (4)$$

$$M_3 = 0.5 - \frac{1}{0.65 + \frac{a}{c}} + 14 \left(1 - \frac{a}{c}\right)^{2.4} \quad (5)$$

La fonction Q de l'équation (1) est donnée par:

$$Q = 1 + 1.464 \left(\frac{a}{c}\right)^{1.65} \quad (6)$$

Les fonctions  $f_\phi$ ,  $f_w$  et  $g$  de l'équation (2) peuvent être exprimées comme suit:

$$f_\phi = \left[ \left(\frac{a}{c}\right)^2 \cos^2 \phi + \sin^2 \phi \right]^{1/4} \quad (7)$$

$$f_w = \left[ \sec\left(\frac{\pi c}{2W}\right) \sqrt{\frac{a}{t}} \right]^{1/2} \quad (8)$$

$$g = 1 + \left[ 0.1 + 0.35 \left(\frac{a}{t}\right)^2 \right] \times (1 - \sin\phi)^2 \quad (9)$$

Le paramètre H de l'équation (1) est donné par: \_

$$H = H_1 + (H_2 - H_1) \cdot (\sin\phi) \quad (10)$$

Ou :

$$H_1 = 1 - 0.34 \left(\frac{a}{t}\right) - 0.11 \cdot \left(\frac{a}{c}\right) \cdot \left(\frac{a}{t}\right) \quad (11)$$

$$= 1 + \frac{a}{2} \left[ G_1 \left(\frac{a}{t}\right) + G_2 \left(\frac{a}{t}\right) \right]$$

$$G_1 = -1.22 - 0.12 \left(\frac{a}{c}\right)$$

$$G_2 = 0.55 - 1.05 \left(\frac{a}{c}\right)^{0.75} + 0.47 \left(\frac{a}{c}\right)^{1.5}$$

$$P = 0.2 + \left(\frac{a}{c}\right) + 0.6 \left(\frac{a}{t}\right) \quad (15)$$

Valeurs des paramètres présentés ci-dessus calculées pour un point défini sur le front de fissure ( $\phi = 0$ ).

**IV.5.5 Hypothèses pour les calculs du facteur d'intensité de stress dans la lame de compresseur avec l'utilisation des solutions RAJU-NEWMAN:**

La solution Raju-Newman pour la fissure dans la plaque rectangulaire est définie.

Le compresseur la section transversale de la lame est différent de la forme rectangulaire. L'hypothèse principale lors de la préparation de ce travail consiste à remplacer la section transversale réelle de la lame par le rectangle.

Dans ce cas, la méthode Raju-Newman [4] sera utile pour l'estimation du facteur K dans le compresseur lame avec la fissure semi-elliptique, émanant de la surface convexe.

La deuxième hypothèse est que lors du remplacement, la section transversale rectangulaire a la même largeur (2W) et la même zone de section (36,45 mm<sup>2</sup>) comme lame.

Dans une analyse plus approfondie, la section transversale rectangulaire de la lame a les dimensions suivantes:  $2W = 20,48$  mm (corde de lame dans la section transversale située 5 mm au-dessus de la queue d'aronde de la lame, fig.IV. 2b) et  $t = 1,78$  mm (fig.IV. 5).

La fracture de la lame après le test de fatigue est présentée sur la figure IV.6a . Comme on le voit sur cette figure, la fissure a été amorcée à partir de la surface convexe du profil, à environ 6 mm au-dessus de la pièce de verrouillage de la lame.

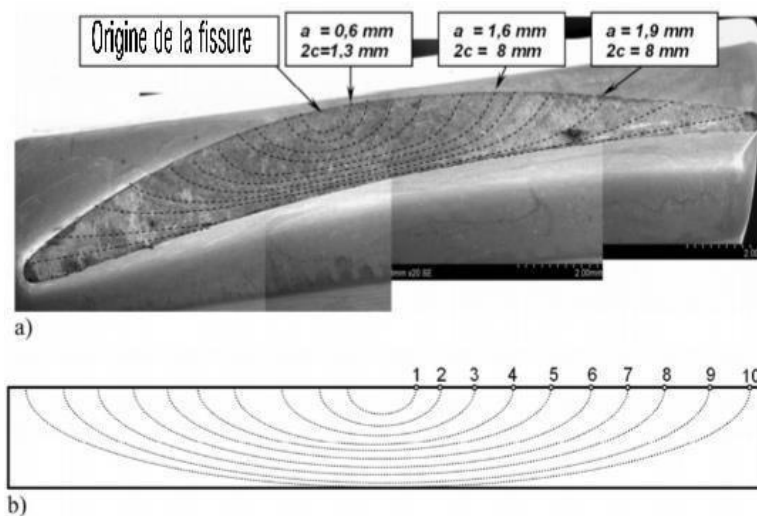
La forme du front de fissure juste après l'amorçage est presque circulaire (Fig.IV. 3).

Dans la phase avancée de la fracture, la fissure a une forme semi-elliptique (Fig.IV. 6a).

