

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté de Technologie
Département Génie Mécanique

Mémoire de Master

En vue de l'obtention du diplôme de **MASTER** en :

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Fabrication Mécanique et Production

THEME

Prédiction du comportement dynamique des machines
tournantes : Application aux rotors des turbines

Présenté par :

MAHSAS SID ALI

TOUZOUT AHMED

Promoteur :

Mr. CHELLIL AHMED

Promotion 2021- 2022

Remerciements

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance et toute ma gratitude

Envers Le Professeur A. Chellil, mon directeur de thèse qui m'a encadré tout

au long de ce mémoire avec une attention,

Une patience et une gentillesse remarquables, pour son encouragement son

expérience et ses conseils très précieux ainsi que pour

La gentillesse, la patience, et la disponibilité qu'il a manifestées à mon égard

durant cette thèse.

Mes remerciements vont aussi à l'ensemble du corps de l'institut de génie

mécanique de la Faculté de technologie Boumerdes

Qui ont contribué à mon encadrement durant la graduation

Et là sans oublier tous mes amis du département de génie mécanique pour leur

aimable contribution.

Dédicaces

Ma reconnaissance se tourne en premier lieu vers ALLAH le tout Puissant.

*C'est avec grand plaisir que je dédie ce modeste travail à mes parents, les êtres
les plus chers*

*de ma vie, qui m'ont toujours poussé et motivé dans mes études. Pour tout
l'amour qu'ils ont*

*Su m'apporter et la confiance qu'ils ont toujours placée en moi, pour tous
leurs efforts*

Consentis à mon bonheur et ma réussite.

Que dieu leur procure bonne santé et longue vie.

*A mes frères et sœurs qui n'ont pas cessés de me conseiller, encourager et
soutenir pendant*

Tous ces années. Que dieu les protègent et leur offre le bonheur.

*A mon grand-père ELAH YA RAHMO, ma grand-mère, tous les membres de
ma famille. et tous les chasseurs.*

*À tous ceux que j'ai connus durant mes années à l'Université et spécialement
à mes amis de la promo MII (abd rahim et abd elhak).*

Sans oublier mon ami proche monir.

(Enfin, je le dédie à mon professeur A. DJERMOUNI).

MAHSAS SID ALI

Dédicaces

Nous dédions ce travail à nos mères, sources

De

Tendresse et d'amours pour leurs soutiens tout

Le long

De notre vie scolaire.

Nos pères, qui nous ont toujours soutenus

Et qui ont fait

Leur possible pour nous aider

Nos frères et sœurs, que nous aimons

Beaucoup

Notre grande famille

Nos chers amis et enseignants

Tous ceux qui ont collaboré de près ou de loin à

L'élaboration de ce travail

Que dieu leur accorde santé et prospérité.

TOUZOUT AHMED

ملخص

تلعب الآلات الدوارة دوراً مهماً للغاية في بناء وتطوير حياتنا، فنحن مهتمون بسلوك الآلات الدوارة وكذلك في التنبؤ الديناميكي لهذه الآلات أثناء عملها، واستند عملنا المتواضع بشكل خاص على دوارات التوربينات، لذلك ذهبنا إلى محطة كاب جنات، حيث أجرينا عملنا من أجل دراسة أنواع الأعطال المختلفة التي يمكن مواجهتها أثناء تشغيلها والتنبؤ بها. لقد أجرينا العديد من اختبارات التحكم والمراقبة على الدوارات القائمة على الأدوات (مقياس التسارع AS - 065 ومجمع VIBROTEST 60) بعدها قمنا بتحليل هذه النتائج باستخدام برنامج تحليل الاهتزاز VIBROEXPERT CM-400

Résumé

Les machines tournantes jouent un rôle très important dans la construction et le développement de notre vie, nous nous sommes intéressés au comportement des machines tournantes ainsi qu'à la prédiction dynamique de ces machines durant leur, notre modeste travail a été basé en particulier sur les rotors des turbines, pour cela nous nous sommes rendus à la station de cap djinet, où nous avons réalisé notre stage de fin d'études afin d'étudier et de prédire les différents types de défauts pouvant être rencontrés au cours de leur fonctionnement. Nous avons réalisé plusieurs essais de contrôle et de surveillance sur les rotors à base d'outils (Accéléromètre AS – 065 et le collecteur VIBROTEST 60) par suite nous avons analysé ces résultats à l'aide du logiciel d'analyse vibratoire VIBROEXPERT CM-400

Mot clé (VIBROTEST 60, VIBROEXPERT CM-400, rotor, usure de palier, défaut turbulence)

ABSTRACT

The rotating machines play a very important role in the construction and the development of our life, we are interested in the behavior of the rotating machines as well as in the dynamic prediction of these machines during their, our modest work was based in particular on the turbine rotors, for this we went to the cap djinet station, where we carried out our end-of-studies internship in order to study and predict the different types of faults that may be encountered during their operation. We have carried out several control and monitoring tests on the tool-based rotors (AS-065 accelerometer and the VIBROTEST 60 collector) as a result we have analyzed these results using the VIBROEXPERT CM-400 vibration analysis software

Mot clé (VIBROTEST 60, VIBROEXPERT CM-400, rotor, usure de palier, défaut turbulence)

SOMMAIRE

Chapitre I : Présentation et Description.....	1
I.1 : Présentation de la centrale Thermique de Cap Djinet.....	2
I.1.1 : Historique de la centrale.....	2
I.1.2 : Commandes et contrôle.....	3
I.1.3 : Système de surveillance, d'alarme et d'analyse.....	3
I.1.4 : Salle de commande centralisée.....	3
I.1.5 : Rôle de la centrale thermique.....	4
I.1.6 : Principe de fonctionnement de la centrale thermique.....	4
I.1.7 : les principaux organes de la centrale.....	5
I.2 : Description du GTA.....	5
I.2.1 : Description de la turbine à vapeur.....	5
I.2.2 : Introduction.....	5
I.2.3 : Turbine à vapeur de la centrale.....	6
I.2.4 : Alternateur.....	10
I.2.4.1 : Description de l'alternateur.....	10
I.2.4.2 : L'inducteur.....	10
I.2.4.3 : L'induit.....	11
I.2.5 : turbine à vapeur.....	12
I.2.5.1 : Fonctionnement de la turbine à vapeur.....	12
I.2.5.2 : Présentation de cycle thermodynamique.....	13
I.2.5.3. Cycle de Rankine.....	14
Chapitre II : Notion sur les rotors.....	15
Introduction.....	16
II.1 : Les divers types d'excitations.....	17
II.2 : Notion de vitesse critique.....	18
II.3 : L'influence des dissymétries.....	19
II.4 : l'effet de l'amortissement.....	21
Conclusion.....	21

Chapitre III : Les principaux défauts dans les machines tournantes.....	22
III.1 : Introduction.....	23
III.2 : Principaux défauts les machines tournantes.....	23
III.2.1 : Déséquilibre.....	23
III.2.2 : Défaut de Balourd.....	23
III.2.2.1: Différents types de balourd.....	25
III.2.3 : défaut d'alignement.....	26
III.2.4 : Flexion du rotor.....	26
III.2.4.1 : Les types de défauts désalignements.....	26
III.2.4.2: Représentations spectrale.....	27
III.2.5 : Défaut de paliers lisses.....	27
III.2.5.1 : Usure du palier, jeu trop important.....	29
III.2.5.2: Tourbillonnement de film d'huile.....	29
III.2.5.3: Fouettement d'huile (Oïl-whip).....	30
III.2.5.4: Défaut d'alignement des paliers.....	31
III.2.6 : défauts des roulements.....	31
III.2.7 : Défauts spécifiques aux turbines.....	35
III.2.7.1 : Défaut lié à la fréquence de passage des aubes.....	35
III.2.7.2 : Défaut lié au phénomène de turbulence.....	37
III.2.7.3 : défaut lié au phénomène de cavitation.....	37
Conclusion.....	38
 Chapitre IV : Formulation des équations de mouvement.....	 39
Introduction.....	40
IV.1 : Modélisation du rotor.....	40
IV.1.1 : Disque.....	41
IV.1.2 : Arbre.....	42
IV.1.3 : Énergie cinétique.....	42
IV.1.4 : Énergie de déformation.....	42
IV.1.5 : Palier.....	45
IV.1.6 : Le balourd.....	45
IV.2: Modélisation du rotor par éléments finis.....	46
IV.2.1: Éléments finis de rotor.....	47
IV.2.2: Disque.....	47

IV.2.3: Arbre.....	47
IV.2.4: Paliers.....	50
IV.2.5: Balourds.....	50
IV.2.6: Système d'équations.....	50
IV.2.7: Résolution des équations.....	51
Conclusion.....	52
 Chapitre V : Etude Expérimentale.....	 54
Introduction.....	55
V.1: La surveillance par analyse vibratoire.....	55
V.1: Notion sur vibrations mécaniques	55
V.1.1: Définition (norme AFNOR E 90 0001).....	55
V.1.2: Origines des vibrations.....	55
A- Vibrations des machines voisines.....	55
B-Vibrations d'origine électrique.....	55
C- Résonance de la structure ou du rotor.....	56
V.1.3 : Représentations du signal.....	56
A) : Représentation temporelle.....	56
B) : Représentation spectrale (ou fréquentielle).....	57
V.1.4 : Les modes de détection.....	58
V.1.5 : Les grandeurs de mesure.....	59
V.2 : Principales activités de l'analyse vibratoire	60
V.2.1: La surveillance.....	60
V.2.2: Le diagnostic.....	60
V.2.3: Les points de mesure.....	61
V.2.4: Mesure sur palier.....	61
V.2.5: Mesure sur l'arbre.....	62
V.2.6: Mesure des déplacements.....	62
A. Mesure des déplacements radiaux.....	62
B. Mesure des déplacements axiaux.....	63
V.2.7: Les Capteurs de vibration.....	64
A. Capteurs de déplacement.....	64
B. Capteurs de vitesse (Vélocimétries).....	65

C : Capteurs d'accélération (Accéléromètres).....	65
V.2.8 : Vibration relative et vibration absolue.....	65
V.3 : Suivi par analyse vibratoire de la turbine.....	66
V.3.1: But de travail.....	66
V.3.2: Procédure de contrôle vibratoire.....	66
V.3.3: Matériel utilisé.....	67
A : Capteur de vibrations : Accéléromètre.....	67
B : Collecteur : VIBROTEST 60 (marque Schenck acquis 2000).....	68
C : Logiciel de diagnostic et d'analyse VIBROEXPERT CM-400.....	70
V.4 : Analyse spectral des défauts.....	73
V.5 : Représentation spectrale.....	73
V.5.1: Cas de défaut d'alignement.....	74
V.5.1.1: Spectre du Palier de butée de la pompe avant le cisaillement une valeur globale 2mm/s.....	74
V.5.1.2: Le spectre du même palier après révision (valeur globale : 0.98mm/s)...	74
V.5.2: Cas de défaut de choc vibratoire du a un cisaillement d'arbre.....	75
V.5.3: Cas de défaut de balourd.....	76
V.5.4: Cas du défaut de frottement.....	78
V.5.5: Cas de défauts du roulement.....	79
V.5.5.1: Défaut de roulement de la pompe.....	80
V.5.5.1.1: Défaut de roulement sur le palier de butée de la pompe (pal3)...	80
V.5.5.1.2 : Défaut de roulement de butée de la pompe (pal3).....	81
V.5.5.1.3: Après changement de roulement le BCS a cette allure (en gardant La même échelle).....	81
V.5.5.2: Défaut de roulement palier moteur.....	82
V.5.5.2.1: Défaut sur le palier moteur avant (coté accouplement).....	82
V.5.5.2.2: Evolution BCU (valeur globale de la vibration du roulement).....	83
V.5.5.2.3: Après changement du roulement l'allure du spectre en gardant la même échelle.....	84
Conclusion générale.....	86

Liste des Figures

Chapitre I

Fig.I.1 : Salle de commande.....	4
Fig.I.2 : Corps haut pression	7
Fig. I.3 : Corps moyenne pression.	8
Fig.I.4 : Corps basse pression.	9
Fig.I.5 : partie mobile de la machine (l'inducteur).	10
Fig I.6 : partie fixe de l'alternateur (l'induit).....	11
Fig.I.7 : le cycle thermodynamique.	13
Fig.I.8 : le cycle de Rankine.	14

Chapitre II

Fig.II.1 : Coupe longitudinale de la turbine à gaz.	16
Fig.II.2 : digramme de Campbell.	19
Fig.II.3 : Digramme de Campbell pour un rotor avec des supports orthotropes.	20

Chapitre III

Fig.III.1 : défaut de balourd.	24
Fig.III.2 : image vibratoire d'un défaut de balourd.	24
Fig.III.3 : différents types de balourd.	25
FIG.III.4 : défaut d'alignement parallèle.	26
FIG.III.5 : défaut d'alignement angulaire.	26
Fig.III.6 : Spectre typologique initial d'un désalignement.	27
Fig.III.7 : palier lisse (position d'équilibre du rotor).	28
Fig.III.8 : Image vibratoire d'une usure de palier.	29
Fig. III.9 : Image vibratoire d'un tourbillonnement d'huile.	29
Fig.III.10 : Fouetttement d'huile.	30
Fig.III.11 : déformation de l'orbite en fonction de la force appliquée.	31
Fig.III.13 : Eléments composant d'un roulement à billes.....	32
Fig.III.14 : Schéma d'un roulement.....	32
Fig.III.15 : Images vibratoires des défauts d'un roulement.	35
Fig.III.16 : Image vibratoire d'un compresseur à flux axial.	36
Fig.III.17 : Image vibratoire du phénomène de turbulence.	37
Fig.III.18 : Défaut et image vibratoire du phénomène de cavitation.	37

Chapitre IV

Fig. IV.1 : Repère de référence du disque sur l'arbre flexible.	43
Fig. IV.2 : Section droite de l'arbre.	43
Fig. VI.3 : Amortissement et raideur d'un palier.	45
Fig. IV.4 : Balourd.	46

Chapitre V

Fig.V.1 : Représentation temporelle.	56
Fig.V.2 : Représentation fréquentielle.	57
Fig.V.3 : Choix de la grandeur de mesure en fonction de la gamme de fréquence.	59
Fig.V.4 : principales activités de l'analyse vibratoire.	60
Fig.V.5 : Points de mesure d'un ensemble moteur, pompe.	62
Fig.V.6 : mise en place des capteurs de déplacement sur le palier une Turbomachine.	63
Fig.V.7 : mesure les déplacements axiaux.	63
Fig.V.8 : Accéléromètre (capteur mesurant l'accélération vibratoire).	66
Fig. V.9: Le montage de l'accéléromètre sur les objets.	68
Fig.V.10 : Collecteur SCHENK VIBROTEST 60.	69
Fig.V.11 : Logiciel de diagnostic et d'analyse VIBROEXPERT CM-400.	70
Fig.V.12 : Evolution en amplitude des vibrations du palier 1.	73
Fig. V.13 : Spectre Palier butée pompe juste avant le cisaillement.	74
Fig.V.14 : Spectre Palier buté après révision.	75
Fig.V.15 : Spectre Choc vibratoire dû à un cisaillement d'accouplement d'arbre.	76
Fig.V.16 : Spectre Défaut de balourd.	77
Fig.V.17 : Spectre Défaut de frottement.	78
Fig.V.18 : Spectre Défaut de roulement de la pompe.....	80
Fig.V.19 : Spectre évolution en BCU.	80
Fig.V.20 : Spectre défaut de roulement pal3.	81
Fig.V.21 : Spectre évolution BCS.	81
Fig.V.22 : Spectre Défaut de roulement sur palier moteur (bague interne du roulement).	82
Fig.V.23 : Spectre défaut de roulement sur le palier moteur.	83
Fig.V.24 : Spectre évolution en BCU.	83
Fig.V.25 : Spectre évolution en BCU.	84
Fig.V.26 : Spectre changement de roulement.	84

Liste des tableaux

Tableau.III.12 : défauts des roulements.	31
---	----

Chapitre I

Présentation et description

I.1 : Présentation de la centrale Thermique de Cap Djinet.

I.1.1 : Historique de la centrale

La centrale thermique de CAP-DJINET est située au bord de mer, à l'est d'Alger, près de la ville de Boumerdes. Elle est implantée sur une superficie de 35 hectares. Le choix du site revient à :

- ❖ La possibilité d'extension ;
- ❖ A proximité des consommateurs importants, situés notamment dans la zone Industrielle Rouïba Reghaïa ;
- ❖ Condition du sous-sol favorable, ne nécessitant pas de fondations profondes.

La mise en service des groupes s'est effectuée comme suit :

- Groupe 1, couplage sur réseau le 17/06/1986 ;
- Groupe 2, couplage sur réseau le 17/09/1986 ;
- Groupe 3, couplage sur réseau le 29/11/1986 ;
- Groupe 4, couplage sur réseau le 21/02/1987.

Le central thermique de CAP-DJINET se compose de 04 tranches de type thermique à vapeur d'une puissance nominale unitaire de 176 MW à la borne de l'alternateur (BA).

La puissance totale installée est de 704 MW (BA), la puissance fournie au réseau est de 672 MW borne usine (BU) à la consommation totale des auxiliaires des 04 tranches et des auxiliaires communs est d'environ 32 MW, et de trois groupes chaudières a pour rôle de transformer l'eau En vapeur sous haute pression pour alimenter le groupe turboalternateur (GT A) d'une capacité de vaporisation maximale de 523 T/h sous une pression de service de 160 bars à une température de vapeur de 540° C, le débit nominal combustible par groupe est de 40 000 Nm/h en marche avec gaz au fuel.

- La chambre de combustion formée par les tubes écrans (faisceaux vaporisateurs) ;
- Ballon (réservoir) et (01) économiseur ;
- (03) surchauffeurs et (02) resurchauffeurs ;
- (03) désurchauffeurs par injection d'eau pour la régulation de la vapeur ;
- (04) colonnes de descentes ;
- (08) bûchers de combustion mixte gaz/fuel ;
- (02) ventilateurs de recyclage, ont pour rôle de recycler. En fonction de la charge, une

partie des fumées issues de la combustion afin de régler la température à la sortie du Resurchauffeur.

- (02) pré chauffeurs d'air à vapeur, servent à l'augmentation de la température de l'air de Combustion avant le réchauffeur rotatif ;
- Réchauffeur rotatif d'air de combustion, sert à réchauffer l'air de combustion par récupération de chaleur des fumées ;
- Les générateurs de vapeur sont de type pressurise à circulation naturelle (circulation naturelle de l'eau et de la vapeur, l'eau qui arrive par gravité vers les tubes écrans, sera vaporisée sous l'effet de la combustion, et la vapeur

Produite, sera acheminée vers la partie supérieure du ballon chaudière par différence de densité avec l'eau).

I.1.2 : Commandes et contrôles :

La centrale se caractérise par un degré élevé d'automatisme de centralisation des commandes. On dénombre une quarantaine de chaîne de régulation par groupe de production qui permette un Pilotage automatique du groupe.

I.1.3 : Système de surveillance, d'alarme et d'analyse :

Pour assurer une bonne conduite du groupe de production des paramètres d'exploitation (température, pression, niveau d'eau, vibration,) des différents équipements du groupe, sont indiqués, enregistrés en permanence en salle de commande et signalés en cas de dépassement de seuil.

Pour une analyse en cas d'incident un consigne d'état est installée. Il permet d'enregistrer les alarmes dans un ordre chronologique

I.1.4 : Salle de commande centralisée :

Chaque paire de tranches est contrôlée et réglée depuis une salle de commande. La salle de commande comprend pour chaque tranche :

- Deux pupitres de conduites
- Deux tableaux verticaux où sont rassemblés les organes de commande et les appareils d'enregistrement de la plus grande partie des paramètres ;
- Un tableau synoptique schématisant les auxiliaires électriques.



Fig.I.1 : Salle de commande.

I.1.5 : Rôle de la centrale thermique :

Le rôle d'une centrale thermique est de transformer l'énergie chimique contenue dans un combustible, en énergie électrique en passant par l'intermédiaire de l'énergie thermique et mécanique. Cette transformation s'opère dans divers appareils en utilisant les propriétés physiques de l'eau sous ses diverses formes liquides et vapeur.

I.1.6 : Principe de fonctionnement de la centrale thermique

Dans la centrale thermique l'eau peut être dans un état liquide comme il peut être dans un état vapeur, et ceci dépend du circuit traverser.

A. Circuit liquide :

L'eau extraite du puit de condenseur passe par les trois réchauffeurs bas pressions (BP1), (BP2), (BP3) Puis la bêche alimentaire. L'eau est pompée par les pompes alimentaires Vers l'économiseur qui se trouve en fin de pareurs des gaz de combustion et comme son rôle principal est le réchauffement de l'eau d'alimentation et puis il est conduit aux écrans vaporisateurs par les quatre colonnes de descentes.

Après un temps d'échauffement ; un mélange eau vapeur monte vers le ballon chaudière où se produit une séparation entre l'eau et la vapeur.

B. Circuit vapeur :

La vapeur séparée dans le ballon chaudière est menée par les tubes ascendants. Elle parcourt le premier désurchauffeur et ensuite par la deuxième surchauffeur elle traverse le deuxième désurchauffeur avant d'arriver à la dernière surchauffeur.

La vapeur surchauffeur quitte la chaudière et elle est détendue dans le corps (HP) de la Turbine. Après la : détente elle est récupérée pour. Être. Désurchauffée qui servent a la Stabilité de la température de sortie.

La vapeur surchauffée est détendue dans le corps (MP) de la turbine et continue sa détente dans le corps (BP). Elle est ensuite dirigée vers le condenseur ou elle se condense dans le puits.

I.1.7 : les principaux organes de la centrale :

-  Générateur de vapeur (chaudière) ;
-  Turbine à vapeur ;
-  Condenseur ;
-  Bâche alimentaire ;
-  Pompe d'extraction ;
-  Pompe d'alimentation ;
-  Réchauffeur haute pression ;
-  Réchauffeur basse pression ;
-  Alternateur.

I.2 : Description du GTA :**I.2.1 : Description de la turbine à vapeur :****I.2.2 : Introduction :**

La turbine à vapeur, comme toutes les turbomachines, sont des appareils à écoulement continu, qui prêtent dans des conditions économiques, a la production de l'énergie électrique à partir de la vapeur.

Ces machines jouent un rôle important dans la production de l'énergie électrique à cause des Avantages qu'elles présentent comparativement à d'autres modes de production d'énergie de même type.

I.2.3 : Turbine à vapeur de la centrale :

La turbine à vapeur de la centrale de Cap Djinet est une machine à une seule ligne d'arbre De type à condensation et a simple resurchauffe.