La zone de fatigue couvre plus de 95% de la fracture de la lame. Sur la base de ce résultat, il semble que le facteur d'intensité de stress chez les phases de la fracture était inférieur à la phase critique (KIC).

La lame présentée sur la figure (IV. 6a) était vibrée avec une intensité de 12 g (où 1g équivaut à  $9,81 \text{ ms}^2$ ).

A cette intensité d'excitation, la pointe de la lame l'amplitude du déplacement après le début de l'essai de fatigue était d'environ 2,5 mm.



**Fig.IV.6 :** Fracture de la lame après un essai de fatigue avec des marques de plage sélectionnées distinctes ; (a) et la section transversale rectangulaire de remplacement avec les fronts de fissures définis sur la base des résultats expérimentaux (b).

Dans cette analyse, dix fissures dans la plaque rectangulaire ont été définies (Fig. IV.6b). La forme et les dimensions de ces fissures obtenues lors des essais de fatigue expérimentaux ont été déterminées sur la base des marques de plage (Fig. IV. 6a). Le facteur K sera calculé uniquement aux points 1 ÷ 10 illustrés sur la figure 6b (pour  $\varphi = 0$ ).

La valeur de contrainte de flexion ( $\sigma_b$ ) est nécessaire pour calculer le facteur d'intensité de contrainte avec l'utilisation de la

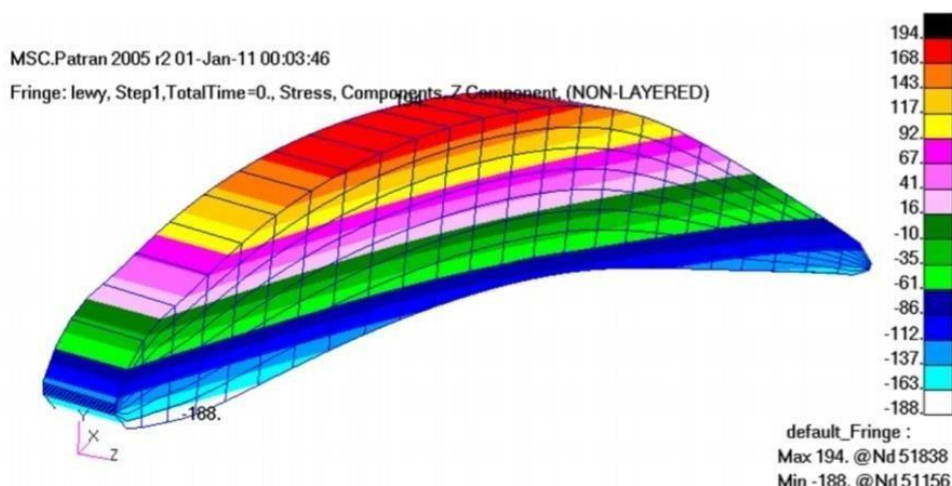
Équation Raju-Newman (1). La valeur de ( $\sigma_b$ ) a été tirée des résultats du FEM numérique

Calculs effectués pour l'aube de compresseur qui vibre avec une amplitude de 1 mm (Fig. IV.7).

La valeur maximale de la composante ( $\sigma_z$ ) (contrainte de flexion) dans la section transversale de la lame est égale à 194 MPa.

Cette valeur a été utilisée dans les calculs du facteur d'intensité de contrainte pour une amplitude de vibration de 1 mm.

La zone de la contrainte maximale est située sur la surface de la lame convexe. La flexion minimale la contrainte (-188 MPa) est située près du bord d'attaque de la lame. La valeur maximale de la flexion la contrainte est directement proportionnelle à l'amplitude des vibrations. Par exemple, la contrainte de flexion pour l'amplitude des vibrations  $A = 2$  mm est calculée comme 194 MPa multiplié par 2.



**Fig. IV.7 :** Répartition des contraintes de flexion (composante ( $\sigma_z$ )) dans la section de la lame située à environ 5 mm au-dessus de la queue d'aronde

(1er mode de vibration transversale, amplitude de vibration de 1 mm, déflexion droite de la lame)

#### **IV.5.6 Calcule du facteur d'intensité de stress:**

Les facteurs d'intensité de contrainte pour un seul point du front de fissures ont été calculés.

Dans les équations (7, 9 et 10), la valeur  $\varphi$  a été définie comme 0 lors des calculs. Ainsi, la valeur du facteur K sera calculé uniquement au point de début (ou de fin) du front de fissure, là où le fond de fissure touche la surface libre.

Cette direction se distingue car la longueur de fissure (l) a été mesurée juste en cette direction lors des études expérimentales de croissance de fissures.

Valeurs des paramètres géométriques et également des facteurs utilisés dans la solution Raju-Newman (Pour  $\varphi = 0$ ) sont présentés dans les tableaux IV.3 et IV.4.

De plus, dans le tableau IV.4, les valeurs de la contrainte les facteurs d'intensité pour différentes tailles de fissures sont indiqués.

La première colonne des tableaux (fissure no.) doit être associée à la fissure numérotée sur la figure IV. 6. b.

Les facteurs d'intensité de contrainte, calculés pour différentes amplitudes de vibration (pour  $\varphi = 0$ ) sont présentés sur la **Fig.IV.7**

Comme le montre cette figure, lorsque la fissure a une longueur (l) d'environ 1,3 mm (position de fissure no 1 sur la figure.IV.6.b) et est vibré avec une amplitude de 1 mm, la valeur du facteur d'intensité de contrainte est d'environ 5MPa·m<sup>1/2</sup>.

Dans la phase de finition de la fracture (à la même amplitude de vibration, mais pour la position de la fissure no 10), le facteur d'intensité de contrainte est d'environ 25 MPa·m<sup>1/2</sup>. Lorsque la lame vibre avec amplitude de 4 mm, le facteur K est d'environ 96 MPa·m<sup>1/2</sup> dans la phase finale de la fracture.

Crack = fissure

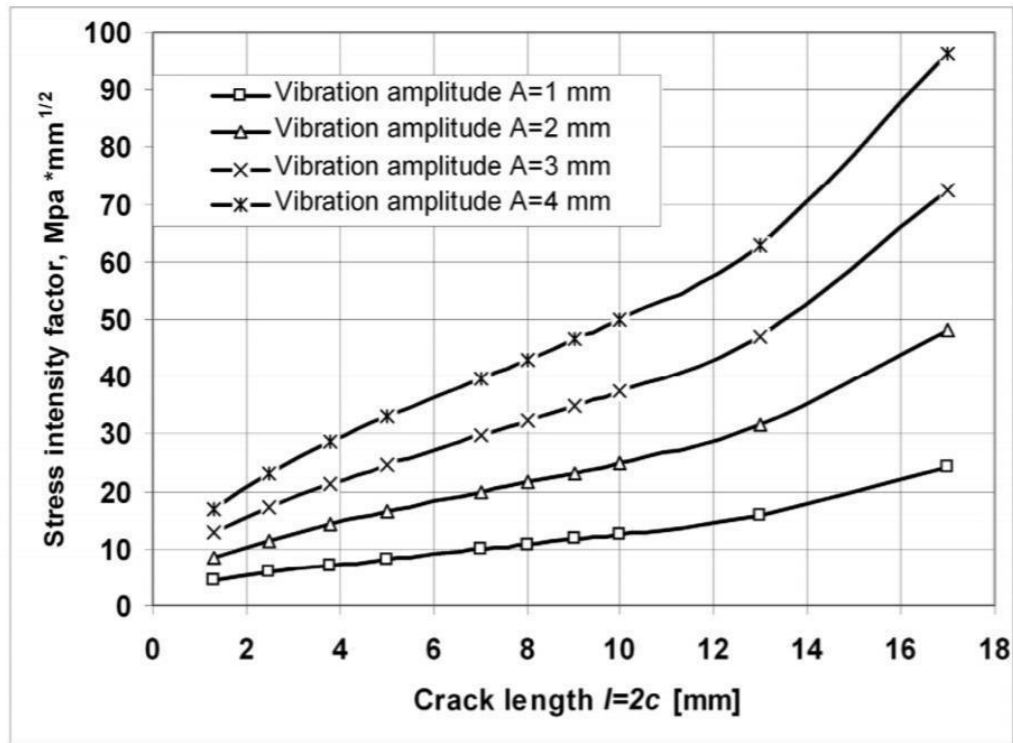
Crack no.	a [mm]	2c [mm]	a/c	a/t	c/w	Q	M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>	M <sub>3</sub>	p	G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	f <sub>w</sub>
1	0,600	1,300	0,923	0,337	0,063	2,283	1,047	0,252	-0,136	1,325	-1,331	-0,022	0,851	0,549	0,764
2	0,860	2,500	0,688	0,483	0,122	1,790	1,068	0,462	-0,247	1,178	-1,303	0,025	0,799	0,377	0,841
3	1,070	3,800	0,563	0,601	0,186	1,568	1,079	0,626	-0,324	1,124	-1,288	0,066	0,758	0,250	0,900
4	1,220	5,000	0,488	0,685	0,244	1,448	1,086	0,754	-0,379	1,099	-1,279	0,097	0,730	0,169	0,945
5	1,400	7,000	0,400	0,787	0,342	1,323	1,094	0,943	-0,452	1,072	-1,268	0,141	0,698	0,090	1,016
6	1,470	8,000	0,368	0,826	0,391	1,281	1,097	1,028	-0,483	1,063	-1,264	0,159	0,686	0,065	1,054
7	1,540	9,000	0,342	0,865	0,439	1,250	1,099	1,101	-0,507	1,061	-1,261	0,174	0,673	0,039	1,098
8	1,590	10,000	0,318	0,893	0,488	1,221	1,101	1,178	-0,532	1,054	-1,258	0,190	0,665	0,027	1,146
9	1,710	13,000	0,263	0,961	0,635	1,162	1,106	1,382	-0,586	1,039	-1,252	0,228	0,646	0,008	1,343
10	1,780	17,000	0,209	1,000	0,830	1,111	1,111	1,634	-0,614	1,009	-1,245	0,270	0,637	0,025	1,945

**Tableau IV.3 :** Valeurs des paramètres géométriques et des facteurs auxiliaires utilisés dans Raju-Newman solution pour les différentes tailles de fissures.