Elle comporte six soutirages qui alimentent les réchauffeurs BP (Basse Pression), HP (Haute Pression) et la bâche alimentaire et elle est composée de trois corps HP, MP (Moyenne Pression) et BP qui sont séparés, Les rotors de la turbine et de l'alternateur sont accouplés rigidement.

Ses caractéristiques sont

- Numéro de la machine : N°117327 ;
- Longueur : 13.725 m ;
- Largeur : 13 m ;
- Pression : 138.2 bars ;
- Température vapeur : 535 °C ;
- Vitesse de rotation : 3000 tr/mn ;
- Fréquence : 50 Hz ;
- Pression de la vapeur d'échappement : 0,05 bar ;
- Puissance : 176 MW ;
- Poids : 500 tonnes ;

Aubages Hormis l'étage de réglage, toute la turbine est du type à réaction. Les aubes mobiles des Corps HP sont fraisées dans la masse avec un pied en forme de marteau et tenon. Les dernières étages de corps BP sont dotés d'aubes à profil gauche venues de matrice dont le pied en forme de sapin ou de marteau double est émanché dans les rainures correspondantes de l'arbre, Les aubes directrices des corps HP et W soumises à de fortes sollicitations sont fraisées dans la Masse avec un pied en forme de marteau et un tenon comme les aubes mobiles, Les autres aubes directrices ont un pied en forme de crochet et un tenon river, Les trois derniers Étages du corps BP sont constitués par des couronnes d'aubes directrices en tôle

Corps haut pression (HP)

Le corps HP de la turbine est une construction en tonneau. Ce dernier est équipé d'un Étage de régularisation par groupe de tuyères. Quatre ensembles combinent vannes d'arrêt/soupapes régulatrices sont associées à autant de groupes de tuyères qui sont disposée de cote du corps.

La vapeur conduite à la turbine par l'intermédiaire des tuyères parvient aux soupapes Régulatrices après avoir traversé les vannes d'arrêt, A partir de ces soupapes la vapeur s'écoule dans l'enveloppe.

Des clapets anti-retours sont montés sur les tuyères de resurchauffe entre le corps HP et le resurchauffeur pour empêcher le reflux chaud du resurchauffeur vers le corps MP.

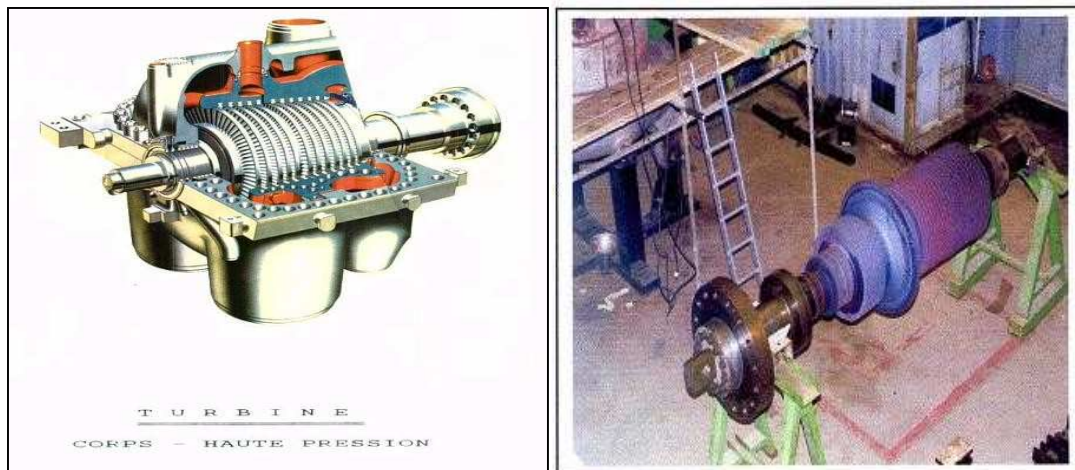


Fig.I.2 : Corps haut pression

Ses caractéristiques sont

- Corps : simple flux ;
- Débit vapeur : 232 t / h ;
- Pression vapeur : 138 bars ;
- Température vapeur : 535°C ;
- Etage de réglage à action : 1 ;
- Etage à réaction : 23 ;

Corps moyenne pression (MP)

Le corps MP est à double flux. L'enveloppe externe possède un plan de joint horizontal. Elle porte l'enveloppe interne montée de façon à ne pas entraver les dilatations thermiques. Les aubes directrices sont logées dans l'enveloppe interne et la vapeur resurchauffée pénètre au milieu de l'enveloppe interne par le bas et le haut, la présence de l'enveloppe interne limite les caractéristiques élevées de la vapeur à la zone d'admission de cette enveloppe, alors le joint horizontal de l'enveloppe n'est exposé qu'aux faibles pressions et à la température réduite de la vapeur à la sortie de l'enveloppe interne.

Ses caractéristiques sont

- Corps : double flux ;
- Nombre d'étagés à réactions : 2×19 ;
- Pression à l'admission : 35.9 bars ;
- Température de la vapeur : 535°C ;
- Débit de vapeur : 467.7 t / h.

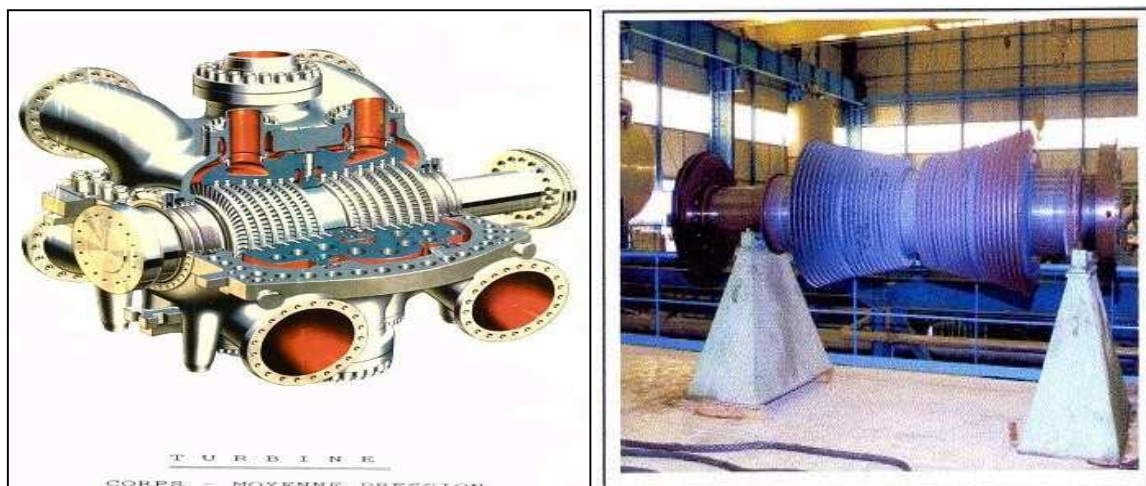


Fig. I.3 : Corps moyenne pression.

Corps basse pression (BP)

Le corps BP est à double flux, il est composé de trois enveloppes. Ces enveloppes sont des constructions soudées rigides à plan de joint horizontales.

L'enveloppe interne qui porte les premiers étagés de directrices est suspendue dans l'enveloppe intermédiaire de façon à pouvoir se dilater librement.

L'enveloppe intermédiaire indépendante de l'enveloppe externe repose sur des longerons latéraux.

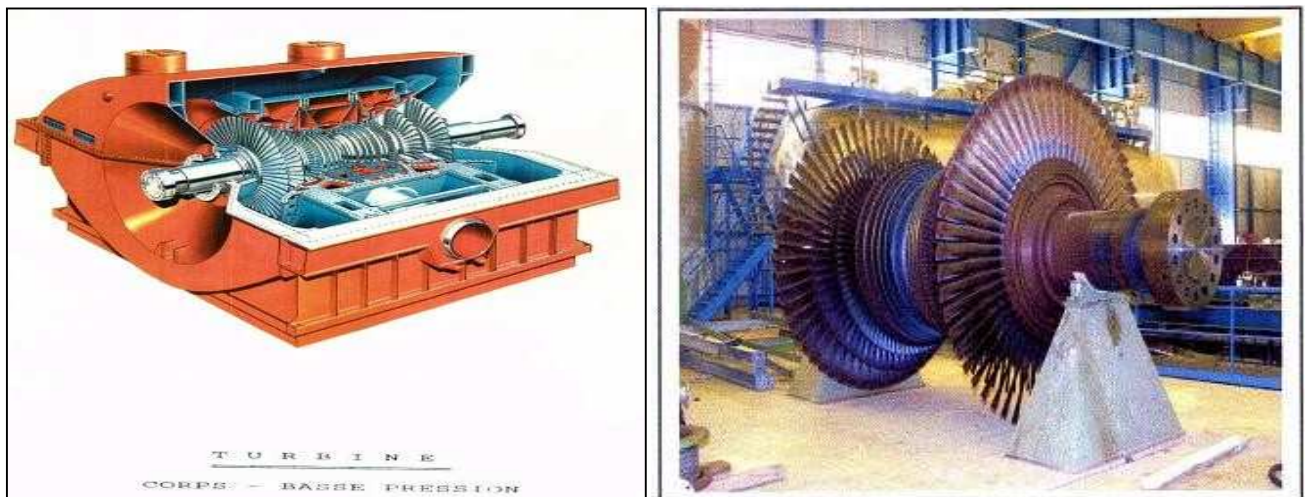


Fig.I.4 : Corps basse pression.

Ses caractéristiques sont

- Corps : double flux ;
- Nombres d'étages : 2*8 étages ;
- Pression a l'admission : 5.5 bars
- Température de la vapeur : 282°C ;
- Débit de vapeur : 406 t / h ;
- Hauteur d'ailette : 676.3mm.
-

I.2.4 : Alternateur

I.2.4.1 : Description de l'alternateur :

Il transforme l'énergie mécanique de la turbine en énergie électrique.

Il est refroidi par l'hydrogénée circuit ferme qui présente des avantages par rapport à l'air. Parmi ces avantages : la faible densité et une grande conductibilité thermique ce qui permet de déduire les pertes de chaleur lors de la ventilation, ainsi que la chaleur dégagée par l'alternateur est récupérée par l'eau d'alimentation. [1].

L'alternateur se compose essentiellement de deux organes, l'Inducteur alimenté par de la courante Continue basse tension, et l'induit ou est se développe la force électromotrice alternative.

I.2.4.2 : L'inducteur :

C'est la partie mobile de la machine, d'où le nom rotor est souvent donné. Son corps est tiré d'une seule pièce forgée en acier à haute perméabilité magnétique. Environ 2/3 de sa circonférence est occupée par l'enroulement de l'excitation.[1] [2]

Les bobines concentrées de l'enroulement sont ainsi disposées de façon à obtenir une distribution du champ magnétique à l'entrefer presque sinusoïdale, L'isolation contre masse des conducteurs est réalisée par du papier aramide.



Fig.I.5 : partie mobile de la machine (l'inducteur).

I.2.4.3 : L'induit :

Appelé couramment le stator, est formé de tôles isolées et empilées les une sur les autres, de sorte à constituer un cylindre, dans lequel tourne l'inducteur. Sur la surface interne de ce cylindre sont disposés les conducteurs ou prend naissance la force électromotrice (f.é.m.) générée.



Fig.I.6 : partie fixe de l'alternateur (l'induit).

La carcasse, le noyau magnétique et l'enroulement représentant les principaux éléments de l'induit :

✓ **Carcasse :**

Dimensionnée, avec des passages des gaz de réfrigération, pour résister à la pression qu'ils exercent d'une part et d'autre part pour maintenir le poids des parties internes.

✓ **Noyau magnétique :**

Conçu à base de tôle en acier doux collées et isolées entre elles, afin de minimiser les courants de Foucault et les pertes par hystérésis.

✓ Enroulement :

Il est de type triphasé imbriqué, constitué de conducteurs élémentaires en cuivre, dont l'isolation principale est en papier de mica. A chaque encoche creusée dans le noyau sont logées deux barres dans le but d'atteindre un enroulement comportant plus de conducteurs par pôles par phase.

Caractéristiques techniques de l'alternateur :

- Température nominale : 15,5 KV ;
- La longueur : 7,340m ;
- $\cos \phi = 0,8$;
- Excitation : à diodes tournantes ;
- Poids du stator complet : 198 tonnes ;

I.2.5 : turbine à vapeur :**I.2.5.1 : Fonctionnement de la turbine à vapeur :**

L'énergie peut se manifester sous diverses formes : mécanique, thermique, chimique, Electrique.

L'énergie calorifique est caractérisée par l'enthalpie, qui englobe à la fois l'énergie de pression et de chaleur emmagasinées dans le fluide, et si en créant une différence de pression et de température ; on obtient une différence d'enthalpie.

Le rôle de la turbine à vapeur est de convertir cette chute d'enthalpie à un travail mécanique à moindre perte. En pratique, on dispose de la turbine à vapeur entre deux sources de Chaleurs, source froide et source chaude.

A l'intérieur de la turbine à vapeur, la vapeur se détend d'abord dans les turbines ; sa vitesse est ainsi considérablement augmentée, elle aborde ensuite les rangées d'ailettes motrices. Le profil de ces ailettes est courbé, et les forces agissant sur les deux faces opposées de chaque ailette (intrados, extrados) sont inégales.

La force qui agit sur l'intrados est supérieure à celle qui agit sur l'extrados et cette différence provoque la rotation du rotor de la turbine.

I.2.5.2 : Présentation de cycle thermodynamique :

Dans une centrale thermique, la même quantité d'eau se trouve successivement vaporisée, condensée après travail dans les turbines, puis retourne à la chaudière pour y être à nouveau vaporisée, elle décrit donc un cycle fermé.

Le cycle est défini lorsqu'on connaît les caractéristiques de l'eau et de la vapeur en tous ses Points : pression, température, densité, ...

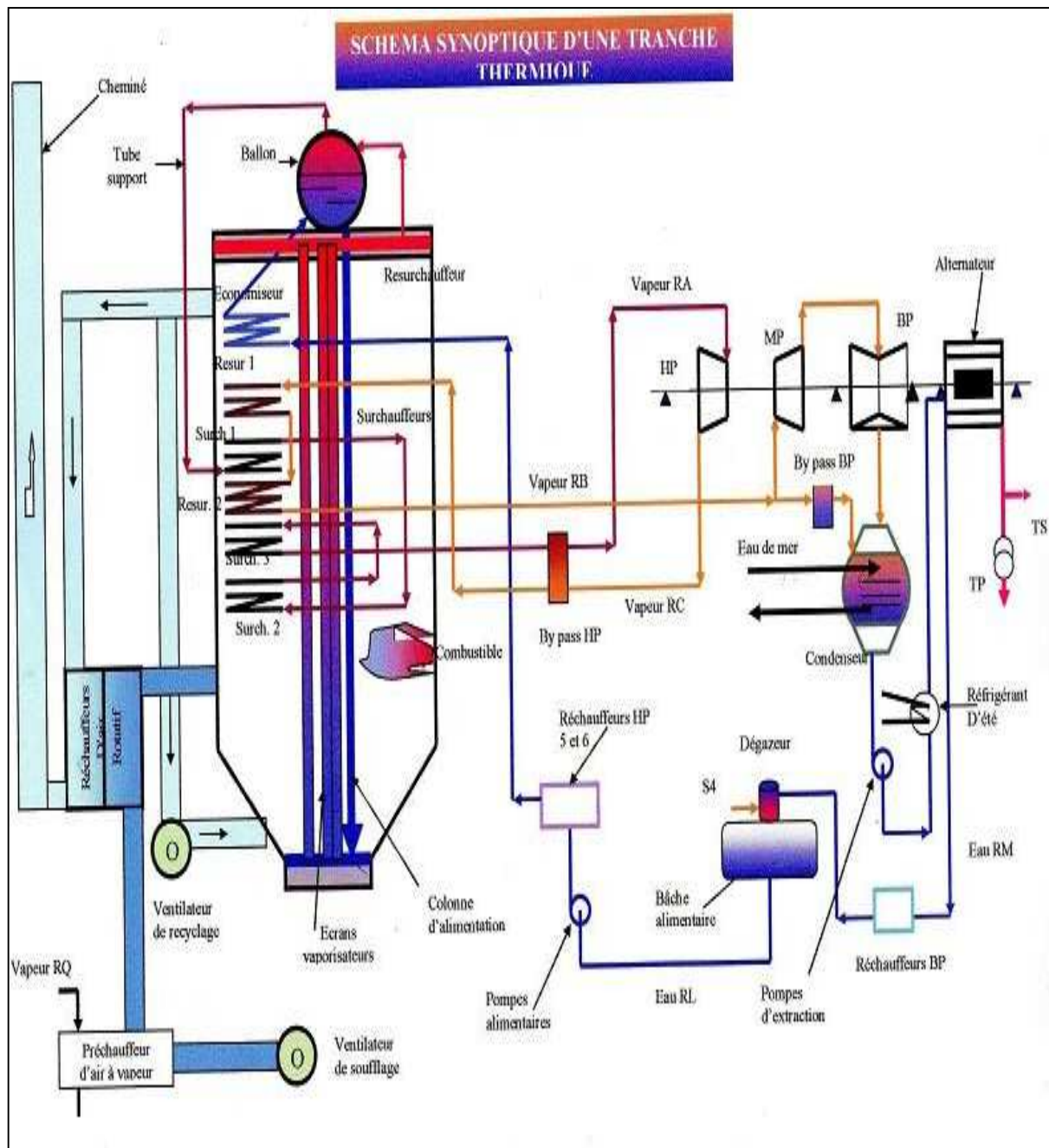


Fig.1.7 : le cycle thermodynamique.

I.2.5.3. Cycle de Rankine :

Le cycle idéal correspondant à une centrale thermique élémentaire à vapeur d'eau, est le Cycle de Rankine présenté sur la figure.

Le cycle de Rankine utilise donc une pompe à eau liquide plutôt qu'un compresseur en mélange liquide/vapeur. Technologiquement, une pompe est plus simple à concevoir, fabriquer et mettre en œuvre qu'un compresseur. Autre avantage, la compression d'un liquide est plusieurs dizaines de fois plus économe en énergie que celle du mélange.

Toutefois, cette économie d'énergie n'est pas sans contrepartie : à la sortie de la pompe, l'eau est à température bien plus faible qu'elle ne l'était à la sortie du compresseur. C'est la chaudière qui devra ramener l'eau à l'état de liquide saturé.

Autrement dit, il faut fournir une dépense supplémentaire considérable sous forme de chaleur pour compenser la baisse de puissance de compression.

La différence entre les deux cycles (théorique et réel) à cause des pertes par :

- Frottement visqueux ;
- Frottement mécanique ;

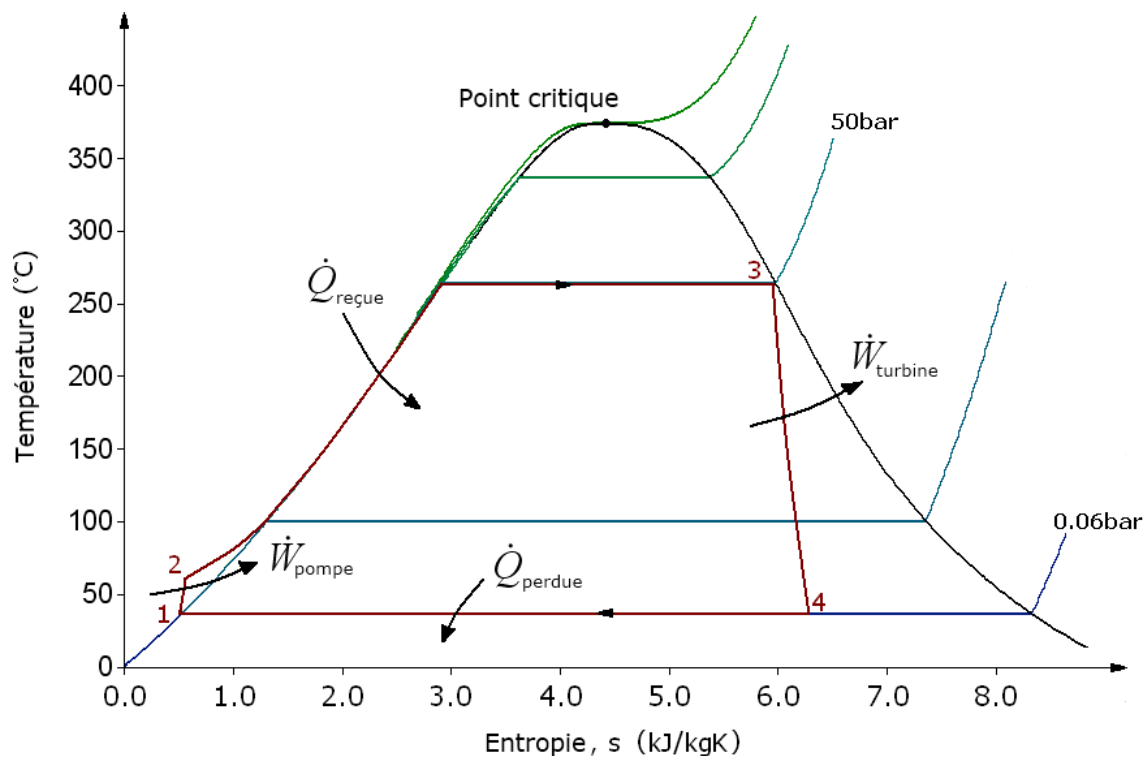


Fig.1.8 : le cycle de Rankine.

Chapitre II

Notions sur les rotors

Introduction :

Par définition les rotors sont des éléments tournant autour d'un axe fixe, ces rotors sont divisés en deux types différents :

- Les rotors fixés : Sont supportés par des paliers utilisés dans plusieurs domaines (l'aéronautique, l'automobile, ou le nucléaire)
- Les rotors libres : Sont animés d'une rotation libre comme leur nom l'indique, ce type de rotor est utilisé dans des domaines tels que les satellites géostationnaires

Notre étude sera focalisée sur les rotors fixés, plus précisément sur ceux des turbines.

La turbine est constituée d'une roue ou un rotor à ailettes, à hélice, à lames, à aube, ou à auget disposés sur sa circonférence de façon, que le fluide en mouvement exerce une force tangentielle qui provoque le mouvement rotationnel de la roue, qui est transmise par la suite via un arbre qui fait tourner un moteur, générateur, compresseur, ou une hélice.