Crack = fissure

Crack no.	f $\phi(\phi=0)$	g ( $\phi=0$ )	F	H( $\phi=0$ )	K <sub>I</sub> ( $\phi=0$ ) (A=1mm) Mpa x m <sup>1/2</sup>	K <sub>I</sub> ( $\phi=0$ ) (A=2mm) Mpa x m <sup>1/2</sup>	K <sub>I</sub> ( $\phi=0$ ) (A=3mm) Mpa x m <sup>1/2</sup>	K <sub>I</sub> ( $\phi=0$ ) (A=4mm) Mpa x m <sup>1/2</sup>
1	0,961	1,140	0,898	0,851	4,264	8,528	12,792	17,056
2	0,829	1,182	0,959	0,799	5,778	11,556	17,334	23,112
3	0,750	1,226	1,046	0,758	7,130	14,260	21,390	28,520
4	0,699	1,264	1,132	0,730	8,254	16,507	24,761	33,015
5	0,632	1,317	1,272	0,698	9,940	19,880	29,820	39,761
6	0,606	1,339	1,346	0,686	10,762	21,524	32,286	43,048
7	0,585	1,362	1,434	0,673	11,664	23,328	34,991	46,655
8	0,564	1,379	1,517	0,665	12,526	25,053	37,579	50,105
9	0,513	1,423	1,846	0,646	15,727	31,455	47,182	62,910
10	0,458	1,450	2,750	0,637	24,122	48,245	72,367	96,489

**Tableau IV.4 :** Valeurs des paramètres f $\phi$ , g, F, H et valeurs du facteur d'intensité de contrainte pour la pale vibré avec une amplitude différente



**Fig.IV.8:** Valeurs des paramètres  $f\phi$ ,  $g$ ,  $F$ ,  $H$  et valeurs du facteur d'intensité de contrainte pour la pale vibré avec une amplitude différente.

#### **IV.6 Conclusion:**

Dans cette étude, le facteur d'intensité de contrainte pour l'aube de compresseur du 1er étage a été calculé. Dans cette analyse, la solution analytique Raju-Newman a été utilisée. Une fissure de surface semi-elliptique était intégrée dans la lame analysée. L'emplacement de cette fissure et la forme du front de fissure ont été définis sur la base des résultats expérimentaux obtenus pour la pale testée dans des conditions de résonance. Le  $K$ - les valeurs des facteurs ont été calculées uniquement à un point du front de fissure, là où le fond de fissure touche la surface libre car la longueur de la fissure ( $l$ ) a été mesurée juste dans cette direction ( $\phi = 0$ ) pendant l'expérience enquêtes. Afin de déterminer les facteurs d'intensité de contrainte pour différentes tailles de fissures, dix divers défauts de la lame ont été définis.

# **Chapitre V**

## **Maintenance du Compresseur Centrifuge**

**V. 1 Introduction :**

La fonction maintenance dans les industries joue un rôle crucial pour assurer non seulement la performance continue des équipements, mais aussi pour prolonger leur durée de vie au-delà des spécifications initiales du fabricant. Ce chapitre explore les défis et les objectifs de la maintenance, en mettant l'accent sur les écarts entre les conditions d'exploitation réelles et les recommandations des fabricants.

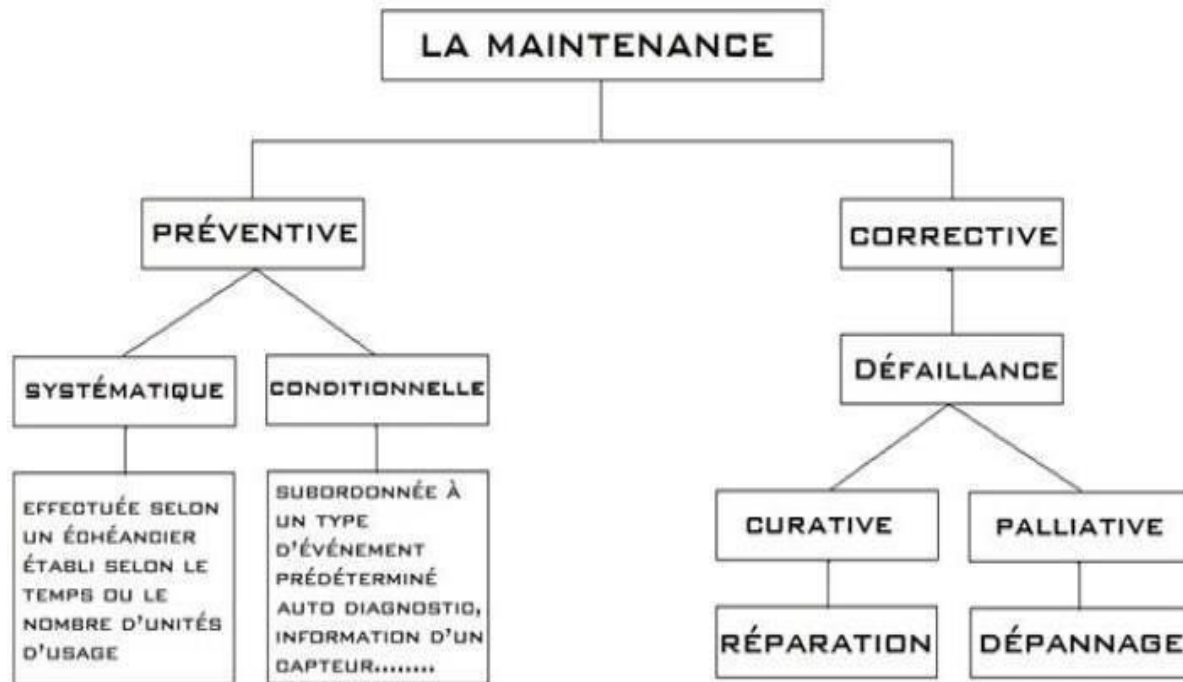
**V.2 Présentation de service mécanique :**

La politique de maintenance mécanique exige le choix entre les méthodes de maintenance assurant les objectifs suivants :

- Assurer la production prévue
- Maintenir la qualité du produit fabriqué
- Respecter les délais prévus
- Réduire les coûts de maintenance des matériels de production
- Diminuer les pertes de production
- Choisir la méthode de maintenance la mieux adaptée à un matériel donné
- Optimiser la répartition entre la maintenance corrective et la maintenance préventive.
- Préserver l'environnement et...enfin l'aspect humain (conditions de travail, sécurité...).

**V.2.1 Définition des types de la maintenance du service mécanique: [9]**

La maintenance est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé.



**Fig. V.1 :** Les types de la maintenance appliquée

### **V.2.2 La maintenance des compresseurs Préventive:**

➤ **Liste d'instruction pour la révision des compresseurs centrifuges 8000h**

Disposer d'une autorisation de travail

- Respecter les consignes de sécurité et d'exploitation mentionnées sur l'autorisation.
- Porter les moyens de protection individuelle.
- Compresseur isolé électriquement.
- Compresseur purgé et drainé.
- Emplacement des joints pleins :
  - Aspiration principale + by-pass.
  - Refoulement.
  - Entrée et sortie gaz injection.
  - Sortie vers LT flore.
  - Sortie du ballon vers drain fermé.
  - Entrée azote.

- Démontage des conduites de gaz et d'huile qui gênent.
- Démontage des couvercles d'huile des deux côtés.
- Démontage de l'accouplement du côté compresseur.
- Inspection du collet de butée.
- Inspection des paliers porteurs.
- Changer les pièces usées.
- Nettoyage général.
- Contrôle des jeux axial et radial.
- Remontage de l'ensemble en suivant la procédure inverse du démontage.
- Ajuster l'alignement.
- Nettoyage des lieux.
- Assistance au démarrage du compresseur.

➤ **Liste d'instruction pour la révision des compresseurs centrifuges 24000H**

C'est une opération similaire à la révision de 8000h mais avec plus des inspections des composantes internes de compresseur

- Démontage des garnitures d'étanchéité
- Démontage du barrel en utilisant les glissières
- Transporter le barrel vers l'atelier
- Démontage des deux demis coquilles du barrel
- Nettoyage du barrel et du rotor
- Démontage des diffuseurs
- Inspection :
  - Collet de butée
  - Des paliers
  - Garnitures mécaniques

- Contrôle des jeux
- Changer les pièces défectueuses
- Changer la jointure
- Ajustement des jeux
- Ajuster l'alignement

A cause de l'efficacité de la maintenance préventive, n'avait pas des problèmes avec le compresseur et toute la maintenance corrective reste : le changement des filtres d'huile, de SEAL gaz ou d'azote et rarement sur les pompes de système de lubrification.

### **V.3 Recherche des pannes : [10]**

Toutefois, lorsqu'on remarque des inconvénients, la connaissance des causes éventuelles et des remèdes à porter devient extrêmement importante.

Le tableau suivant contient les défauts communs pour les compresseurs centrifuges, les causes possibles de ces défauts et les remèdes recommandés.