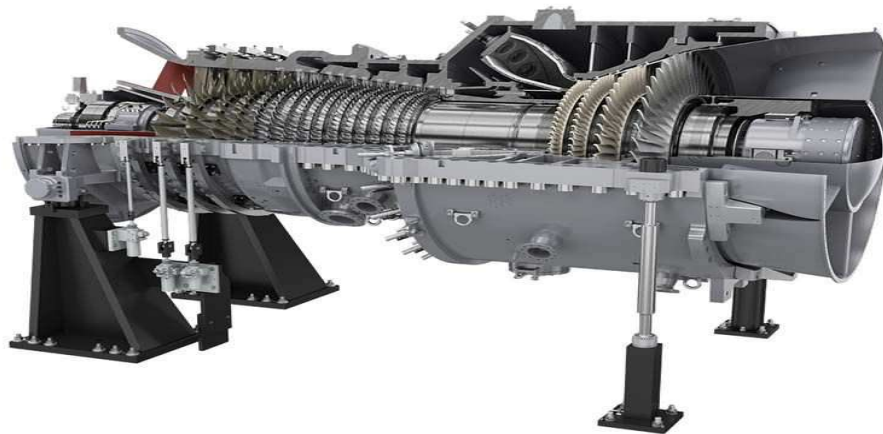


Fig.II.1 : Coupe longitudinale de la turbine à gaz

L'étude dynamique d'un système comportant un ou plusieurs rotors, se fait généralement dans un repère tournant à la même vitesse de rotations que le rotor, ce repère est surtout utilisé à l'étude des roues ou disques aubages.

Dans le contexte qui nous intéresse, celui de la dynamique d'ensemble, le repère fixe est plus approprié, nous allons de ce fait écrire les équations du mouvement où l'on utilisera les angles d'Euler afin décrire le mouvement d'un élément de rotor, comme pour le mouvement général de tour solide, on supposera que la vitesse de rotation est constante, ce qui nous permettra d'obtenir des équations du mouvement linéaires.

Les vibrations axiales ainsi que de torsion se trouvent de plus découplée des vibrations de flexion, auxquelles on s'intéresse plus particulièrement en dynamique d'ensemble.

Les études en dynamique du rotor vis-à-vis de la dynamique des structures fixes. Celles-ci sont basées sur le diagramme de Campbell, qui représente l'évolution des fréquences propres en fonction de la vitesse de rotation, et le calcul des réponses à balourd, principalement lors du passage des vitesses critiques. Pour réaliser ces études, on dispose aujourd'hui de plusieurs méthodes de modélisation : (méthode des matrices de transfert, des éléments finis, de l'expansion polynomiale généralisée...etc.)

II.1 Les divers types d'excitations :

Les rotors sont soumis outre le poids propre, à diverses sollicitations. On trouve essentiellement les efforts de balourd, qui sont propres aux machines tournantes. Ceux-ci correspondent aux forces d'inertie générées par le mouvement rotatif des masses excentrées et non équilibrées du rotor.

Lorsqu'une pièce d'un rotor possède des axes principaux d'inertie transversale non orthogonaux à l'axe de rotation, un couple est aussi produit. On le qualifie de balourd dynamique, par opposition à balourd statique usuellement employé pour désigner la force. Pour une vitesse de rotation constante, l'expression de ces efforts dans un repère fixe est de la forme :

$$\begin{pmatrix} f_x \\ f_y \\ M_x \\ M_y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m.e.\Omega^2.\cos(\Omega t - \alpha) \\ m.e.\Omega^2.\sin(\Omega t - \alpha) \\ (I_d - I_p).\tau.\Omega^2.\cos(\Omega t - \beta) \\ (I_d - I_p).\tau.\Omega^2.\sin(\Omega t - \beta) \end{pmatrix}$$

Où :

- m : la masse
- I_d : l'inertie diamétrale
- I_p : l'inertie polaire
- e : l'excentricité du centre gravité
- α et β : les angles d'inclinaison des axes d'inerties

Si la vitesse de rotation n'est pas constante, des termes de couplage en Ω viennent s'ajouter.

L'origine des efforts de balourd est variée. On peut citer :

- Les problèmes d'usinage : Pour y remédier, l'usinage des pièces tournantes des organes est toujours suivi d'une rectification afin de respecter des tolérances sévères.
- Les problèmes de montage : Durant cette phase, on rajoute soigneusement des masses ponctuelles afin de compenser les balourds résiduels, et permettre de se retrouver avec un balourd final admissible.
- Les gradients thermiques : On essayera de les minimiser afin de réduire le risque d'un fléchissement de l'arbre, qui constitue la source majeure d'excitation.

Les réponses dynamiques pour ces balourds exceptionnels se distinguent de celle observées en condition normale de fonctionnement (induit par un faible balourd). En effet, les mécanismes qui rentrent en compte sont nombreux et très complexes : mouvement de grandes amplitude et frottement avec le stator plastification des certaines pièces et propagation des fissures, desserremments de boulons et ouvertures de brides, décélération rapide des rotors.

II.2 : Notion de vitesse critique :

La vitesse critique est parmi les phénomènes classiquement absorbés en dynamique des rotors Selon Nelson [1], l'une des premières citations concernant la notion de vitesse critique remonte à la fin du *XVIII^{ème}* siècle lors d'essais expérimentaux réalisés par dunkerly, où il définit la vitesse critique comme la vitesse où la résonance d'une structure élastique non tournant est atteinte, ce qui créera des vibrations de la machine à des niveaux trop élevés.

Aujourd'hui le concept de vitesse critique a évolué et se rattache d'un point de vue théorique à la vitesse où l'excitation par balourd coïncide avec une des fréquences propres du système.

Pour les machines constituées d'organes avec des moments d'inertie polaires importants, l'on constate une forte dépendance des modes propres vis-à-vis de la vitesse de rotation deux aux effets gyroscopiques. Ainsi, on observe le dé doublement des modes propres du système (pour le cas d'un système axisymétrique) du aux forces gyroscopiques comme suit :

- ❖ Une précession rétrograde, où le rotor tourne en sens inverse de son mouvement de précession, ce qui engendre un effet d'assouplissement et donc une chute de la vitesse critique.

- ❖ Une précession directe ou le rotor tourne dans le même sens que son mouvement précession. Alors, sans les effets gyroscopiques, la fréquence de résonance associée croît.

En (figure II.2) nous avons représenté l'évolution des fréquences propres d'un rotor en fonction de la rotation. Ce graphique appelé diagramme de Campbell, constitue l'un des outils de base pour la détermination de la vitesse critique du système. Le diagramme indiqué en (figure II.2) est caractéristique d'un rotor axisymétrique, la fréquence propre au repos est doublée : du fait de la symétrie, il existe deux modes de vibration de déformées identiques qui sont dans 2 plans orthogonaux qui s'intersectent sur l'axe longitudinal du rotor lorsque les forces gyroscopiques augmentent, la répartition des modes donne naissance à un mode direct excitable par la force de balourd et un mode rétrograde non sollicité par l'excitation synchrone

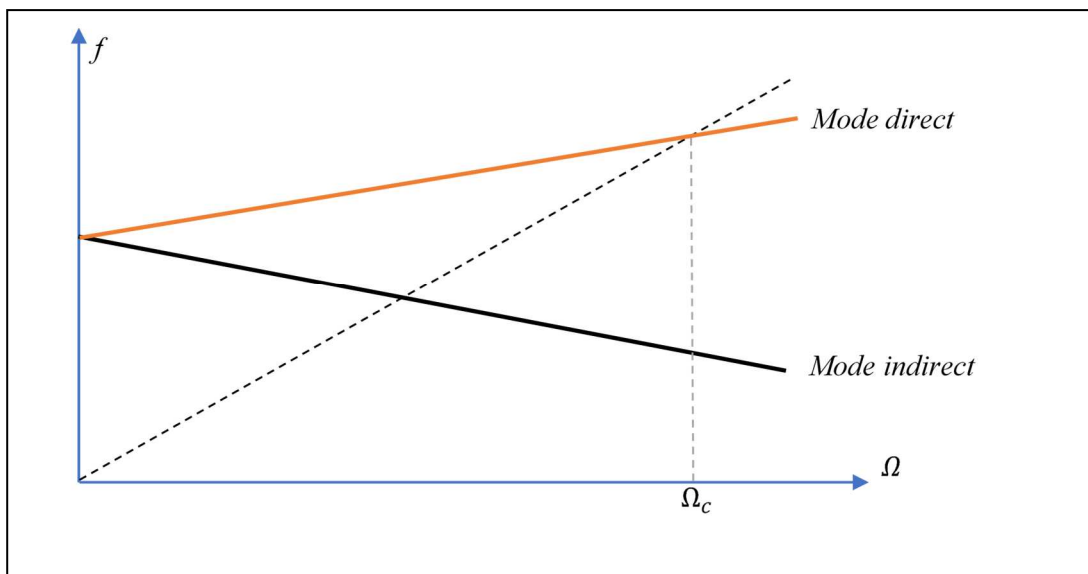


Fig.II.2 : digramme de Campbell

II.3 : L'influence des dissymétries :

Les rotors sont généralement conçus de façon axisymétrique. Or le stator peut avoir des caractéristiques fonctionnelles qui in valident cette hypothèse. Dans ce cas, la dynamique de la machine présentera quelques différences par rapport au cas axisymétrique. Les modes doubles laissent place à deux modes simples de fréquences distinctes menant, à un mode direct et un mode rétrograde (l'alanine et ferrarais [15]). Dans ce cas de figure les modes

rétrogrades sont sollicités par l'excitation synchrone et le nombre de vitesse critique est multiplié par 2, par rapport au cas axisymétrique.

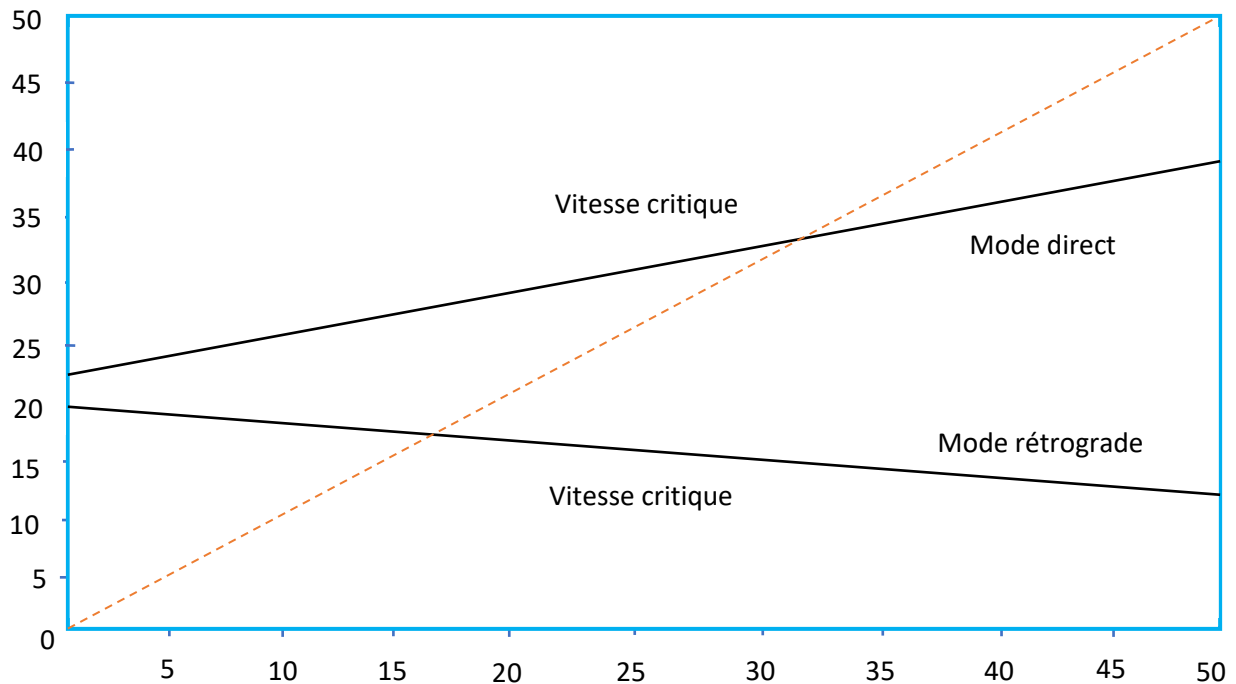


Fig.II.3 : Digramme de Campbell pour un rotor avec des supports orthotropes.

L'influence de la dissymétrie peut être analysée à l'aide d'un modèle effort avec des paliers orthotropes. On montre (genta [2] Child [3]) qu'à faible vitesse de rotation, le rotor est en précession directe. Au voisinage et au-delà de la première vitesse critique, le comportement devient de type rétrograde avant de redevenir direct pour des vitesses de rotation supérieure à la deuxième vitesse critique.

En comparaison avec un rotor à supports, dont les orbites sont circulaires pour toutes les fréquences de rotation, un rotor à supports anisotropes génère des orbites elliptiques. L'arbre subit alors des contraintes axiales normales qui nuisent à la durée de vie de la machine.

Un autre phénomène lié à l'anisotropie de supports est la manifestation simultanée de précession directe et rétrograde le long de l'arbre.

La manifestation des précessions simultanée est affectée par l'amplitude de la flexion de l'arbre et aussi par la distribution de balourd. Des résultants identiques (Dias et al [4]).

Enfin, certaines machines tournantes peuvent présenter une asymétrie du rotor. Il s'agit par exemple des générateurs à deux pôles ou des systèmes à hélices à deux pales. L'étude de ce type de rotor a attiré l'attention de plusieurs chercheurs (Sakata et al [5] et al [6]), qui ont

montré que ce type de système engendre une dynamique très riche dont le phénomène caractéristique est l'existence d'une vitesse critique secondaire, cette vitesse critique apparaît à une vitesse de la courbe d'évolution fréquentielle du mode direct avec la droite d'excitation

Celle-ci alors existée par une force latérale constante, comme le poids du rotor d'un point de la vue de l'apparition ou non d'instabilité, les anisotropies tournantes font apparaître des plages de fréquences instables que peuvent être éliminées par l'ajout d'amortissement externe (genta [7]).

II.4 : l'effet de l'amortissement :

Si l'amortissement a toujours un rôle essentiel sur la dynamique des systèmes non tournants, il est moins significatif pour les systèmes tournants. C'est pour ça que les ingénieurs ont depuis longtemps été conscients des effets déstabilisants induits par l'amortissement interne sur les rotors : il s'avère en effet que pour des systèmes axisymétriques le mouvement peut devenir instable à partir d'un certain seuil de vitesse de rotation, où le ratio entre l'amortissement qualifié d'externe (c'est-à-dire celui introduit par les paliers) et l'amortissement interne, qui est toujours supérieur à la première vitesse critique.

L'instabilité est liée à la rotation propre du rotor. Lorsque l'on exprime les forces d'amortissement internes des parties tournantes dans un repère fixe, on remarque que celles-ci se décomposent en deux termes : un proportionnel à la vitesse, ce sont les forces d'amortissement au sens classique, et l'autre proportionnel au déplacement les forces dites circulatoires ; Ces dernières sont à l'origine des phénomènes d'instabilité, car elles s'opposent aux forces d'amortissement externe.

Conclusion :

Cette partie regroupe définitions et notions liées aux rotors, le but de donner une vision assez large sur les travaux effectués dans le cadre des rotors et les différents phénomènes qu'influent sur la dynamique des rotors et leurs caractéristiques. Afin de résumer les différentes instabilités pouvant survenir à cause de la rotation.

Chapitre III

Les principaux défauts dans les machines tournantes

III.1: Introduction :

A l'image de la médecine, l'analyse vibratoire permet d'élaborer le « bilan mécanique » complet du système, qui caractérise quantitativement et qualitativement son état à un instant donnée, et ainsi d'y reconnaître d'éventuelles « maladies ».

Afin élaborer un diagnostic à partir de signaux vibratoires, les méthodes classiques du traitement du signal telles que l'analyse spectrale et l'analyse modale, sont parfaitement adaptées. La contribution de ces techniques d'analyse, alliées à une technique d'acquisition adaptée (synchronisation sur la machine tournante) a permis tout d'abord de cibler la zone de défaillance de la machine.

L'étude de cette intervention illustre bien la démarche classiquement suivie, d'un diagnostic qui permet pas à pas, d'isoler le composant mécanique défaillant, puis de caractériser la nature du défaut.

III.2 : Principaux défauts les machines tournantes :

III.2.1 : Déséquilibre :

En pratique, il est impossible d'obtenir une concentricité parfaite c- à- d. le centre de gravité du rotor n'est pas confondu avec leur axe rotation.

Donc il provoque des forces centrifuges. Cette excentricité est au cours de fonctionnement due à des contraintes :

Mécanique : il s'agit des défauts d'usinages ou de mauvais montage ;

Thermique : A cause de l'augmentation de température(t) ce fonctionnement influe sur le rotor et engendre des déformations.

III.2.2 : Défaut de Balourd :

Un balourd est une dissymétrie de masse par rapport à l'axe de rotations. Vu qu'en pratique, il est quasi-impossible d'obtenir un centrage parfait de tous les éléments d'un rotor. Il existe toujours un déséquilibre provenant de :

- ❖ Défaut d'usinage
- ❖ Défaut d'assemblage : décalage d'une pale de turbine, dissymétrie d'un pôle de rotor d'alternateur,
- ❖ Altérations mécaniques : perte d'un bout d'ailette, érosion, encrassement.

Ce déséquilibre appelé « balourd » va générer une vibration due à la force centrifuge(fig.III.1)

$$F = m_b \omega^2 r_b \quad [N] \dots \dots \dots (III.1)$$

Avec :

- m_b : masse théorique du balourd $[Kg]$
- R_b : rayon théorique du balourd $[m]$
- ω : pulsation ou vitesse angulaire $[rad/s]$

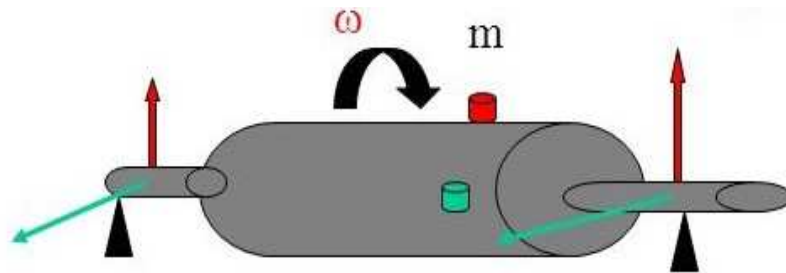


Fig.III.1 : défaut de balourd.

Le balourd engendre en pratique une vibration radiale qui croit fortement avec la vitesse de rotations et qui va se traduire sur le spectre par la présence d'amplitude prépondérante à la fréquence de rotations du rotor et cette vibration ne contient que S peu d'harmoniques (figure.III.2).

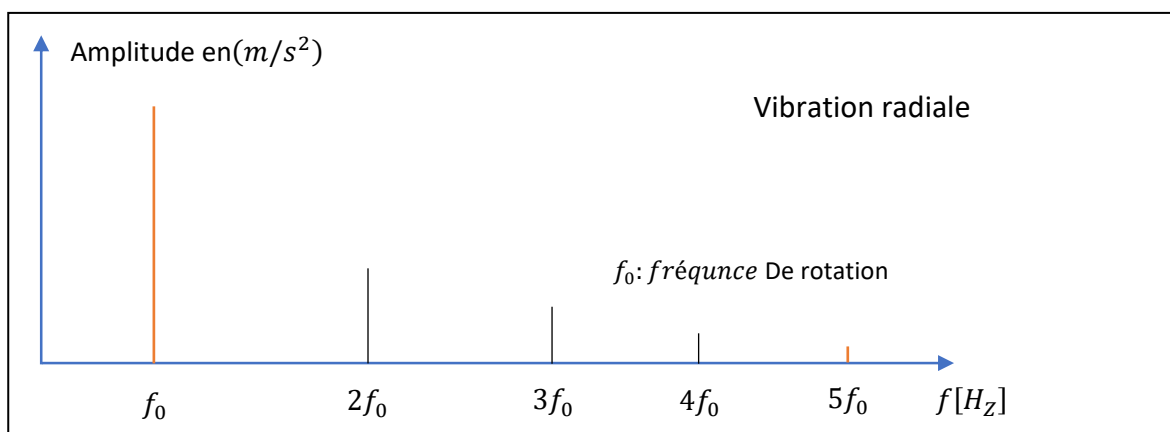


Fig.III.2 : image vibratoire d'un défaut de balourd.

III.2.2.1: Différents types de balourd :

Il existe trois types de balourd :

❖ Balourd statique (Fig. a)

L'axe principal d'inertie et l'axe de rotations sont parallèles, mais non confondus.

❖ Balourd couple (Fig. b)

L'axe principal d'inertie forme un angle non nul par rapport à l'axe de rotations, et leur intersection coïncide avec le centre de masse.

❖ Balourd dynamique (Fig. c)

C'est la combinaison des deux balourds précédents : l'axe principal d'inertie forme un angle non nul par rapport à l'axe de rotations, mais leur intersection ne coïncide pas avec le centre de masse.

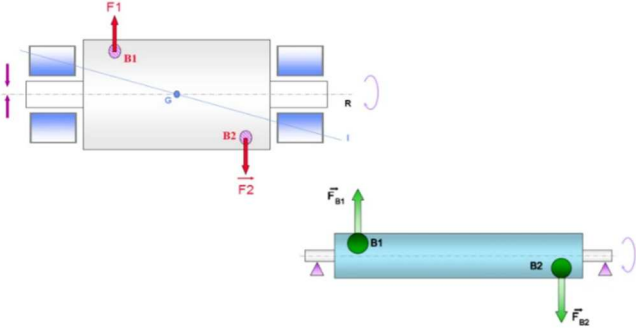
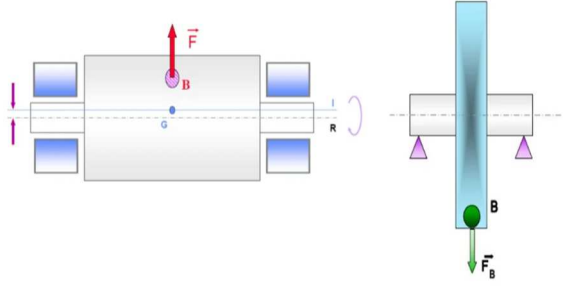
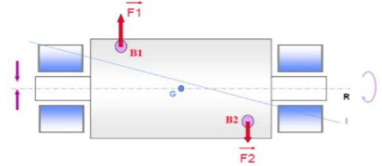
 Balourd de couple (Fig. b)	 ❖ Balourd statique (Fig. a)
 Balourd statique + Moment de balourd = Balourd dynamique ❖ Balourd dynamique (Fig. c)	<i>G : centre de masse</i> <i>F : force de balourd [N]</i> <i>R : axe de rotation</i> <i>ω : vitesse de rotation [rad/s]</i> <i>I_p : axe principal d'inertie</i> <i>E : excentration du centre de masse [um]</i>

Fig.III.3 : différents types de balourd.

III.2.3 : défaut d'alignement :

Le défaut d'alignement est une des principales causes de réduction de la durée de vie des machines tournantes. Il crée des efforts importants qui sont :

- Entraîner la dégradation rapide du système d'accouplement.

Un défaut d'alignement peut être soit :

- Un défaut d'alignement parallèle : les axes des arbres présentent un désalignement au niveau de l'accouplement.
- Un défaut d'alignement angulaire : les axes des deux paliers d'un même arbre ne sont pas concentriques.

III.2.4 : Flexion du rotor :

III.2.4.1 : Les types de défauts désalignements :

Désalignement parallèle

Les axes d'arbres des deux rotors ne sont pas confondus (figure.III.4)

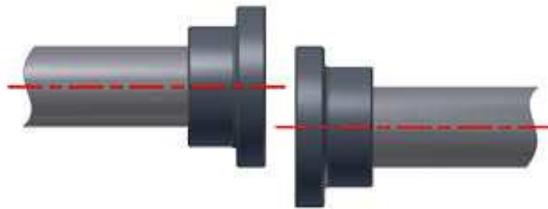


Fig.III.4 : défaut d'alignement parallèle.

Désalignement angulaire

Les axes d'arbres des deux rotors auront un angle différent de 180° (figure. III.5).

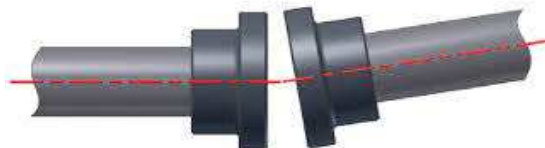


Fig.III.5 : défaut d'alignement angulaire.

III.2.4.2: Représentations spectrale :

Un déalignement angulaire ou parallèle provoque des vibrations à deux fois la fréquence de rotation $2f_0$, dans la direction radiale, et parfois à $3f_0$ et $4f_0$.

La participation du déalignement angulaire peut se manifester par une augmentation des niveaux vibratoires dans la direction axiale

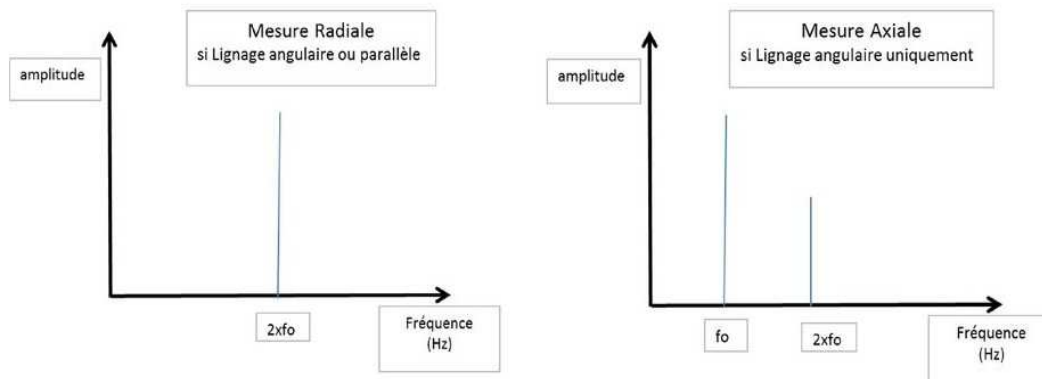


Fig.III.6 : Spectre typologique initial d'un désalignement.

Lorsque le phénomène évolue, le niveau des deux manifestations spectrales et peut s'accompagner de l'apparitions d'harmonique choc. Donc un problème de désalignement génère forcément du balourd dynamique.

III.2.5 : Défaut de paliers lisses :

a) Généralités :

Dans un palier lisse, l'arbre est porté par un film d'huile sous pressions. Sous l'effet de la rotation, l'arbre prend une position d'équilibre dépendant :

- ✚ Du poids du rotor ;
- ✚ De la vitesse de rotations ;
- ✚ De la viscosité de l'huile ;
- ✚ De la charge de machine ;

La position d'équilibre est définie par la distance entre les axes de l'arbre et du palier et l'angle d'attitude illustré sur la figure ci-dessous.

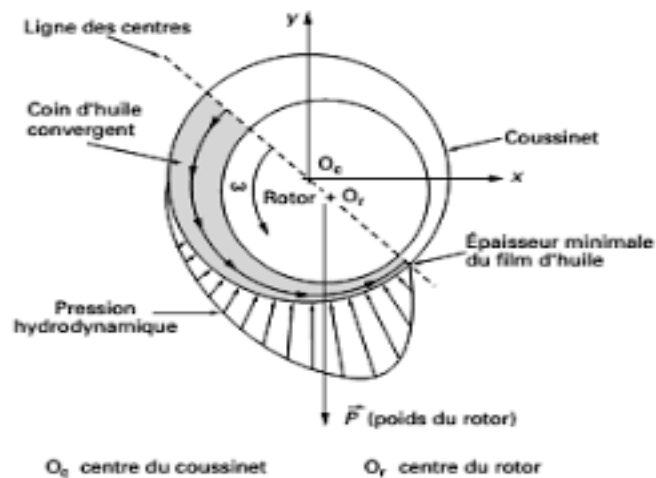


Fig.III.7 : palier lisse (position d'équilibre du rotor).

Toute variation de charge, vitesse, force va modifier cette position d'équilibre.

L'analyse approfondie de l'état d'un palier lisse nécessite :

- ✚ Une paire de capteurs de proximités solidaires du palier et placé à angle droit l'un par rapport à l'autre. Ceux-ci permettent de visualiser l'orbite cinétique sur un écran d'oscilloscope.

L'orbite cinétique montre le mouvement de l'axe du rotor de manière très agrandie.

- ✚ Un capteur pour mesurer la référence de phase ; celle-ci permet de comparer la fréquence de rotation avec la fréquence des vibrations et de déterminer l'orientation des forces agissant sur le rotor.
- ✚ Un analyseur spectral permettant des mesures à basse fréquence

III.2.5.1 : Usure du palier, jeu trop important :

Une usure des coussinets va créer un jeu trop important entre l'arbre et les paliers. Un déséquilibre mineur du rotor génère des vibrations radiales de forte amplitude. De nombreuses harmoniques de la fréquence de rotation apparaissent sur le spectre et leur amplitude est relativement importante.

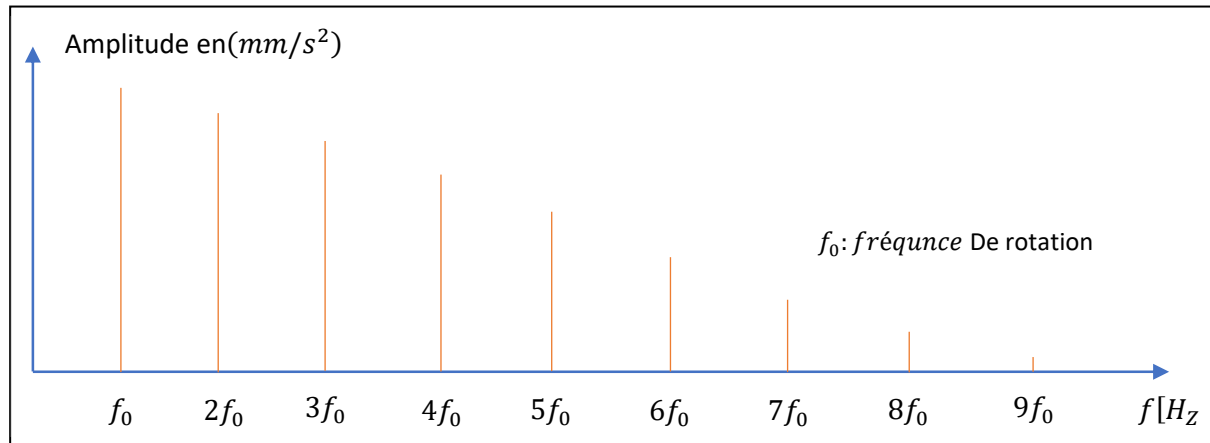


Fig.III.8 : Image vibratoire d'une usure de palier.

III.2.5.2: Tourbillonnement de film d'huile :

Ce phénomène apparait sur les paliers lisses, lubrifiés en graissage hydrodynamique. Il se produit à la moitié de fréquence de rotation de l'arbre

En réalité, du fait des frottements de l'huile sur les surfaces d'écoulement, la fréquence de tourbillonnement sera légèrement inférieure :

$$0.42f_0 < f_{\text{tourbillonnement}} < 0.49f_0 \dots \dots \dots (\text{III.2})$$

❖ Spectre typologique

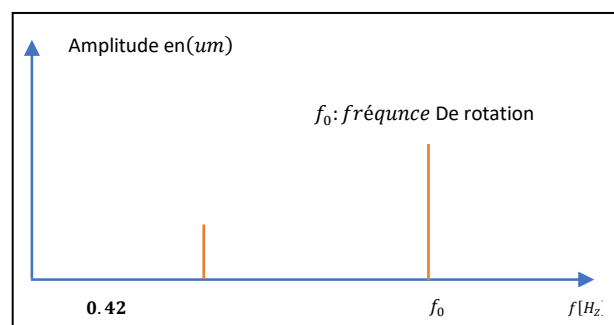
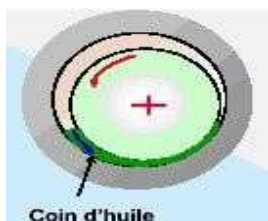


Fig. III.9 : Image vibratoire d'un tourbillonnement d'huile.

III.2.5.3: Fouettement d'huile (Oil-whip) :

Lorsque la fréquence de précession du tourbillon d'huile coïncide ou est supérieure à la première fréquence critique de l'arbre, il apparaît une augmentation importante des vibrations : le rotor est soulevé périodiquement par le film d'huile puis retombe. Cette instabilité appelée fouettement d'huile (en anglais Oil-Whip) n'apparaît que pour des rotors dont la vitesse est supérieure à environ 3000 tr/mn.

Elle peut être à l'origine de graves dommages pour les paliers et le rotor.

L'image vibratoire du fouettement d'huile est la même que celle du tourbillon d'huile (voir figure.10) on observe un mouvement de précession de l'axe du rotor dans le sens de rotation de l'arbre, dont la fréquence fixe est égale à 0,3 jusqu'à 0,5 fois la fréquence de rotation. L'amplitude du mouvement peut devenir suffisamment importante pour qu'il y ait finalement rupture de film d'huile et contact avec le palier, dont la fréquence est égale à 0,5 fois la fréquence de rotation (en anglais dry frictional whirl).

Théoriquement il faut agir en :

- ❖ Modifiant la conception des paliers (taille, jeu, système de lubrification) ;
- ❖ Modifiant la fréquence propre du rotor (diminution de la distance entre les paliers, augmentation du diamètre du rotor).

Dans la pratique, on agit sur tout en :

- ❖ Modifiant les paliers : paliers à plusieurs lobes, améliorations du système de lubrifications ;
- ❖ Augmentant la charge spécifique des paliers ;
- ❖ Diminuant la viscosité de l'huile ;
- ❖ Modifiant l'état d'équilibre.

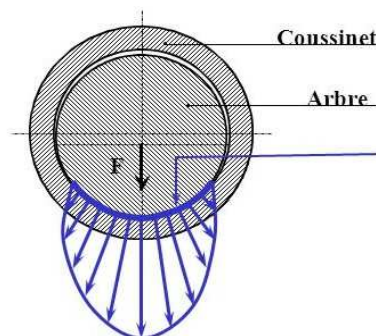


Fig.III.10 : Fouettement d'huile.

III.2.5.4: Défaut d'alignement des paliers :

Un défaut d'alignement des paliers d'un rotor peut être causé par :

- La déformation du bâti lors du serrage des pattes de fixation ;
- Une erreur de montage des paliers ;
- La dilatation thermique du bâti ;

Qu'il soit constant ou temporaire, ce défaut aura pour effet de créer des contraintes radiales non tournantes, existant avant même la mise en mouvement de la machine. Ces forces sont constantes en intensité et en direction. La figure ci-dessous montre la déformation de l'orbite en fonction de la force appliquée.

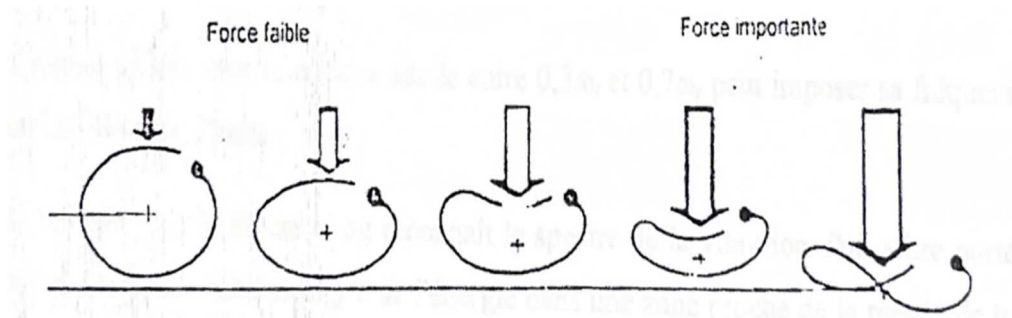


Fig.III.11 : déformation de l'orbite en fonction de la force appliquée.

III.2.6 : défauts des roulements :

Les roulements sont une des parties les plus sollicitées des machines et une cause de panne fréquente. Le défaut que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, usure, corrosion (qui entraîne l'écaillage).

Le tableau suivant représente les défauts des roulements.

Les causes	Les conséquences
Défauts de lubrification	Usure adhésive grippage
Chocs et sur charges	Déformation rupture
Phénomènes de corrosion	Corrosion du contact
C Pénétrations des particules dures	Abrasion

Tableau.III.12 : défauts des roulements.

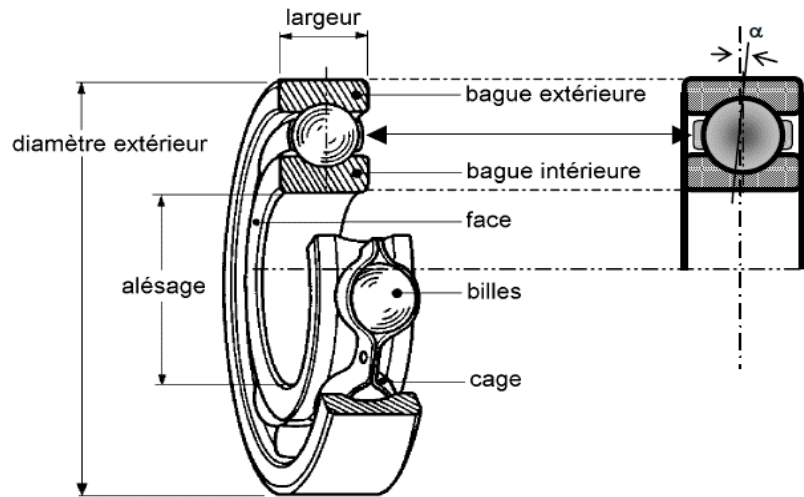


Fig.III.13 : Eléments composant d'un roulement à billes.

➤ **Les données géométriques :**

La géométrie des roulements permet de déterminer leurs fréquences caractéristiques de défauts.

Les données géométriques de base sont :

D_m : diamètre moyen, avec $D_m = \frac{D_i + D_e}{2}$

D_i : Diamètre du chemin de roulement de la bague intérieur

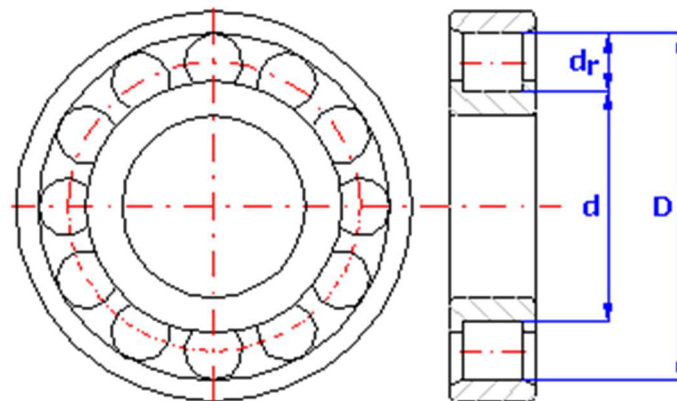


Fig.III.14 : Schéma d'un roulement.

D_i : Diamètre du chemin de roulement de la bague extérieur

N : Nombre de billes

φ : Angle de billes

D : diamètre d'une bille

✚ Les fréquences de rotations :

La géométrie de roulement permet de déterminer les fréquences de rotations à partir des hypothèses suivantes

➤ Les hypothèses

Éléments roulants indéformables

Mouvement sans glissement

Mouvement uniforme

➤ Les fréquences de rotations

f_i : Fréquence de rotation de la bague intérieure

f_e : Fréquence de rotation de la bague extérieure

➤ Calcul les fréquences de rotation

La fréquence de rotation de la cage est définie par la relation suivante

$$f_c = \frac{1}{2} f_i \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos(\varphi) \right) + f_e \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos(\varphi) \right) \dots \dots \dots (\text{III.3})$$

La fréquence de la bague intérieure/cage est défini par la relation suivante

$$f_i - f_c = \frac{1}{2} (f_i - f_e) \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos(\varphi) \right) \dots \dots \dots (\text{III.4})$$

La fréquence de la bague extérieur/cage est défini par la relation suivante

$$f_c - f_e = \frac{1}{2} (f_i - f_e) \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos(\varphi) \right) \dots \dots \dots (\text{III.5})$$

La fréquence de bille est définie par la relation suivante

$$f_b = \frac{1}{2} \frac{d}{D_m} (f_i - f_e) \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos(\varphi) \right) \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos(\varphi) \right) \dots \dots \dots (\text{III.6})$$

En générale la bague extérieure est fixe, et la bague intérieure est fixe sur l'arbre

$$f_e = 0$$

$$f_i = \text{fréquence de rotation } f_0$$

$$f_c = \frac{1}{2} f_0 \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos(\varphi) \right) \dots \dots \dots (\text{III.7})$$

$$f_0 - f_c = \frac{1}{2} f_0 \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos(\varphi) \right) \dots \dots \dots (\text{III.8})$$

$$f_b = \frac{1}{2} f_0 \frac{d}{D_m} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos(\varphi) \right) \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos(\varphi) \right) \dots \dots \dots (\text{III.9})$$

✚ Dégradation localisée :

Toute dégradation dans un roulement se manifeste par un choc périodique, à la fréquence du contact au niveau de la dégradation :

✚ Caractéristiques fréquentielles

La connaissance de la cinématique du roulement se résume par quatre fréquences caractéristiques, pour chaque type de roulement est :

Sur la bague extérieure, la fréquence fondamentale est : $f_{be} = N \cdot (f_c - f_e)$

$$\text{Donc : } f_{be} = \frac{N}{2} f_0 \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos\{\varphi\} \right) \dots \dots \dots (\text{III.10})$$

Sur la bague intérieure, la fréquence fondamentale est : $f_{bi} = N \cdot (f_o - f_c)$

$$\text{Donc : } f_{bi} = \frac{N}{2} f_0 \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos\{\varphi\} \right) \dots \dots \dots (\text{III.11})$$

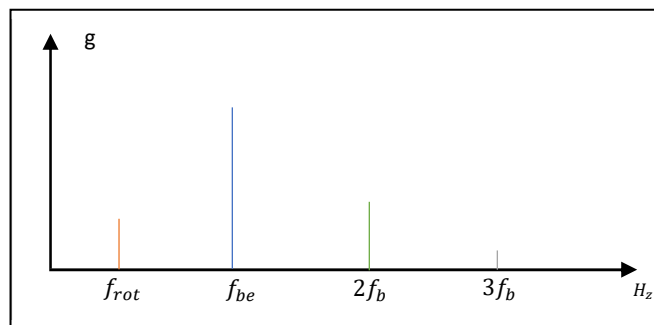
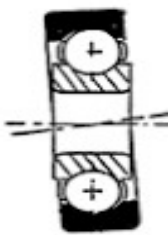
Sur l'élément roulant, la fréquence fondamentale est : $f_{er} = 2 \cdot f_b$

$$\text{Donc : } f_{er} = \frac{D_m}{2} f_0 \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos\{\varphi\} \right) \dots \dots \dots (\text{III.12})$$

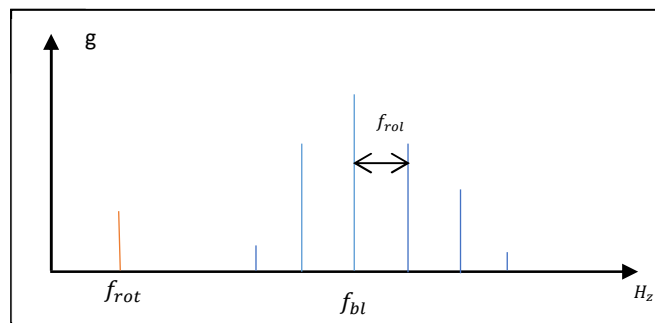
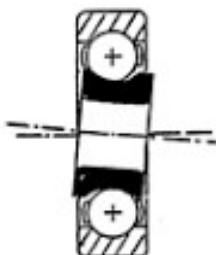
Sur la cage, la fréquence fondamentale est : $f_c = \frac{1}{2} f_o \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos\{\varphi\} \right)$

➤ Représentation du spectre temporel de défaut de roulement

a) Déversement de bague externe



b) Déversement de bague interne.



c) Déversement simultanément des bague interne et externe

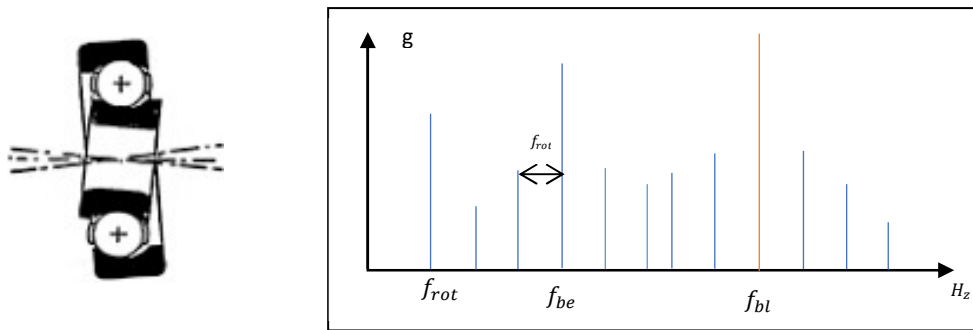


Fig.III.15 : Images vibratoires des défauts d'un roulement.