Cause possible	Remèdes
<b>Désalignement</b>	Retirer l'accouplement. Faire fonctionner le dispositif d'entraînement tout seul. S'il tourne sans produire des vibrations, la cause serait à rechercher dans le mauvais alignement. Pour le contrôle de l'alignement voir la section relative dans le livre d'instruction.
<b>Endommagement de l'accouplement</b>	Vérifier les conditions de l'accouplement.
<b>Déséquilibre du rotor du compresseur</b>	Contrôler le rotor et s'assurer qu'il ne soit pas déséquilibré à cause de l'encastrement. Equilibrer à nouveau si nécessaire.
<b>Paliers usés par l'encrassement présent dans l'huile</b>	Contrôler les paliers et substituer si nécessaire.

<b>Efforts transmises au corps par les tuyauteries du gaz provoquant un mauvais alignement</b>	Les tuyauteries devraient être bien ancrées de manière à prévenir des efforts excessifs sur le corps du compresseur, il faut que les tuyauteries soient suffisamment élastiques pour permettre les dilatations thermiques.
<b>Déséquilibre de l'accouplement</b>	Démonter l'accouplement et vérifier son équilibre
<b>Pompage</b>	Ecarter les conditions de marche du compresseur des conditions de pompage.
<b>Machines fonctionnant à proximité du compresseur</b>	Isoler les fondations des machines respectives et augmenter l'élasticité des tuyauteries de jonction éventuelles.

**Tab V .1** : Vibrations et bruit anormaux du compresseur

<b>Mauvais graissage</b>	S'assurer que l'huile utilisée soit du type recommandé. Vérifier régulièrement l'absence d'eau et d'encrassement dans l'huile.
<b>Désalignement</b>	Vérifier l'alignement et le corriger s'il y a lieu.
<b>Jeu des paliers hors cotes</b>	Vérifier le jeu et le corriger s'il y a lieu.

**Tab V.2** : Endommagement des paliers porteurs

<b>Désalignement et vibrations</b>	Chercher les causes et le corriger.
<b>Encrassement de l'huile</b>	Contrôler l'état des filtres et remplacer les cartouches encrassées. Vérifie l'état de propreté des canalisations
<b>Jeu des bagues hors cotes</b>	Contrôler le jeu et le corriger s'il y a lieu
<b>Pression de l'huile insuffisante</b>	S'assurer que la pression du gaz de référence ne baisse au-dessous de la valeur minimale préconisée.

**Tab V.3** : Endommagement des bagues d'étanchéité à huile.

<b>Poussée axiale excessive</b>	S'assurer que l'accouplement soit propre et qu'il soit monté de manière à ne pas transmettre une poussée excessive sur le compresseur.
<b>Mauvais graissage</b>	S'assurer que l'huile utilisée soit du type recommandé. Vérifier régulièrement l'absence d'eau et d'encrassement dans l'huile.

**Tab V.4:** Endommagement du palier de la butée**V. 3. Pompage dans un compresseur centrifuge : [7]**

Dans un compresseur centrifuge, il existe pour toute vitesse une certaine capacité en dessous de laquelle le fonctionnement est instable.

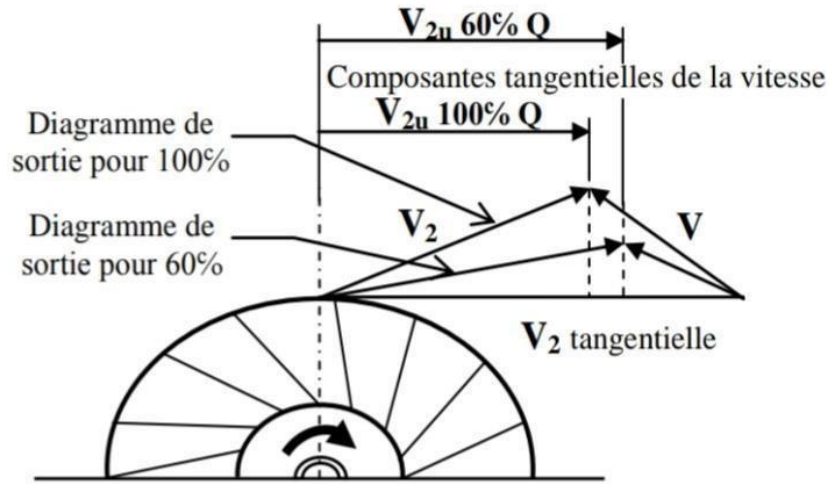
Ce point de rupture est appelé le point de pompage ,le fonctionnement instable pulsatile en dessous de ce point est appelé pompage.

**V.4 Explication du pompage :**

La figure (V.3) montre une roue typique d'un compresseur centrifuge avec des ailettes incurvées vers l'arrière. Ces ailettes sont utilisées pour la plupart des applications industrielles. Le diagramme vectoriel développé à la sortie de la roue montre que :

- La charge développée dans un étage d'un compresseur centrifuge est une fonction du produit de la composante tangentielle de la vitesse absolue à la sortie de la roue et du rendement hydraulique à une vitesse de rotation donnée.
- La capacité de l'étage étant diminuée par rapport à la valeur de calcul à vitesse constante, la valeur de la vitesse relative reste presque constante, sauf en ce qui concerne l'effet de glissement résultant d'un effet de circulation à l'extrémité de la roue.
- Il apparaît donc que, si la capacité est diminuée à vitesse constante, la valeur de la vitesse à la sortie de la roue augmente, et ceci à un taux beaucoup plus élevé que la diminution du rendement hydraulique.
- Il en résulte une augmentation de la charge développée par l'étage puisque la capacité est progressivement réduite en dessous de la valeur de calcul avec comme résultat une caractéristique typique du débit de charge d'un compresseur centrifuge.