III.2.7 : Défauts spécifiques aux turbines :

Ces défauts sont de trois types :

- ❖ Défaut lié à la fréquence de passage des aubes.
- ❖ Défauts liés au phénomène de turbulence.
- ❖ Défauts liés au phénomène de cavitation.

Pour analyser la vibration de ces types de machine, il faut :

- Un accéléromètre permettant de faire des mesures à haute fréquence, soit jusqu'à 20 KHz ;
- Un analyseur spectral permettant de mettre en évidence les défauts par des spectres à haut résolution ;
- Effectuer un suivi systématique de l'évolution de la vibration, observation précédée à des comparaisons.

III.2.7.1 : Défaut lié à la fréquence de passage des aubes :

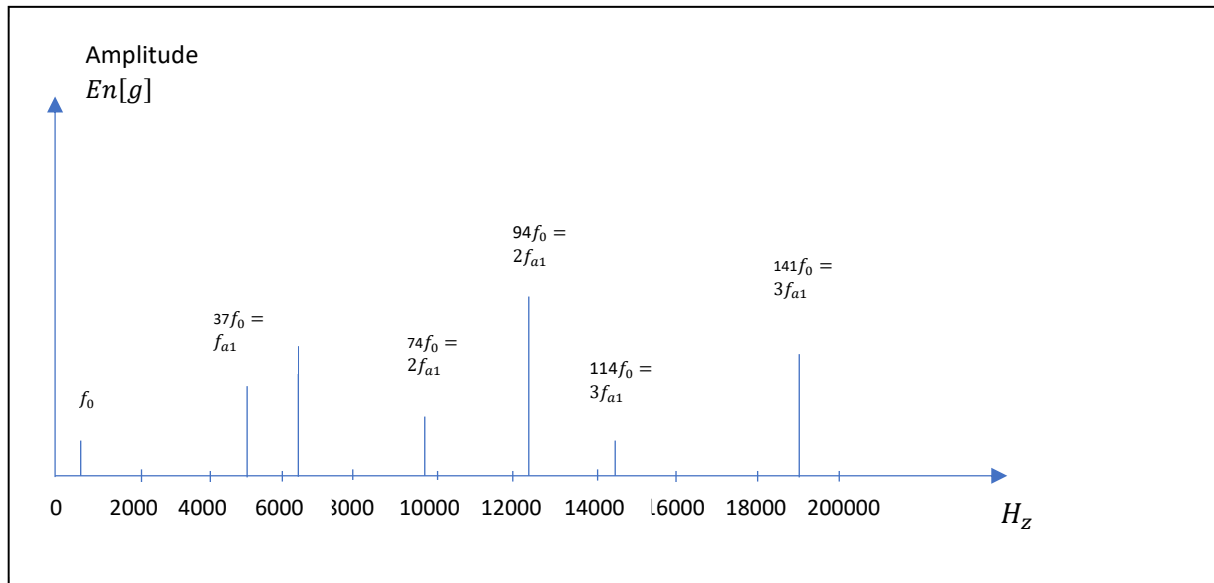
La fréquence de passage des aubes est définie par : $f_a = f_0 N_a$(III.13)

Avec : f_0 : fréquence de rotation du rotor

N_a : nombre d'aubes de la machine.

On observe une amplitude trop importante à la fréquence de passage des aubes et ses harmoniques si :

- L'entrefer entre les aubes en rotation et les aubes du diffuseur n'est pas constant ;
- f_a Coïncide avec une fréquence propre de la structure ;
- Des aubes se sont légèrement décalées sur leur support ou si elles n'ont pas l'orientation voulûmes ;
- Des aubes de la turbine ou du diffuseur sont corrodées ou fissurées ;
- Le flux est perturbé par une déformation ou obstruction de conduite



f_0 : fréquence de rotation du rotor 132HZ (57920t min)

f_{a1} : fréquence de passage des aubes, étage 1 à 4

f_{a5} : fréquence de passage des aubes, étage 5 à 11

Fig.III.16 : Image vibratoire d'un compresseur à flux axial.

Le diffuseur du compresseur dont on a représenté le spectre à la figure (figure.III.16) a des aubes directrices mobiles pour les étages 1 à 4. La corrosion a conduit au blocage de quelques aubes. Ce défaut a donné lieu à une augmentation des composantes harmoniques de f_{a1} .

III.2.7.2 : Défaut lié au phénomène de turbulence :

Des structures apparaissent lorsqu'il y a de pression ou de vitesse du gaz ou de l'air passant à travers une turbine. Ces turbulences génèrent une vibration de type aléatoire de fréquence comprise entre 1 et 50HZ.

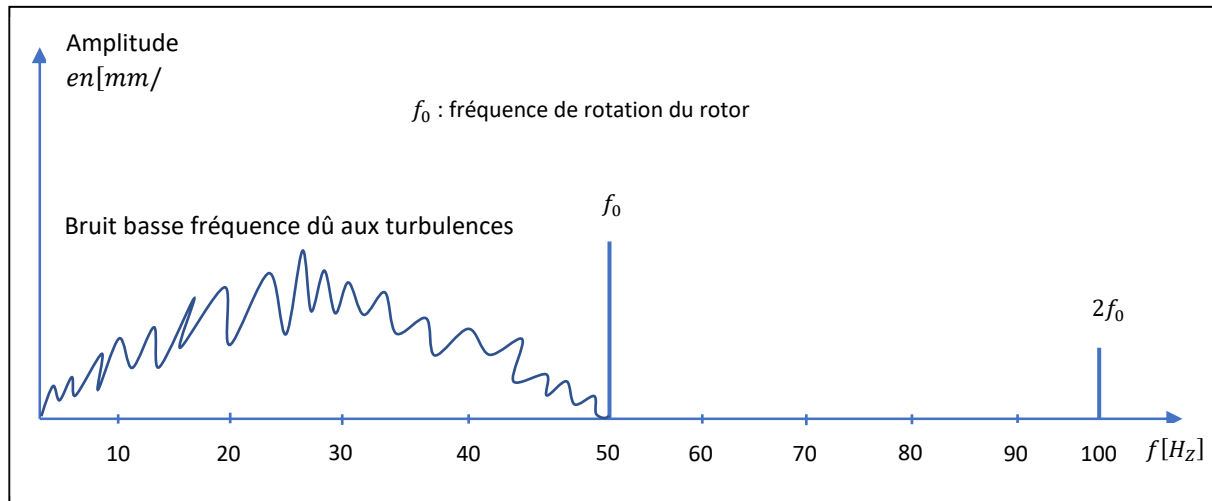


Fig.III.17 : Image vibratoire du phénomène de turbulence.

III.2.7.3 : défaut lié au phénomène de cavitation :

Le phénomène de cavitation présente dans les écoulements de liquide par la formation de petites bulles d'air dues à une baisse de pression trop brusque. La cavitation a un bruit caractéristique : on entend une série de chocs comme si des pierres passaient à travers la turbine, la cavitation provoque à long terme une érosion sur les aubes des turbines.

Sur le spectre, la cavitation présente un bruit de large bande parfois superposée à la fréquence de passage des aubes pouvant s'étaler de 2 000 à 10 000 HZ.

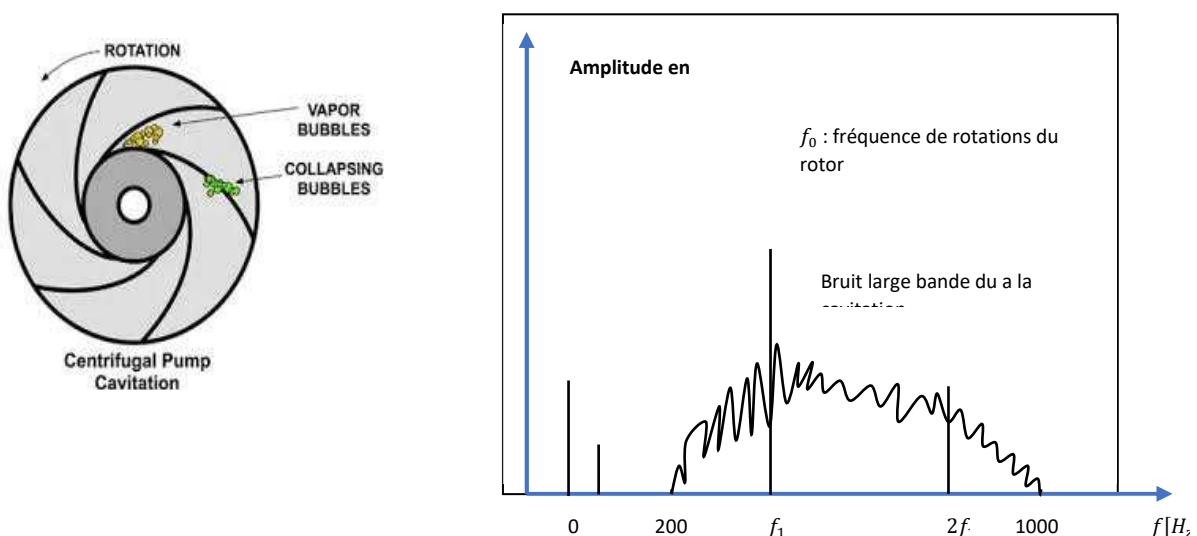


Fig.III.18 : Défaut et image vibratoire du phénomène de cavitation.

Conclusion :

Les compétences d'un expert en surveillance et diagnostic de machines sont essentielles afin de définir les techniques de traitement du signal spécifiques adaptées à chaque type d'installation. Ainsi, la fiabilité du diagnostic repose essentiellement sur une bonne connaissance des défauts.

C'est pourquoi cette démarche d'action de surveillance est de rechercher quels sont les incidents les plus fréquemment rencontrés sur la machine à surveiller, comment se manifestent ils et quelle est leur signature.

Chapitre IV

Formulation des équations de mouvement

Introduction :

Notre analyse du comportement dynamique consiste à étudier le comportement vibratoire d'un élément principal dans la turbine. Au cours de cette étude, on détermine les énergies des éléments de rotor pour analyser le comportement dynamique à différents niveaux :

- ❖ A la vitesse de rotation nominale.
- ❖ Dans une plage de vitesse limitée (vitesse d'exploitation variable).
- ❖ Dans n'importe quelle fréquence.

Dans tous les cas, on cherchera à déterminer la réaction du rotor par rapport à une excitation dynamique en mécanique, les perturbations les plus importantes sont les forces générées par des vibrations pouvant provenir de l'extérieur (par exemple des machines voisines) ou de la turbine elle-même (par exemple un balourd résiduel, un défaut de lignage, une dégradation de palier).

IV.1 : Modélisation du rotor :

Les éléments de base d'un rotor sont, disque, arbre et palier. Le balourd qui ne peut pas être complètement évité doit aussi être pris en compte. Les expressions de l'énergie cinétique sont nécessaires pour caractériser disque, arbre et balourd. L'énergie de déformation est nécessaire pour caractériser l'arbre. L'expression du travail virtuel des forces dues aux paliers permet de déterminer les forces généralisées. Les équations générales du mouvement d'un rotor sont

Obtenues à partir des étapes suivantes :

- L'énergie cinétique T , l'énergie de déformation U et le travail virtuel des forces extérieures W sont calculés pour tous les éléments du système
- Une méthode numérique est choisie : la méthode de Rayleigh-Ritz pour mettre en évidence les phénomènes ou la méthode des éléments finis pour les applications industrielles.
- Les équations de Lagrange sont appliquées sous la forme suivante :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = F_{q_i} \dots \text{(IV.1)}$$

Où N ($1 \leq i \leq N$) est le nombre de degrés de liberté, q_i sont les coordonnées généralisées indépendantes, F_{q_i} : sont les forces généralisées.

IV.1.1 : Disque

Le disque est supposé rigide et donc caractérisé par son énergie cinétique. R_0 (XYZ) est un repère galiléen et R (x y z) un repère fixé au disque (figure 1). Le système de coordonnées x y z est relié au système de coordonnées XYZ par l'intermédiaire des angles Ψ, φ, θ . Pour déterminer la position du disque, on tourne initialement d'un angle φ autour de l'axe Z, puis d'un angle θ autour du nouvel axe x, noté x_1 ; enfin d'un angle Ψ autour de l'axe de rotation propre du disque y. Le vecteur rotation instantanée traduisant la position du repère x y z est :

$$\omega_{R/R_0} = \dot{\Psi}Z + \dot{\theta}X_1 + \dot{\varphi}Y \dots (IV.2)$$

Où Z, x et y sont les vecteurs unitaires des axes. OZ, Ox_1 , Oy.

L'énergie cinétique du disque correspondant à son mouvement autour du centre de masse O est calculée en utilisant le repère R. Dans ce repère, la vectrice rotation instantanée est :

$$\omega_{R/R_0}^R = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{\Psi} \cos \theta \sin \varphi + \dot{\theta} \cos \varphi \\ \dot{\varphi} + \dot{\Psi} \sin \theta \\ \dot{\Psi} + \cos \theta \sin \varphi + \dot{\theta} \sin \varphi \end{bmatrix} \dots (IV.3)$$

Soient u et w les coordonnées suivant X. Z de O dans R_0 , la coordonnée suivant Y est constante. Par ailleurs, la masse du disque est M_d et son tenseur d'inertie en O, comme x y z sont les directions principales d'inertie, a comme expression :

$$I/O = \begin{bmatrix} I_{dx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{dy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{dz} \end{bmatrix} \dots (IV.4)$$

L'expression générale de l'énergie cinétique du disque s'écrit alors :

$$T_d = \frac{1}{2} M_d (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} (I_{dx} \omega_x^2 + I_{dy} \omega_y^2 + I_{dz} \omega_z^2) \dots (IV.5)$$

Et peut-être simplifiée car le disque est symétrique ($I_{dx} = I_{dz}$), les angles Ψ et θ petits et la vitesse angulaire constante ($\dot{\varphi} = \Omega$).

L'équation (IV.5) devient alors :

$$T_d = \frac{1}{2} M_d (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} I_{dx} (\dot{\theta}^2 + \dot{\Psi}^2) + \frac{1}{2} I_{dy} (\Omega^2 + 2\Omega \dot{\Psi} \theta) \dots (IV.6)$$

Où le terme, $\frac{1}{2} I_{dy} \Omega^2$ qui est constant, n'a pas d'influence sur les équations du mouvement et représente l'énergie cinétique du disque tournant à la vitesse Ω , dans le cas où tous les autres déplacements sont nuls. Le dernier terme, $\frac{1}{2} \Omega \dot{\Psi} \theta$ représente l'effet gyroscopique, (Coriolis).

IV.1.2 : Arbre :

L'arbre est représenté par une poutre de section circulaire et est caractérisé par l'énergie cinétique et l'énergie de déformation.

IV.1.3 : Énergie cinétique :

La formulation générale de l'énergie cinétique de l'arbre est une extension de celle du disque (III.6). Pour un élément de longueur L , de section droite constante, l'expression de l'énergie cinétique est :

$$T_a = \frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{\rho I}{2} \int_0^L (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) dy + \rho I \dot{\phi}^2 + 2\rho I \dot{\phi} \int_0^L \dot{\psi} \theta dy \quad \dots (IV.7)$$

Où ρ est la masse par unité de volume, S est l'aire de la section droite de la poutre et I le moment d'inertie diamétral.

La première intégrale de (IV.7) est l'expression classique d'une poutre en flexion ; la seconde intégrale correspond à l'effet secondaire d'inertie de rotation (poutre de Timoshenko) ; le terme $\rho I L \Omega^2$ est constant et a une contribution nulle dans les équations du mouvement, enfin la dernière intégrale représente l'effet gyroscopique.

IV.1.4 : Énergie de déformation :

Le point C est le centre géométrique de la poutre, $B(x, z)$ est un point de la section droite (figure2), E est le module d'Young, ε et σ sont les déformations et les contraintes, u^* et w^* sont les déplacements du centre géométrique par rapport aux axes x, z . Si les termes du second ordre ne sont pas pris en compte, la déformation longitudinale du point B s'écrit :

$$\varepsilon = -x (\partial^2 u / \partial y^2) - z (\partial^2 w / \partial y^2) \quad \dots (IV.8)$$

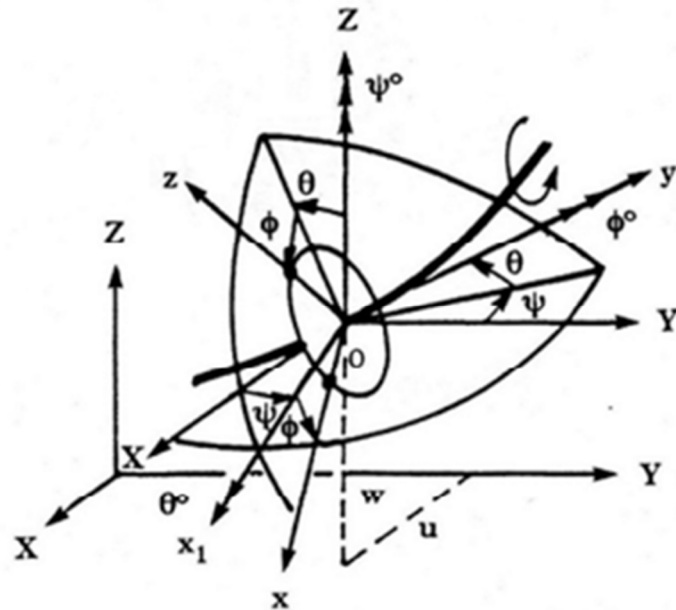


Fig. IV.1 : Repère de référence du disque sur l'arbre flexible

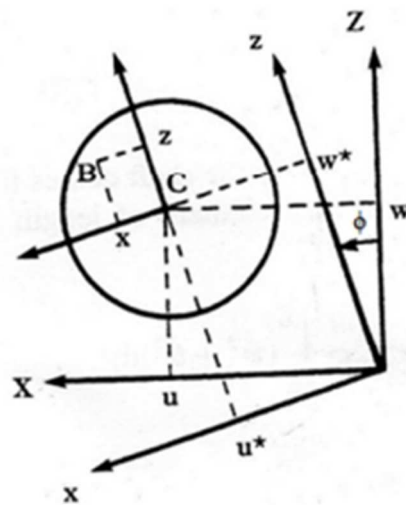


Fig. IV.2 : Section droite de l'arbre

L'énergie de formation a comme expression :

$$U_a = \frac{1}{2} \int \boldsymbol{\varepsilon}^t \boldsymbol{\sigma} d\tau \dots \text{(IV.9)}$$

Ou « t » est le symbole matriciel de transposition. La relation entre contraintes et déformation est :

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{E} \boldsymbol{\varepsilon} \dots \text{(IV.10)}$$

Alors :

$$U_0 = E/2 \int \epsilon^2 d\tau \dots (IV.11)$$

Compte tenu de (8) l'énergie de déformation s'écrit :

$$U_a = E/2 \int_0^1 (-x (\partial^2 u^* / \partial y^2) - z (\partial^2 w^* / \partial y^2))^2 ds dy \dots (IV.12)$$

$$= E/2 \int_0^1 [x^2 (\partial^2 u^* / \partial y^2)^2 - z^2 (\partial^2 w^* / \partial y^2)^2 + 2xz (\partial^2 u^* / \partial y^2) (\partial^2 w^* / \partial y^2)]^2 ds dy \dots (IV.13)$$

Par suite de la symétrie de la section l'intégrale correspondant au troisième terme de (IV.13) est nulle. En introduisant les inerties diamétrales de la section droite par rapport à x et z on a :

$$I_x = \int z^2 ds \dots (IV.14)$$

$$I_z = \int x^2 ds \dots (IV.15)$$

Et l'énergie de déformation a donc comme expression :

$$U_a = E/2 \int_0^1 [I_z (\partial^2 u^* / \partial y^2)^2 + I_x (\partial^2 w^* / \partial y^2)^2] dy \dots (IV.16)$$

Pour éviter des termes périodiques, explicitement fonction du temps, il est nécessaire compte tenu des propriétés des paliers, d'exprimer l'énergie de déformation en fonction de u et w composantes du déplacement dans R_0 . Le passage de u, w à u^* , w^* s'écrit (figure 2) :

$$U^* = u \cos \Omega t - w \sin \Omega t \dots (IV.17)$$

$$W^* = u \sin \Omega t + w \cos \Omega t \dots (IV.18)$$

L'équation (16) devient alors :

$$U_a = E/2 [I_z (\cos \Omega t (\partial^2 u / \partial y^2) - \sin \Omega t (\partial^2 w / \partial y^2))^2 + I_x (\sin \Omega t (\partial^2 u / \partial y^2) + \cos \Omega t (\partial^2 w / \partial y^2))^2] dy \dots (IV.19)$$

Finalement, pour le cas le plus courant d'un arbre symétrique (où $I_x = I_z$), l'énergie de déformation s'écrit :

$$U_a = EI/2 \int_0^1 [(\partial^2 u / \partial y^2)^2 + (\partial^2 w / \partial y^2)^2] dy \dots (IV.20)$$

IV.1.5 : Palier :

Les caractéristiques de raideur et d'amortissement sont supposées connues. Le travail virtuel δW des forces extérieures agissant sur l'arbre se met sous la forme (figure 3) :

$$\delta W = -k_{xx} u \delta u - k_{xz} w \delta u - k_{zz} w \delta w - k_{zx} u \delta w - c_{xx} \dot{u} \delta u - c_{xz} \dot{w} \delta u - c_{zz} \dot{w} \delta w - c_{zx} \dot{u} \delta w \dots (IV.21)$$

Ou sous une forme plus compacte :

$$\delta W = F_u \delta u + F_w \delta w \dots (IV.22)$$

F_u et F_w sont les composantes de la force généralisée et s'expriment sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} F_u \\ F_w \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ w \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} c_{xx} & c_{xz} \\ c_{zx} & c_{zz} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{pmatrix} \dots (IV.23)$$

Fréquemment en particulier dans le cas de palier hydrodynamique : $k_{xx} \neq k_{zz}$; $c_{xx} \neq c_{zz}$, et $k_{xz} \neq k_{zx}$; $c_{xz} \neq c_{zx}$

IV.1.6 : Le balourd :

Le balourd (figure 4) est dû à une masse m , située à la distance d du centre géométrique de l'arbre et son énergie cinétique doit être calculé. La masse reste dans un plan perpendiculaire à l'axe y et sa coordonnée selon l'axe y est constante.

Dans le repère R_0 les coordonnées de la masse sont :

$$\overrightarrow{OD} = \begin{vmatrix} U + d \sin \Omega t \\ W + d \cos \Omega t \end{vmatrix} \dots (IV.24)$$

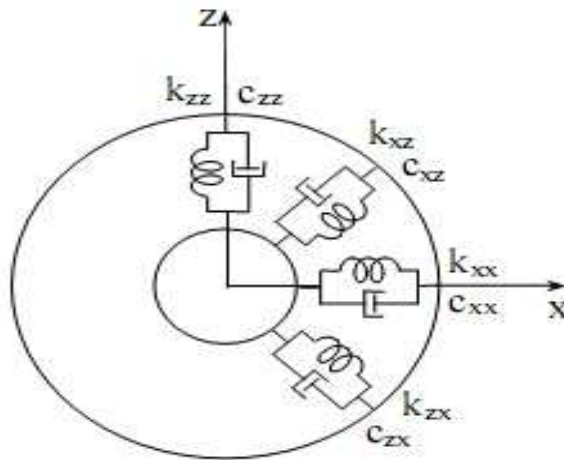


Fig. IV.3 : Amortissement et raideur d'un palier

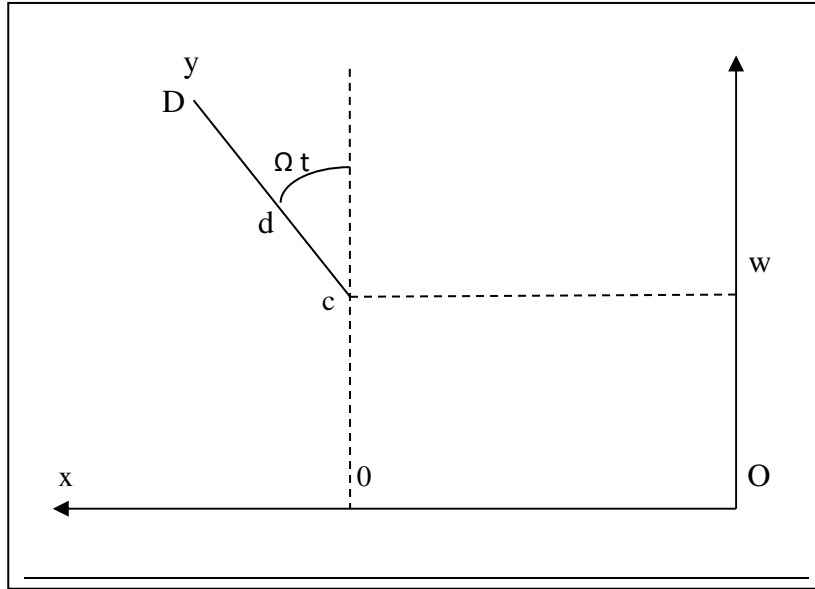


Fig. IV.4 : Balourd

D'où la vitesse :

$$\mathbf{V} = d \frac{OD}{dt} = \begin{vmatrix} \dot{u} + d + \Omega \cos \Omega t \\ 0 \\ \dot{w} - d \Omega \sin \Omega t \end{vmatrix} \dots \text{(IV.25)}$$

Et l'énergie cinétique :

$$T_b = \frac{mb}{2} (\dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 d^2 + 2\Omega d \dot{u} \cos \Omega t - 2\Omega \dot{w} d \sin \Omega t) \dots \text{(IV.26)}$$

Le terme $m_b \Omega^2 d^2/2$ est constant et donc sans influence sur les équations du mouvement. La masse m_b est sans commune mesure avec celle du rotor, alors l'énergie cinétique peut se mettre sous la forme : $T_b = m_b \Omega d (\dot{u} \cos \Omega t - \dot{w} \sin \Omega t) \dots \text{(IV.27)}$

L'application des équations de Lagrange fournit la force tournante due au balourd.

IV.2: Modélisation du rotor par éléments finis :

La méthode des éléments finis, très utilisée pour le calcul des structures complexes, est également efficace en dynamique des rotors. L'effet gyroscopique doit être pris en compte et des méthodes de résolution spécifiques peuvent être avantageusement employées

IV.2.1: Éléments finis de rotor :

Il est nécessaire de définir les éléments finis permettant de modéliser les rotors : disques, arbres, paliers et de représenter les forces extérieures, en particulier celles dues aux balourds.

IV.2.2: Disque :

Chaque nœud possède quatre degrés de liberté : deux déplacements u , w , suivant X et Z , et deux pentes θ et Ψ autour de X et Z . le vecteur δ des déplacements nodaux du centre du disque est :

$$\delta = [u, w, \theta, \Psi]^t \dots \quad (\text{IV.28})$$

L'application des équations de Lagrange à donne :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial t}{\partial \delta} \right) - \frac{\partial t}{\partial \delta} = \begin{pmatrix} \mathbf{M}_d & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_d & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I}_{dx} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I}_{dz} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{U}^{00} \\ \mathbf{w}^{00} \\ \boldsymbol{\theta}^{00} \\ \boldsymbol{\Psi}^{00} \end{pmatrix} + \Omega \begin{pmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & -\mathbf{I}_{dy} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I}_{dy} & \mathbf{0} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{U}^0 \\ \mathbf{w}^0 \\ \boldsymbol{\theta}^0 \\ \boldsymbol{\Psi}^0 \end{pmatrix} \dots \quad (\text{IV.29})$$

La première matrice est la matrice de masse et le second est la matrice gyroscopique.

IV.2.3: Arbre :

L'arbre est modélisé par des éléments de poutre de section circulaire constante. L'élément fini classique utilisé à 2 nœuds et 4 degrés de liberté par nœud ; les matrices élémentaires ont donc 8 degrés de liberté. Les relations pentes-déplacements sont :

$$\boldsymbol{\theta} = \frac{\partial \mathbf{w}}{\partial y} \dots \quad (\text{IV.30})$$

$$\boldsymbol{\Psi} = \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial y} \dots \quad (\text{IV.31})$$

Et le vecteur des déplacements nodaux est :

$$\delta = [u_1, w_1, \theta_1, \Psi_1, u_2, w_2, \theta_2, \Psi_2]^t \dots \quad (\text{IV.32})$$

De plus, on définit les vecteurs δu , δw tels que :

$$\delta u = [u_1, \Psi_1, u_2, \Psi_2]^t \dots \quad (\text{IV.33})$$

$$\delta w = [w_1, \theta_1, w_2, \theta_2]^t \dots \quad (\text{IV.34})$$

Et on **construit** les matrices caractéristiques à partir de :

$$\mathbf{U} = \mathbf{N}_1(y) \delta u \dots \quad (\text{IV.35})$$

$$\mathbf{W} = \mathbf{N}_2(y) \delta w \dots \quad (\text{IV.36})$$

Où $N_1(y)$ et $N_2(y)$ sont les fonctions de forme classiques d'une poutre en flexion :

$$N_1(y) = \left[1 - \frac{3y^2}{l^2} + \frac{2y^3}{l^3}; -y + \frac{2y^2}{l} - \frac{y^3}{l^2}; \frac{3y^2}{l^2} - \frac{2y^3}{l^3}; \frac{y^2}{l} - \frac{y^3}{l^2} \right] \dots \text{(IV.37)}$$

$$N_2(y) = \left[1 - \frac{3y^2}{l^2} + \frac{2y^3}{l^3}; y - \frac{2y^2}{l} - \frac{y^3}{l^2}; \frac{3y^2}{l^2} - \frac{2y^3}{l^3}; -\frac{y^2}{l} + \frac{y^3}{l^2} \right] \dots \text{(IV.38)}$$

L'énergie cinétique est obtenue :

$$\begin{aligned} \dot{T} = & \frac{\rho s}{2} \int_0^l [\delta \dot{u} N_1 \delta \dot{u}^0 + \delta \dot{w}^0 N_2^t N_2 \delta \dot{w}^0] dy + \frac{\rho I}{2} \int_0^l \left[\delta \dot{u}^0 \frac{dN_1}{dy} \frac{dN_1}{dy} \delta \dot{u}^0 + \right. \\ & \left. \delta \dot{w}^0 \frac{dN_2}{dy} \frac{dN_2}{dy} \delta \dot{w}^0 \right] dy - 2\rho I \Omega \int_0^l \delta \dot{u}^0 \frac{dN_1}{dy} \frac{dN_2}{dy} \delta w dy + \rho I \Omega^2 \dots \text{(IV.39)} \end{aligned}$$

Et en substituant et ainsi que leurs dérivées dans on aboutit à la forme compacte :

$$\begin{aligned} \dot{T} = & \frac{1}{2} \delta \dot{u}^0 M_1 \delta \dot{u}^0 + \frac{1}{2} \delta \dot{w}^0 M_2 \delta \dot{w}^0 + \frac{1}{2} \delta \dot{u}^0 M_3 \delta \dot{u}^0 + \frac{1}{2} \delta \dot{w}^0 M_4 \delta \dot{w}^0 \\ & + \Omega \delta \dot{w}^0 M_5 \delta w + \rho I \Omega^2 \dots \text{(IV.40)} \end{aligned}$$

Où les matrices M_1 , et M_2 sont les matrices classiques de masse, M_3 et M_4 représentent l'effet secondaire d'inertie de rotation de la section par rapport à un diamètre et M_5 , l'effet gyroscopique. Le dernier terme qui est une constante a une contribution nulle lors de l'application des équations de Lagrange à ; alors :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \delta} = (M + M_s) \ddot{\delta} + C \dot{\delta} \dots \text{(IV.41)}$$

Où M et M_s sont déduits respectivement de M_1 , M_2 et M_3 , M_4 et où C vient de M_5 .

Les matrices sont :

$$C = \frac{\rho I \Omega}{15L} \begin{bmatrix} 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 3L & 0 & 0 & 4L^2 & -3L & 0 & 0 & L^2 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 3L & 0 & 0 & L^2 & -3L & 0 & 0 & -4L^2 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \end{bmatrix} \dots \text{(IV.42)}$$

$$M_5 = \frac{\rho I}{30L} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & -0 & -3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & 4L^2 & 3L & 0 & 0 & -L^2 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \\ 3L & 0 & 0 & -L^2 & 3L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \dots \text{(IV.43)}$$

$$M_s = \frac{\rho I}{30L} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & -0 & -3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & 4L^2 & 3L & 0 & 0 & -L^2 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \\ 3L & 0 & 0 & -L^2 & 3L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \dots (IV.44)$$

L'énergie de déformation est obtenue à partir de l'expression donne :

$$U = \frac{EI}{2} \int_0^L \left[\delta u^t \frac{d^2 N_1^t}{dy^2} \frac{d^2 N_1}{dy^2} \delta U + \delta w^t \frac{d^2 N_2^t}{dy^2} \frac{d^2 N_2}{dy^2} \delta w \right] dy \dots (IV.45)$$

Après intégration, on a sous une forme compacte :

$$U = \frac{1}{2} \delta u^t k_1 \delta U + \frac{1}{2} \delta w^t k_2 \delta w \dots (IV.46)$$

Où K_1 et K_2 sont les matrices classiques de raideur.

Il est fréquemment nécessaire de prendre en compte l'effet de cisaillement qui est caractérisé par la quantité

$$a = \frac{12EI}{G S_r I^2} \dots (IV.47)$$

Où G le module de cisaillement est :

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \dots (IV.48)$$

ν le coefficient de position et $S_r \approx S$, la section réduite.

L'effet de cisaillement modifie évidemment la matrice classique qui peut être transformée pour inclure aussi le cisaillement. La matrice de raideur a alors comme expression :

$$\frac{EI}{(1+\alpha)L^2} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & -6L & -12 & 0 & -0 & -6L \\ 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 \\ 0 & 6L & (4+\alpha)L^2 & 0 & 0 & -6L & (2-\alpha)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (4+\alpha)L^2 & -6L & 0 & 0 & (2-\alpha)L^2 \\ -12 & 0 & 0 & 6L & 12 & 0 & 0 & 6L \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 12 & -6L & 0 \\ 0 & 6L & (2-\alpha)L^2 & 0 & 0 & -6L & (4+\alpha)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (2-\alpha)L^2 & 6L & 0 & 0 & (4+\alpha)L^2 \end{bmatrix} \dots (IV.49)$$

Lorsque l'effet de cisaillement n'est pas pris en compte, $a = 0$

IV.2.4: Paliers :

Les caractéristiques de raideur et d'amortissement relient les forces aux déplacements et vitesses. L'influence des pentes et des moments est habituellement négligée.

$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_\theta \\ F_w \\ F_\psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{xx} & 0 & K_{xz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_{zx} & 0 & K_{zz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \theta \\ w \\ \psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_{xx} & 0 & C_{xz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ C_{zx} & 0 & C_{zz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{\theta} \\ \dot{w} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \dots (IV.50)$$

La première matrice est une matrice de raideur, la seconde une matrice d'amortissement visqueux. Ces matrices ne sont généralement pas symétriques (paliers hydrodynamiques) et les termes peuvent varier d'une manière importante en fonction de la vitesse de rotation.

IV.2.5: Balourds :

L'expression générale de l'énergie cinétique due à un balourd est donnée. L'application des équations de Lagrange donne :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial t}{\partial \delta^0} \right) - \frac{\partial t}{\partial \delta} = -m_b d \Omega^2 \begin{bmatrix} \sin \Omega t \\ \cos \Omega t \end{bmatrix} \dots (IV.51)$$

Avec :

$$\delta = [u, w]^t$$

IV.2.6: Système d'équations :

L'obtention du système d'équations se fera classiquement en appliquant les équations de Lagrange.

$$[m]\{\ddot{\delta}\} + [c]\{\dot{\delta}\} + [k]\{\delta\} = 0 \dots (IV.52)$$

La résolution des équations que nous venons de déterminer conduira donc à obtenir les informations relatives au comportement dynamique du rotor, c'est à dire le mouvement et la déformation de celle-ci dans les paliers,

Nous présentons par la suite une réflexion sur la résolution du système d'équations dynamiques mis en place.

IV.2.7: Résolution des équations :

Si l'on considère que le rotor est discrétisé en n éléments finis, à 4 degrés de liberté, le système obtenu présente ainsi $4(n+1)$ inconnus. Compte tenu de la taille du système matriciel, la résolution itérative pas à pas dans le temps risque de demander un temps de calcul important, [8]. De plus, la convergence numérique du calcul peut être difficile à obtenir.

C'est ainsi, que l'on retrouve classiquement dans la littérature associée à la Dynamique des rotors, l'utilisation de la méthode pseudo-modale, [9, 10]. Elle permet notamment de réduire l'ordre du système d'équations, ce qui autorise un gain important en temps de calcul et en place mémoire. De plus, il est possible d'introduire dans les équations, de l'amortissement modal.

Des travaux similaires sur le comportement dynamique non linéaire des rotors soutenus par des paliers hydrodynamiques, [8], nous apportent des éléments intéressants. Ainsi,

Il apparaît que pour utiliser la méthode pseudo-modale, il est nécessaire de faire deux hypothèses :

- le comportement des paliers est linéaire, c'est-à-dire qu'il peut être modélisé par une matrice de raideur $[K_p]$,
- les amortissements ne sont pas pris en compte, aussi bien dans la structure que dans les paliers.

Ces hypothèses permettent de rechercher alors une base modale du système linéaire. Nous ne développons pas la mise en œuvre de la méthode pour laquelle nous renvoyons aux références [8] et [9].

Il nous a semblé plus important ici de revenir sur les hypothèses formulées pour l'utilisation de la méthode pseudo-modale dans l'étude du comportement dynamique d'une ligne d'arbre soutenue de façon non linéaire par des paliers à air.

Le principal résultat de nos travaux est que les paliers aérodynamiques ont un comportement dynamique non linéaire en ce sens, nous avons montré que L'approche linéaire a un domaine de validité restreint aux faibles excentricités.

Il semble donc qu'il y a lieu de prendre des précautions dans l'utilisation de la méthode pseudo-modale. Compte tenu que la méthode linéaire du calcul des caractéristiques dynamiques des

paliers peut amener à des résultats erronés, il peut s'avérer que les modes déterminés par cette méthode ne soient pas corrects. La compréhension des phénomènes dynamiques s'en trouverait alors compromise.

Bonneau, [8], évoque dans ses travaux que le choix de la matrice de raideur des paliers $[K_p]$ est assez délicat ». Il semble qu'il est nécessaire de prendre une valeur de raideur faible pour ne pas créer de contraintes sur le déplacement de l'arbre dans l'espallier. Les modes de fonctionnement autoriseraient alors une certaine liberté de muove.

Conclusion :

Nos efforts se sont portés sur la modélisation du comportement dynamique des systèmes déformables en rotation Etant donnée l'originalité de cette approche nous avons procédé par des étapes de façon à :

- Mieux appréhender la modélisation de rotors déformables,
- Affiner la modélisation de l'ensemble pour rendre compte de phénomènes physiques

Intéressants.

Les possibilités de ces modèles sont nombreuses et dépassent de loin celles du modèle classique du rotor rigide symétrique par :

- La prise en compte de la flexibilité du rotor,
- La prise en compte de disques rigides de dimensions et positions quelconques,
- La prise en compte de roulements définis par leur matrice de raideur et d'amortissement.

Le modèle simple développé a permis de mettre en évidence la spécificité du comportement dynamique des rotors. Ce modèle simplifié nous a permis d'acquérir une expérience intéressante pour d'étude des réponses aux excitations.

Les principales conclusions sont :

Les pics d'amplitude identifiés à l'aide de la courbe de réponse aux excitations présentent des caractéristiques différentes car les valeurs des vitesses de rotation correspondantes à ces pics sont plus ou moins décalées. En vue d'augmenter les possibilités du code de calcul mis en place, nous avons mené une réflexion sur l'utilisation de la méthode des éléments finis. Les principales caractéristiques de ce type de modélisation ont été présentées. Le point dur reste la résolution

des équations obtenues. Dans la littérature de dynamique des rotors, on retrouve le plus souvent la méthode pseudo-modale dont l'efficacité fait la renommée. Toutefois, cette méthode considère que le comportement des paliers est linéaire.

Chapitre V

Etude expérimentale

Introduction :

Le but de cette partie consiste à réaliser le diagnostic de la pompe par l'analyse vibratoire, qui nous permettra d'apprécier l'état de marche ainsi que la détection des différents défauts qui peuvent survenir sur la pompe.

V.1: La surveillance par analyse vibratoire :**V.1 Notion sur vibrations mécaniques :****V.1.1 Définition (norme AFNOR E 90 0001) :**

L'analyse vibratoire est un des moyens utilisés pour suivre la santé des machines tournantes en fonctionnement. Cela s'inscrit dans le cadre d'une politique de maintenance prévisionnelle de l'outil de production industrielle.

Les objectifs d'une telle démarche sont de :

- Réduire le nombre d'arrêts sur casse ;
- Fiabiliser l'outil de production ;
- Augmenter son taux de disponibilité ;
- Mieux gérer le stock de pièces détachées, etc.

À partir des vibrations régulièrement recueillies sur une machine tournante, l'analyse vibratoire consiste à détecter d'éventuels dysfonctionnements et à suivre leur évolution dans le but de planifier ou reporter une intervention mécanique.

V.1.2 Origines des vibrations :

On distingue trois (03) origines principales de vibration :

A- Vibrations des machines voisines :

Le sol et les socles de fixation peuvent transmettre les vibrations d'une machine à l'autre. Si l'on arrête la machine voisine mise en cause, le pic spectral disparaît.

B-Vibrations d'origine électrique :

Les vibrations des parties métalliques du stator et du rotor sous l'excitation des champs Électromagnétiques qui produisent des pics à des fréquences égales à celle du secteur et à ses Harmoniques.

L'augmentation de ces pics peut être le signe de la dégradation du moteur (par exemple variation de l'entrefer). Ces pics disparaissent bien évidemment avec la coupure du courant.

C- Résonance de la structure ou du rotor :

Chaque sous-ensemble de la machine possède une fréquence propre de résonance qui est fonction de paramètres multiples tels que la rigidité, la masse, la forme géométrique. Si une excitation quelconque possède une fréquence voisine de celle de la résonance, un pic apparaît dans le spectre.

V.1.3 : Représentations du signal :

Un signal est une fonction qui transmet des informations. Ce terme est utilisé dans tous les domaines qui traitent de la transmission de données. Ce signal est usuellement représenté comme une fonction continue.

Mathématiquement un signal sinusoïdal, nous obtenons : $X(t) = X \sin(\omega t + \varphi_0)$ (V.1)

Ce signal peut être représenté comme suit :

A) : Représentation temporelle :

C'est une représentation en amplitude en fonction du temps (fig.V.1).

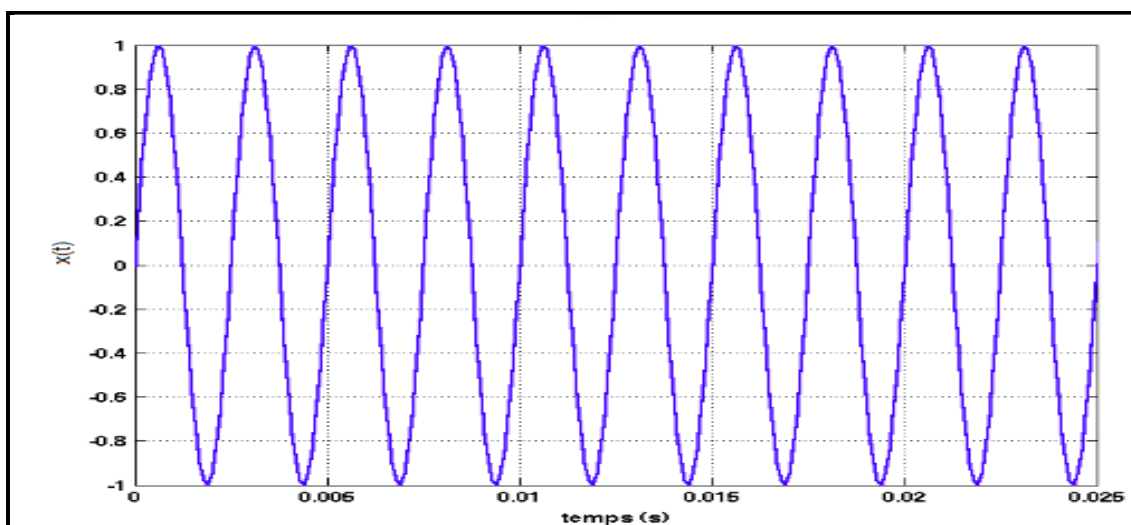


Fig.V.1 : Représentation temporelle.

B) Représentation spectrale (ou fréquentielle) :

Le spectre est le concept fondamental de l'analyse en fréquence. C'est la représentation d'un signal dont l'amplitude ne serait plus donnée en fonction du temps mais en fonction de sa fréquence, soit en :

- ❖ Échelle linéaire.
- ❖ Échelle logarithmique.