- Cette capacité étant réduite, le canal d'écoulement de la roue n'est pas complètement rempli. En réalité, un peu de recirculation localisée se produit dans le canal d'écoulement et plus le débit diminue, plus cet effet de circulation devient important.



**Fig. V.3** : Diagramme typique de la charge

### **V.5 . Causes du pompage :**

- Chute des caractéristiques de fonctionnement (décrochage en puissance très difficilement rattrapable en conduite avant le retour au ralenti).
- Extinction possible (perturbation du débit de gaz).
- Fluage et rupture possible d'aubes par augmentation anormale des contraintes aérodynamiques.
- Apparition de vibrations préjudiciables à la tenue mécanique.

### **V.6 Méthodes pour éviter le pompage :**

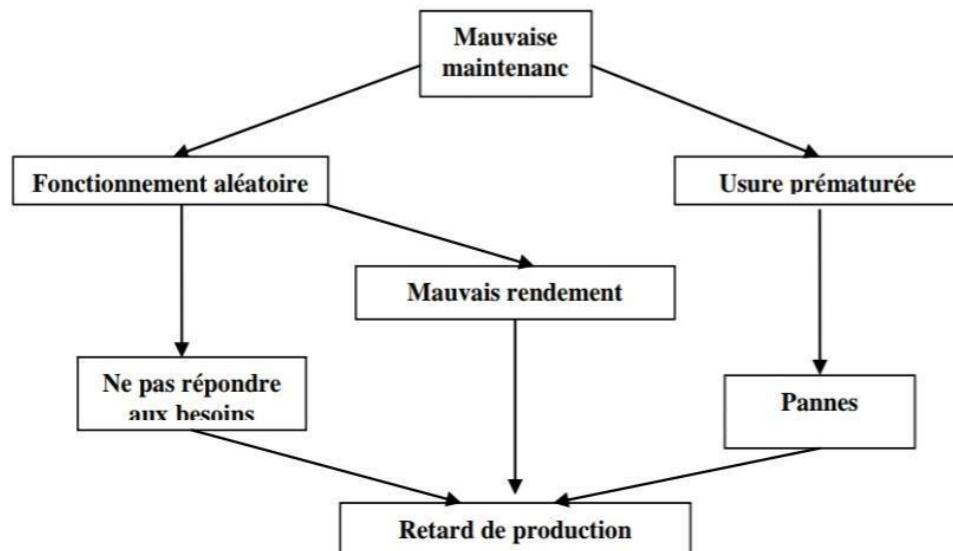
Plusieurs cas peuvent être réalisés pour sortir le compresseur du pompage :

- a) augmenter le débit du procès vers l'aspiration du compresseur.
- b) augmenter le débit à travers le compresseur en retournant par un by-pass et un réfrigérant une partie du gaz pompé du refoulement à l'aspiration de l'unité.
- c) diminuer le rapport de pression à travers le compresseur en diminuant la pression de refoulement ou en augmentant la pression d'aspiration, ou les deux si le débit doit rester constant.

**Conséquences de la maintenance : [11] [12]****V.7.1 Conséquence d'une mauvaise maintenance :**

Les conséquences d'une mauvaise maintenance sur le plan économique sont Immédiatement vaste est sensible, on registre :