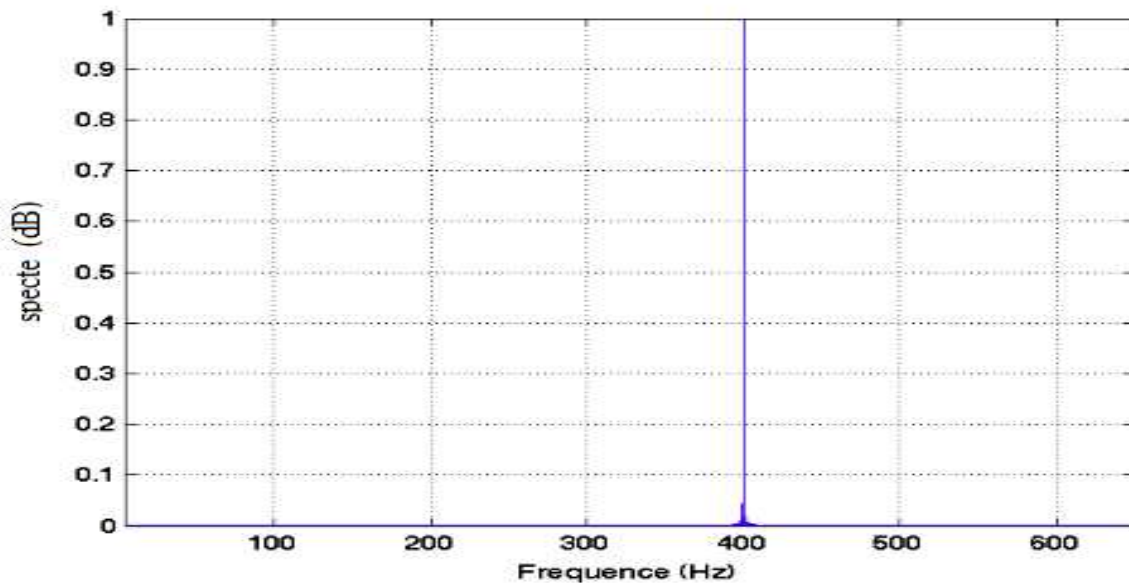


Fig.V.2 : Représentation fréquentielle.

L'échelle logarithmique est particulièrement intéressante pour décrire les amplitudes car elle présente une particularité de dilater les bas niveaux et de compresser les hautes. Ce qui est nécessaire pour visualiser sur un même diagramme des composantes dont le rapport des amplitudes peut atteindre un facteur 1000.

V.1.4 : Les modes de détection :

En mesure vibratoire, on utilise couramment trois modes de détection :

- ❖ Valeur efficace
- ❖ Valeur crête
- ❖ Valeur crête à crête

Valeur Efficace X_{eff} :

Pour une vibration périodique, la valeur efficace est définie comme étant la moyenne quadratique des valeurs efficaces de chacune des vibrations harmoniques la constituant :

$$X_{\text{eff}} = \sqrt{(X_{1\text{eff}}^2 + X_{2\text{eff}}^2 + \dots + X_{n\text{eff}}^2)} \quad \dots\dots(V.2)$$

ou bien

$$X_{\text{eff}} = \sqrt{\left[\frac{1}{T} \int_0^T X^2(t) dt\right]} \quad \dots\dots(V.3)$$

Valeur crête X_c :

La valeur crête d'une vibration est la valeur maximale prise par la valeur $x(t)$ dans l'un des Sens positif ou négatif.

Valeur Crête à Crête X_{cc} :

La valeur crête à crête d'une vibration est la somme des deux valeurs crêtes pour les sens positif et négatif.

Relations entre les différents Modes de détection :

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

$$X_{\text{eff}} = \frac{X_c}{\sqrt{2}} = \frac{X_{cc}}{2\sqrt{2}} \quad \dots\dots\dots(V.4)$$

V.1.5 : Les grandeurs de mesure

Une vibration mécanique peut être mesurée selon les trois grandeurs suivantes :

- ❖ Déplacement $S(t)$.
- ❖ Vitesse $V(t)$.
- ❖ Accélération $A(t)$.

Relations entre A , V et S : $S = \frac{V}{\omega} = \frac{A}{\omega^2}$ (V.5)

L'équation (V.5) montre que l'on choisira préférentiellement :

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

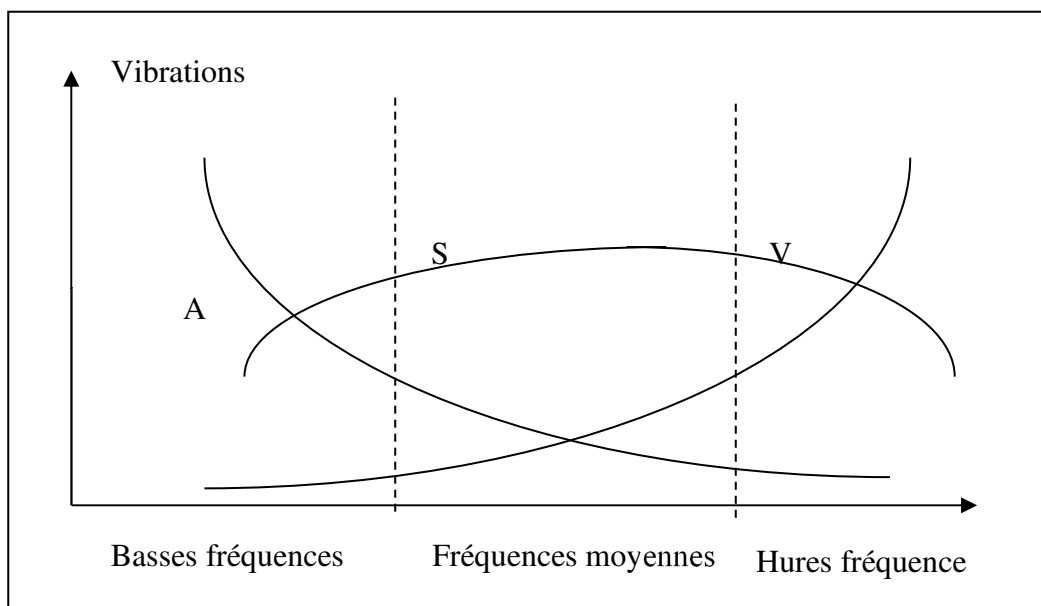


Fig.V.3 : Choix de la grandeur de mesure en fonction de la gamme de fréquence.

V.2 : Principales activités de l'analyse vibratoire :

V.2.1: La surveillance

Le but est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence constituant la signature alerte généralement le technicien sur un dysfonctionnement probable.

Idéalement, la signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée.

V.2.2 : Le diagnostic :

Il met en œuvre des outils mathématiquement plus élaborés. Il permet de désigner l'élément de la machine défectueux suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance. Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire. La surveillance peut être confiée à du personnel peu qualifié. Le diagnostic demande de solides connaissances mécaniques et une formation plus pointue en analyse du signal

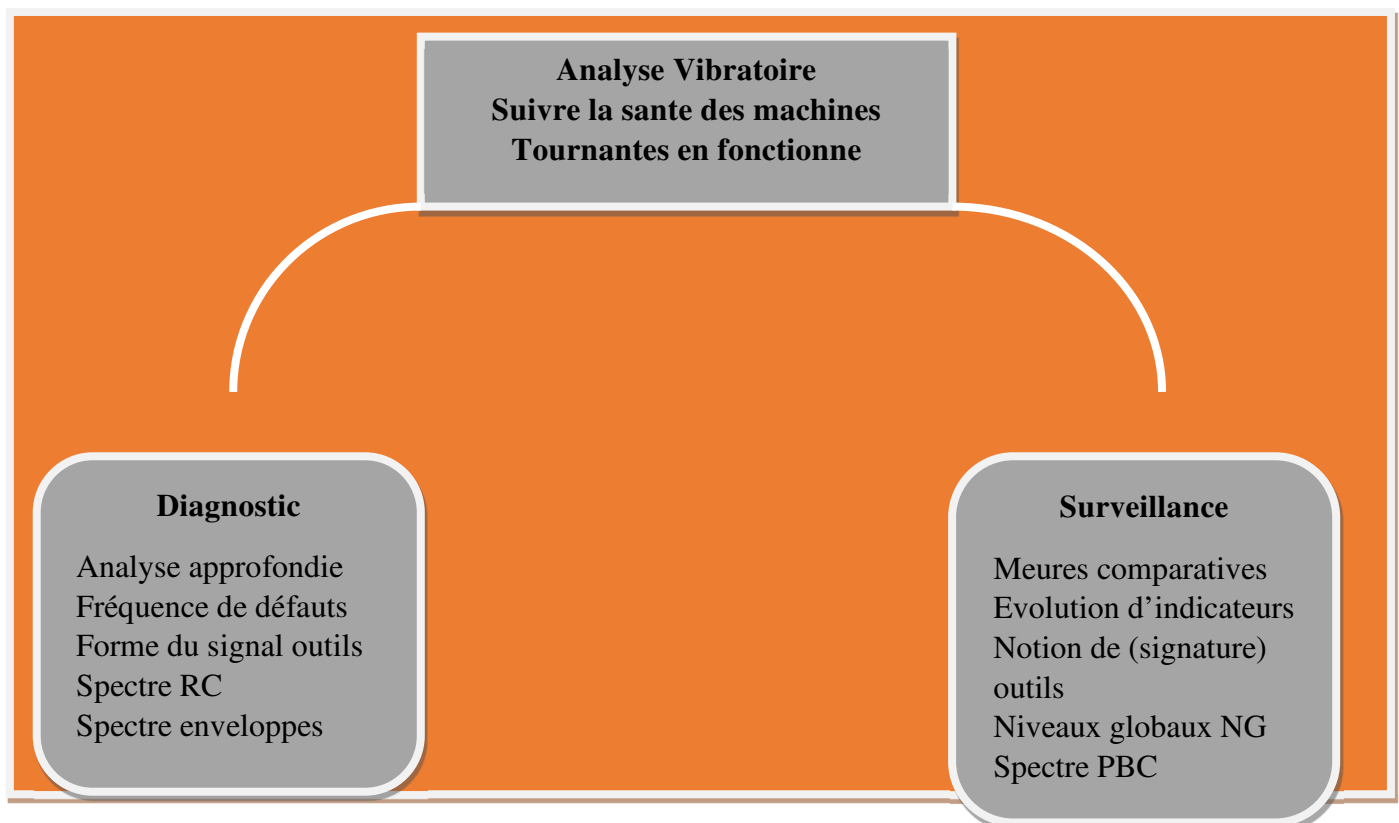


Fig.V.4 : principales activités de l'analyse vibratoire.

V.2.3: Les points de mesure :

L'implantation de l'accéléromètre sur les machines est, elle aussi, très importante. Chaque campagne de mesures doit être effectuée en des points précis et toujours les mêmes. On essaiera toujours de rapprocher le plus possible les points de mesures des paliers. Cela permet d'obtenir les images les plus fidèles des défauts mécaniques.

Pour avoir une image complète des vibrations (en trois dimensions), il faut prendre les mesures selon trois directions perpendiculaires sur chaque palier de la machine surveillée deux directions radiales (horizontale et verticale) et une direction axiale.

La plupart des vibrations de machines sont issues des parties tournantes ou oscillantes. Elles peuvent être d'origine mécanique, électromagnétique, hydraulique, etc..... Elles sont transmises à la structure par l'intermédiaire des paliers, et aux fondations par l'intermédiaire des fixations.

V.2.4: Mesure sur palier :

Cet emplacement est séduisant, car le montage du capteur absolu est facile. Le palier lui-même est un système élastique ayant une fréquence propre ; il sera excité par les forces tournantes Fournies par l'arbre et, son état vibratoire sera une indication sur la façon dont se comporte la machine.

Selon les points de mesure choisis, on effectue des relevés dans les directions :

- Dans un plan vertical passant par l'arbre (V).
- Dans un plan horizontal passant par l'arbre (H).
- Dans le sens axial (A).

Si certaines directions ne sont pas accessibles, on choisit celles qui donneraient le niveau vibratoire le plus élevé.

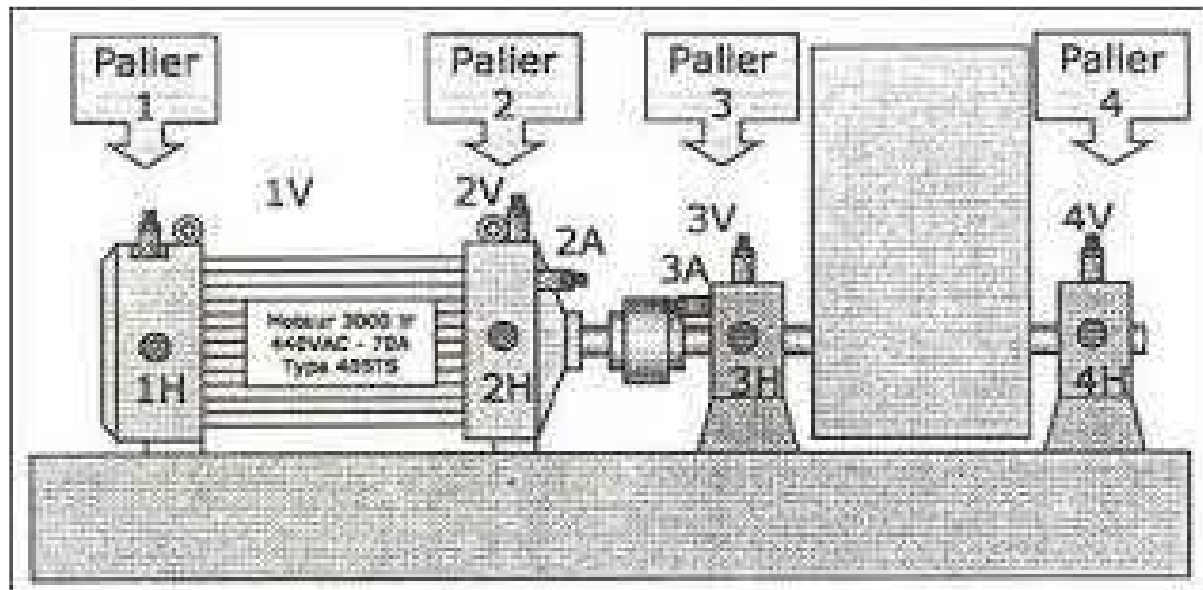


Fig.V.5 : Points de mesure d'un ensemble moteur, pompe

V.2.5: Mesure sur l'arbre :

On ne peut pas des mesures de vibrations en différents points, avoir une idée sur les jeux et juger ainsi du danger représenté par ces vibrations.

Les mesures sur l'arbre sont entachées d'un certain nombre d'erreurs, par exemple :

- Le faux rond de l'arbre (au minimum de l'ordre de 10 microns).
- Le niveau parasite très important.
- Le déplacement de centre de l'arbre dans les coussinets du palier sous l'effet des forces tournantes.

V.2.6: Mesure des déplacements :

A. Mesure des déplacements radiaux :

La prise des mesures de vibrations radiales s'effectue à l'aide de deux capteurs fixés à demeure au travers du palier et disposés sur sa périphérie, suivant un angle voisin de 90° (figure.V.6) la zone ciblée sur le rotor sera parfaitement dressée et polie. Indépendamment de pouvoir, grâce aux deux plans de mesure, dépister des efforts aussi bien directionnels que Tournants, la mesure conjuguée et simultanée des deux points pourra donner une visualisation du mouvement de l'arbre dans son palier, appelée orbite.

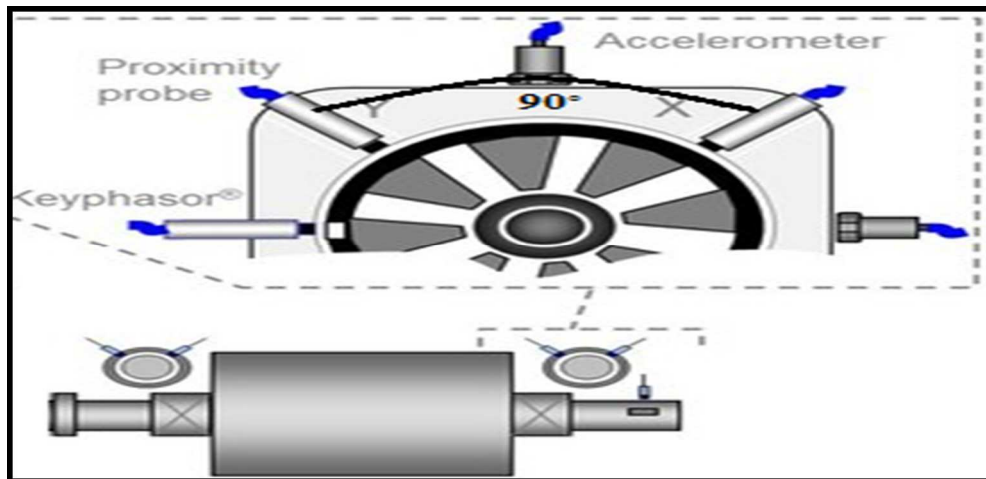


Fig.V.6 : mise en place des capteurs de déplacement sur le palier d'une turbomachine

B. Mesure des déplacements axiaux

Les mesures de déplacements axiaux permettent de mettre en évidence l'importance des fluctuations de positionnement du rotor qui peuvent créer de gros dommages, notamment au niveau des joints, des labyrinthes, de la butée et des accouplements. Pour obtenir ces mesures, la sonde sera placée en un point fixe parallèlement à l'axe du rotor et visera soit l'extrémité de l'arbre soit un épaulement.



Fig.V.7 : mesure les déplacements axiaux

V.2.7: Les Capteurs de vibration :

Les trois grandeurs que l'on est amené à mesurer en technique vibratoire sont : le déplacement, la vitesse et l'accélération qui peuvent être appréhendées par des systèmes très différents les uns des autres.

On distingue trois principes plus particulièrement utilisés :

- ❖ **Déplacement** : principe des courants de Foucault
- ❖ **Vitesse** : principe électrodynamique
- ❖ **Accélération** : principe piézo-électrique

Ils ont tous les trois le même but : transformer une vibration mécanique en un signal électrique. Les capteurs utilisant ces principes peuvent être actifs ou passifs.

Les capteurs actifs ne nécessitent pas d'alimentation, alors que les capteurs passifs ne fonctionneraient pas sans source d'énergie axiale.

A. Capteurs de déplacement :

Dans ce qui va suivre, nous allons décrire le plus répandu parmi les capteurs sans contact. Il existe en effet des capteurs

- ❖ **Inductif**
- ❖ **Capacitifs**
- ❖ **A courants de Foucault**

C'est ce dernier principe qui s'est imposé dans le monde entier.

➤ **Plage de fréquence :**

Le principe de mesure à courants de Foucault présente généralement une plage de réponse en fréquence allant de 0 à 10000 Hz. La fréquence de 0 Hz correspond à une mesure statique : par exemple, la position axiale d'un arbre par rapport aux butées.

La limite supérieure de 10000 Hz autorise, entre autres, la mesure dynamique des harmoniques d'ordre élevé de la fréquence de rotation.

B. Capteurs de vitesse (Vélocimétries) :

Parmi tous les systèmes physiquement susceptibles de mesurer une vitesse de vibration, le principe électrodynamique est le plus robuste et le plus facile à mettre en œuvre. Par ailleurs, il est particulièrement adapté aux machines à faible vitesse de rotation.

➤ Plage de fréquence :

Les plages de travail en fréquence des différents capteurs sont fonction de leurs caractéristiques. Les plages typiques sans linéarisation sont : 8 à 2000 Hz et 20 à 2000 Hz

C. Capteurs d'accélération (Accéléromètres) :

Les qualités des accéléromètres sont nombreuses : coût modéré, résistance aux chocs et à l'environnement, fonctionnement autonome.

Une caractéristique de l'accéléromètre est sa très grande dynamique, c'est à dire sa capacité à détecter simultanément des phénomènes de très grande et de très faible amplitude. Typiquement, cette capacité est de 160dB.

V.2.8 : Vibration relative et vibration absolue :

L'accéléromètre et le vélocimètre mesure l'amplitude de la vibration absolue du palier ou du point sur lequel ils sont placés. Ils ne donnent pas le déplacement relatif de l'arbre par rapport à son palier que, seul, un proximètre et quelques rares vélocimètres à patin peuvent mesurer. En pratique, la mesure de la vibration relative n'est pas intéressante que pour la surveillance des paliers fluides. Deux cas extrêmes doivent être envisagés :

Le film d'huile est très raide par rapport au palier (par exemple : certaines turbines). Les efforts induits par la rotation de ligne d'arbre sont alors transmis au bâti qui, seul, se déforme. Un accéléromètre placé sur le palier donne une meilleure indication du mouvement vibratoire d'un proximètre mesurant le déplacement relatif de l'arbre.

Le palier est très raide par rapport au film d'huile qui absorbe une partie des vibrations générées par la rotation de l'arbre sans les transmettre au palier.

Dans ce cas, un proximètre qui mesure le déplacement de l'arbre par rapport au palier donne une meilleure indication du mouvement vibratoire qu'un accéléromètre placé sur le palier.

V.3 Suivi par analyse vibratoire de la turbine

V.3.1: But de travail :

Le but de ce travail est de faire une analyse vibratoire (surveillance et diagnostique) pour étudier les phénomènes vibratoires apparus dans la turbine à gaz du groupe turboalternateur.

Un contrôle vibratoire deux fois par mois (chaque 15 jours) des turboalternateurs, moteurs et pompes auxiliaires.

V.3.2: Procédure de contrôle vibratoire :

- Mesures des valeurs vibratoires sur les différents paliers du turboalternateur (groupe en service) et dans les trois directions (verticale, horizontale et axiale).
- Contrôle des différents équipements (moteurs, pompes de refroidissements, pompes incendies...etc.).
- Localisation préalable des défauts : balourd mécanique ainsi que thermique, désalignement, défaut de structure, défaut d'engrènement, et roulements des pompes de refroidissement (analyse sommaire des défauts sur site).
- La prise des valeurs vibratoires par l'ensemble collecteur de données/capteur après avoir choisi le répertoire spécifique (le groupe et les différents points à mesurer suivant les trois directions).
- Acquisition des données sur l'appareil de contrôle des vibrations (collecteur de données CSI).

Les données en globales et en spectrales enregistrées et stockés sur le collecteur de données seront transférées sur le micro-ordinateur.