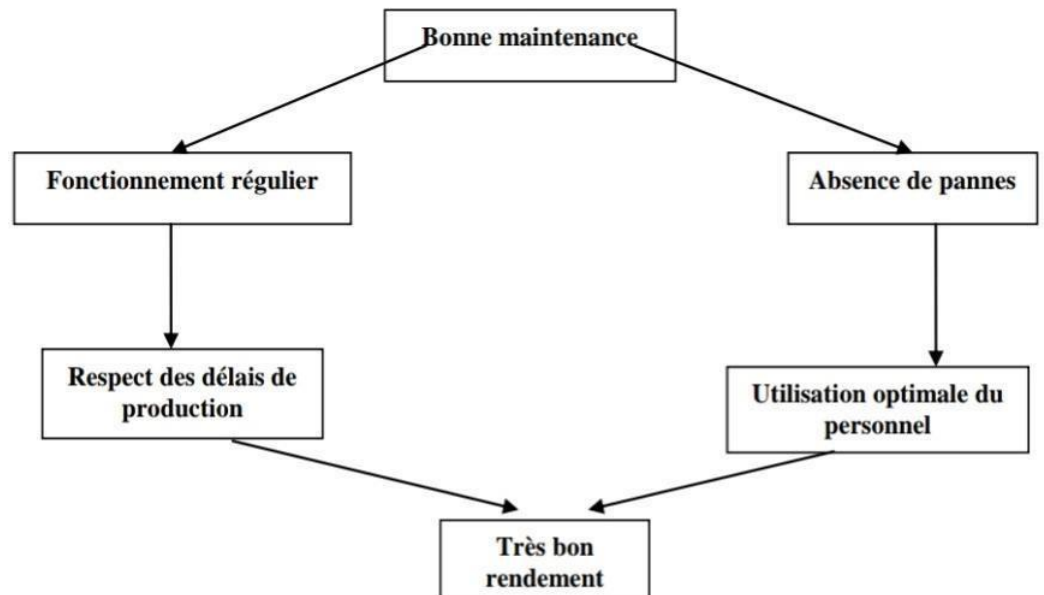
- Des pannes fréquentes qui se traduisent par l'arrêt de production, retard dans délais,
- pertes dans les exploitations.
- Les dépannages d'exception deviennent monnaie courante et se traduit par un travail non productif.
- Le rendement diminue.
- Le matériel s'use plus rapidement, et son fonctionnement n'est jamais certain.
- Les retards s'accumulent et désorganisent tout le système économique.
- Exposer le personnel au danger.
- Des consommations exagérées au niveau des machines.



**Fig. V.2 :** Organigramme de conséquence d'une mauvaise maintenance

**V.4.2. Conséquences d'une bonne maintenance :**

- Les pannes seront rares et les dépannages inutiles ne seront plus à l'ordre du jour.
- Très bon rendement au niveau de la production.
- Le matériel sera en bon état et fonctionnera régulièrement.
- Bonne organisation du côté économique.
- Ralentir le vieillissement du matériel.



**Fig. V.3 :** Organigramme de conséquence d'une bonne maintenance.

**V.4 conclusion :**

Même après l'intervention sur le compresseur et une vérification de son état, les ingénieurs ont détecté que le diaphragme était endommagée mais ils l'ont quand même remis en marche ce qui a conduit à sa rupture, ce qui nous prouve que la négligence d'une fissure peut conduire à la rupture d'une machine toute entière si ce n'est pas pris en considération.

## CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail, nous avons abordé le thème de l'étude de la problématique d'un compresseur centrifuge. L'objectif principal de cette étude était de déterminer les causes de dysfonctionnement d'un compresseur centrifuge et de proposer des solutions pour améliorer son fonctionnement.

Nous avons vérifié plusieurs paramètres thermodynamiques essentiels pour comprendre les performances et les problèmes potentiels du compresseur

Une analyse systématique des causes et des conséquences des

Dysfonctionnements observés a été réalisée. Cela nous a permis de formuler des recommandations pour réduire ou éliminer ces problèmes. En conclusion, cette étude a non seulement enrichi nos connaissances théoriques et pratiques sur les compresseurs centrifuges, mais a également mis en évidence l'importance cruciale de la maintenance et de la surveillance continue pour garantir la sécurité et l'efficacité des équipements industriels.

## Référence

- [1] Cour de formation sur le compresseur, centrifuge, nuovo pugnone, SONATRACH.
- [2] : Perfectionnement Chefs de Quart-Dispatchers (module : compresseurs centrifuges et turbines à gaz) .Edition 1 version : 0/NG/07, naftogaz Filière Exploitation.
- [3] Naturel gas compressor unit centrifugal compressor Type : CLARCK  
\*NUOVOPIGNONE\* SONATRACH.
- [4] Manuel de service fonctionnement et instruction (compresseur centrifuge BCL 606-3/A), volume I description et fonctionnement. Site d'installation : Hassi R'mel-Algérie SBN Station(phase N.1), JGC for SONATRACH.
- [5] Modélisation du processus de fissuration par fatigue de la turbine du moteur coulé. Journal d'Aéronautique Intégra. (2) 2010.
- [6] Catalogue de compresseur centrifuge k101A CLARK 441B 5/5, SONATRACH
- [7] Techniques de l'ingénieur Calcul de constantes thermodynamiques
- [8] Metalsi F. cours résistance des matériaux, université Abou Bakr BELKAID de Tlemcen
- [9] Manuel d'entretien du compresseur CLARCK, SONATRACH
- [10] R. Bigret, J-L. Féron, Diagnostique - maintenance, disponibilité des machines tournantes. MASSON. Paris. 1995.
- [11] J.M. Auberville, La maintenance industrielle, de l'entretien de base à l'optimisation de la sûreté, Eds Technosud, 2004.
- [12] F. Monchy, La fonction maintenance, Eds Masson, 1996.
- [13] Formation consolidation techniciens supérieurs". –NAFTOGAZ
- [14] INSTRUCTION MANUL VOLUME II Descriptions – NUOVO PIGNONE– Type «BCL»-199