- Les données acquises seront transférées sur le logiciel CSI afin de nous permettre de les trier, et les répertorier (identification des équipements et leurs points de mesures).
- Ces données seront traitées et analysés par le logiciel VIBROEXPERT CM-400

Pour déterminer les défauts probables, ensuite une comparaison est effectuée avec les anciennes valeurs afin de déceler les anomalies (défauts électriques et mécaniques). Ainsi de surveiller l'évolution des vibrations dans le temps et leurs causes probables afin de préconiser les solutions envisageables d'y remédier (équilibre, serrage de la structure et réaligement...etc.).

V.3.3: Matériel utilisé :

A : Capteur de vibrations : Accéléromètre

L'accéléromètre AS-065 est utilisé pour la mesure de l'accélération vibratoire. Il est raccordé au collecteur analyseur VIBROTEST 60.

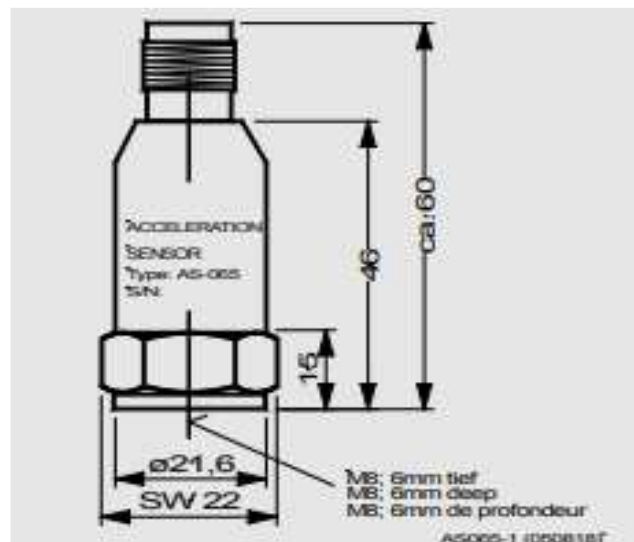


Fig.V.8 : Accéléromètre (capteur mesurant l'accélération vibratoire)

❖ Caractéristiques techniques

- **Marque :** SCHENCK
- **Type :** AS-065
- **Principe :** Piézo-électrique avec amplificateur de charge intégré
- **Mode de fixation :** Vissage, Aimant ou point de touche
- **Facteur de transmission :** 100 mV/g ou 10.2 mV/m/s²
- **Plage de fréquence :** 3.10 000 Hz(±0.5dB) -1...15 000 Hz (± 3db)
- **Fréquence propre :** 35Khz
- **Plage de température :** -50 ...+120°C

Montage :

La fixation de l'accéléromètre sur l'objet mesuré grâce à un aimant de fixation hexagonal de type AC-172.

L'aimant peut supporter une température allant jusqu'à 120°C

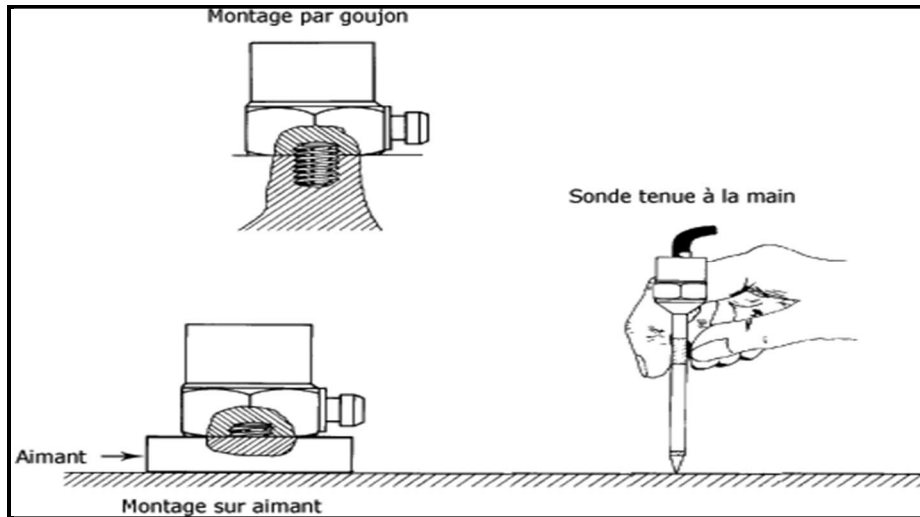


Fig. V.9: Le montage de l'accéléromètre sur les objets.

B : Collecteur : VIBROTEST 60 (marque Schenck acquis 2000)

Le VIBROTEST 60 est un appareil d'acquisition pratique destiné à faire : des mesures Globales de vibrations, de paramètre de procédé, de signaux temporels et des spectres, ces mesures peuvent être enregistrées sur la carte PCMCIA.

Le VIBROTEST 60 offre, grâce à son concept modulaire, un grand choix de fonctions :

- Analyse de vibrations.
- Equilibrage dans les conditions de service.
- Collecteur de données.

❖ **Caractéristiques techniques**

- Marque : SCHENCK
- Type : VIBROTEST 60
- Modes de fonctionnement :
 - Mode analyseur de spectre
 - Fonction enregistreur (temps)
 - Mode collecteur de données

❖ **Acquisition des mesures :****- Mesure globale des vibrations :**

Bande passante	1Hz ...20KHz
Mode de détection	Crête, crête a crête, efficace
Précision : - BCU : - Spectre :	2% de la mesure 4% de la mesure
Gamme de fréquence	1Hz...20KHz
Nombre de ligne	100, 200, ...6400, 12800

Ordering Information

Module Description		Function
1 Overall Vibrations/BCU	1.1 Basic	Overall (selectable filters)
		BCU/Bandpass (BP)
		Speed
		Index of stored measurements
		Process values (DC)
	1.2 Extension	Keyboard input (DC)
		Overall vs. Time
		BCU/BP vs. Time
		Overall vs. Speed
		BCU/BP vs. Speed
2 Machine Diagnosis	2.1 Basic	FFT spectrum
	2.2 Extension	BSC/SED spectrum
		Cepstrum
3 Tracking		Vector vs. Speed or Time
5 Dual-Channel		Provides the functionality for modules 1, 2, 3 and 8
6 Data Collector		Supports all features from modules 1, 1.2 and 8
7 Balancing Expert		Dual Channel Field Balancing
		1-plane, 2-plane
		Non-linear compensation
		2-plane with prognosis
8 Advanced Fault Detection		CPB spectrum

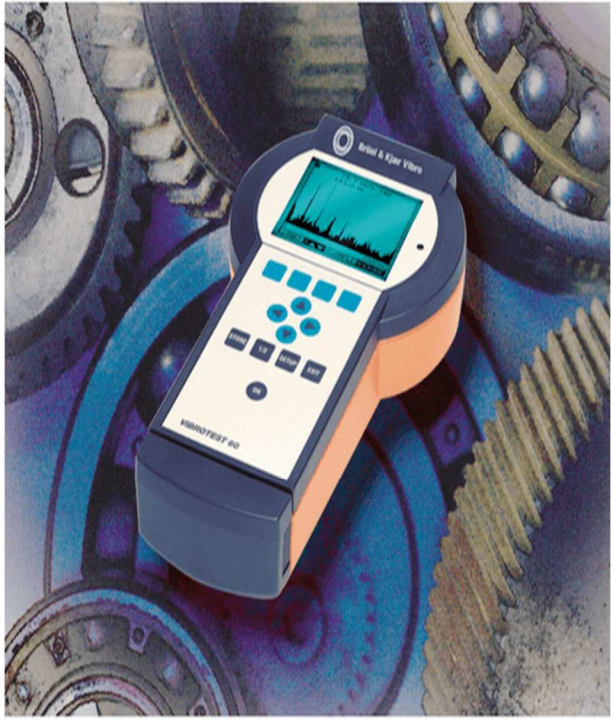


Fig.V.10 : Collecteur SCHENK VIBROTEST 60

C : Logiciel de diagnostic et d'analyse VIBROEXPERT CM-400 :

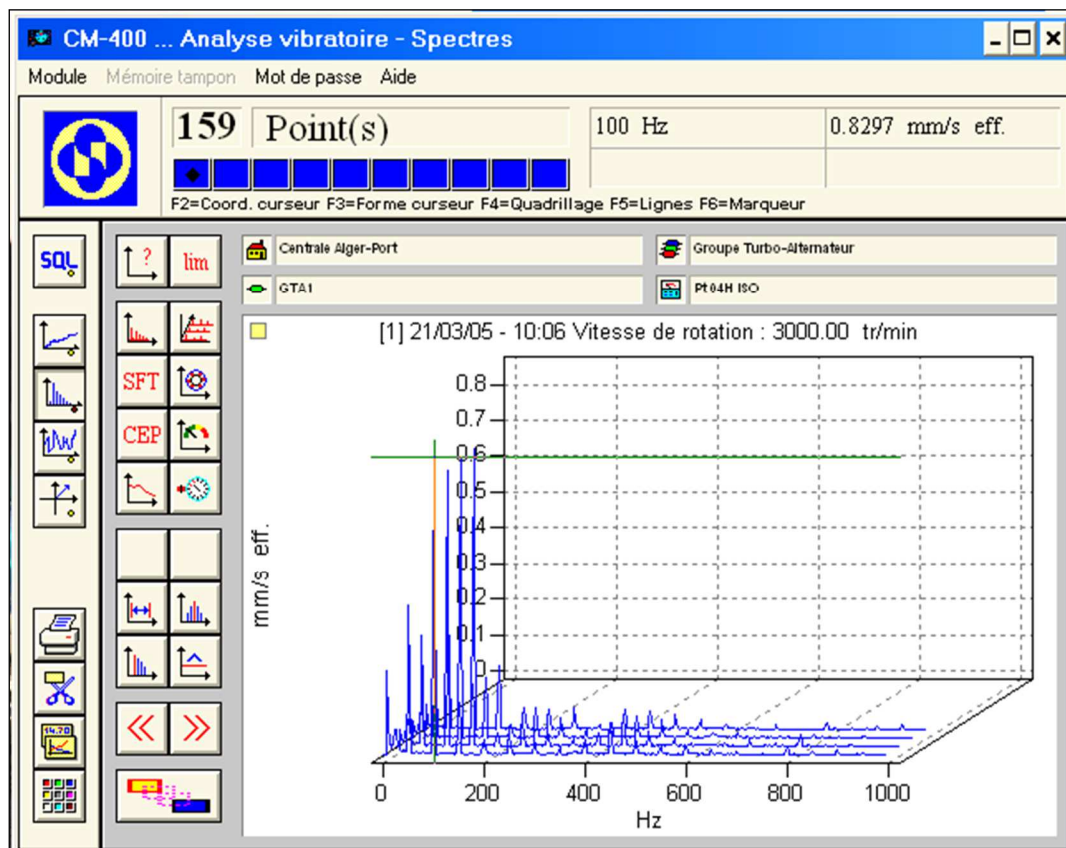


Fig.V.11 : Logiciel de diagnostic et d'analyse VIBROEXPERT CM-400

Le logiciel VIBROEXPERT CM-400 est un système qui propose toute la palette de la Maintenance Conditionnelle des Machines, depuis la simple acquisition de mesures globales en un point, jusqu'à la gestion de plusieurs lignes de production.

Le logiciel VIBROEXPERT CM-400, qui bénéficie de la convivialité de l'environnement WINDOWS, permet à l'utilisateur d'être pleinement opérationnel après une courte période de formation.

Le Logiciel (VIBROEXPERT CM-400) permet d'exploiter les données de mesure de la carte PCMCIA, pour apprécier l'état des machines, faire le diagnostic des défauts et réaliser la maintenance conditionnelle.

Module d'analyse :

Configuration : ce module permet de faire la configuration de toutes les machines tournantes de la centrale, selon une arborescence à 4 niveaux hiérarchique (site, circuit,

machine) il permet aussi la configuration de tous les paramètres d'acquisition des vibrations relatives à chaque point de mesure (vitesse de rotation, fréquence, unité de mesure...).

Module hors ligne : c'est un module qui permet la création de routes de charge et & charge des données vibratoires.

Analyse spectrale :

- Représentation graphique et analyse de spectres unitaires ou multiple.
- Analyse des spectres.
- Analyses des spectres enveloppes.
- Fonction d'aide au diagnostic :
 - Curseurs de bandes latérales, d'ordre et de différence.
 - Spectre d'alarme et référence.
 - Listes de pics.

Le logiciel VIBROEXPERT CM-400 est un logiciel modulaire qui apprécie l'état des machines, faire le diagnostic des défauts et réaliser la maintenance conditionnelle, continu
11 module est les 5 module important et les plus utiliser sont :

1) Module analyse :

Analyser les vibrations en matière de tendance et analyse spectrale, défauts de roulement. Permet aussi d'afficher les mesures stockées dans la banque des données sous différentes formes, de suivre une ou plusieurs valeurs de mesure sur une période définie.

2) Module hors ligne :

Ce module permet de créer les directives de mesure en « route » et de les charger dans le collecteur VT60 via la carte PC, et de télécharger les mesures dans la banque de données.

3) Module de pré-spectre :

C'est une base de données de roulements. Cette base de données est composée par des roulement des différents constructeurs avec les affichages des -f- les tact multiplicatifs des fréquences cas caractéristiques des composants du roulement.

4) Module saisie manuelle :

Il permet d'introduire et de modifier manuellement des mesures pour des points déclarés en « saisie manuelle » dans le module configuration

Les mesures qui ont été acquies dans l'intermédiaire d'un collecteur de données peuvent être effacées dans ce module.

5) module de configuration :

Cette fonction permet de définir tous les capteurs qui seront utilisés pour l'acquisition des mesures. Le programme distingue les capteurs de vibrations et les capteurs de grandeurs de procédé.

Exceptions :

Les capteurs de paramètres de procédé utilisés avec un VIBROTEST 60 sont définis dans la configuration du point de mesure.

Les paramètres de configuration des capteurs sont génériques pour la banque de données, car ils pourront être utilisés plus tard pour plusieurs points de mesure. Ceci signifie que cette étape doit être achevée avant de configurer la hiérarchie. Par ailleurs, toute modification ultérieure a une influence sur les résultats des mesures.

Les autres modules restants sont :

- MODULE D'ACQUISITION AUTOMATIQUE.
- MODULE HISTOGRAMMES.
- MODULE INITIALISATION.
- MODULE RAPPORTS.
- MODULE SERIE 40.
- SYSTEME MANAGER.

V.4: Analyse spectral des défauts

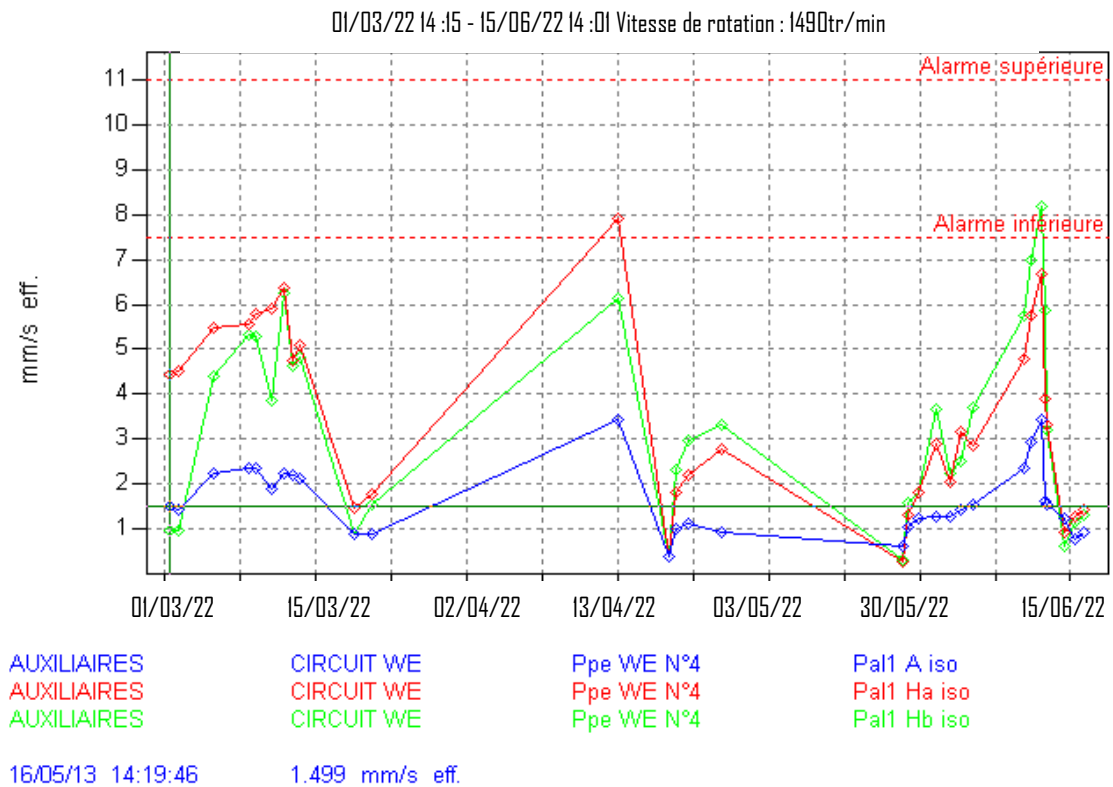


Fig.V.12 : Evolution en amplitude des vibrations du palier 1.

V.5.Représentation spectrale :

$$\omega = 2\pi f_0 \Rightarrow f_0 = \frac{\omega}{2\pi}$$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \Rightarrow f_0 = \frac{N}{60}$$

Donnée : N = 1450tr/min.

Application : $f_0 = \frac{1450}{60} = 24.16 \text{ Hz}$

V.5.1. Cas de défaut d'alignement :

V.5.1.1: Spectre du Palier de butée de la pompe avant le cisaillement d'arbre avec une valeur globale 2mm/s :

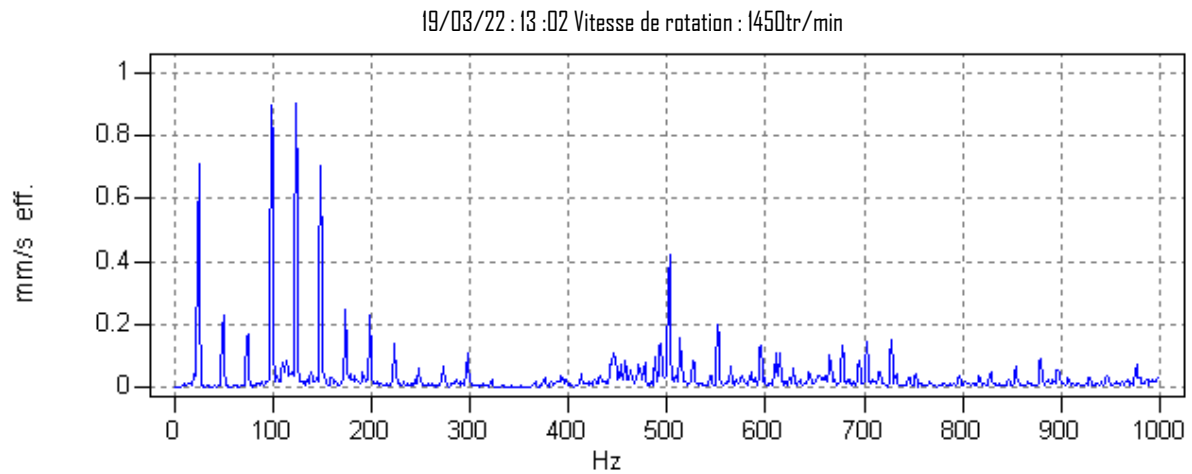


Fig. V .13 : Spectre Palier butée pompe juste avant le cisaillement.

❖ Analyse des résultats pour le palier 1 :

Nous remarquons des pics qui sont apparus sur la fréquence de rotation de palier de butée (100Hz) ce qu'il représente un défaut d'alignement avec choc au niveau d'arbre de la pompe. ($f=4.f_0$).

V.5.1.2: Le spectre du même palier après révision (valeur globale : 0.98mm/s) :

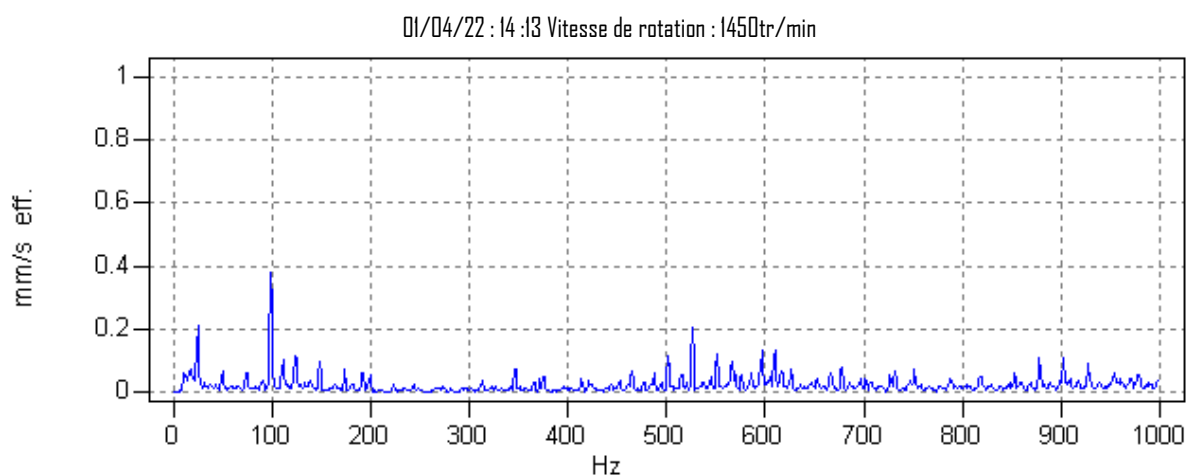


Fig.V.14 : Spectre Palier buté après révision.

❖ Remarque :

Le défaut d'alignement existe dans les deux cas mais dans le premier cas il y a un défaut d'alignement avec un choc.

V.5.2. Cas de défaut de choc vibratoire du a un cisaillement d'arbre :

Date de prise de mesure (26/03/2022).

Vitesse de rotation 1450 tr/mn (25Hz).

Mesure et en vitesse (mm/s) eff par l'intermédiaire d'un accéléromètre.

Direction de la mesure radiale (horizontale) et axiale.

❖ Description :

Ce défaut peut présenter plusieurs images caractéristique.il fait ressortir la fréquence (25Hz) et deux harmoniques à (75Hz et 125Hz), contrairement d'alignement, les harmoniques peuvent ressortir sur une gamme très étendue.

❖ Origine :

Frottement de la roue sur le corps de la pompe (choc mou).

❖ Action corrective :

Changement de la roue et d'arbre.

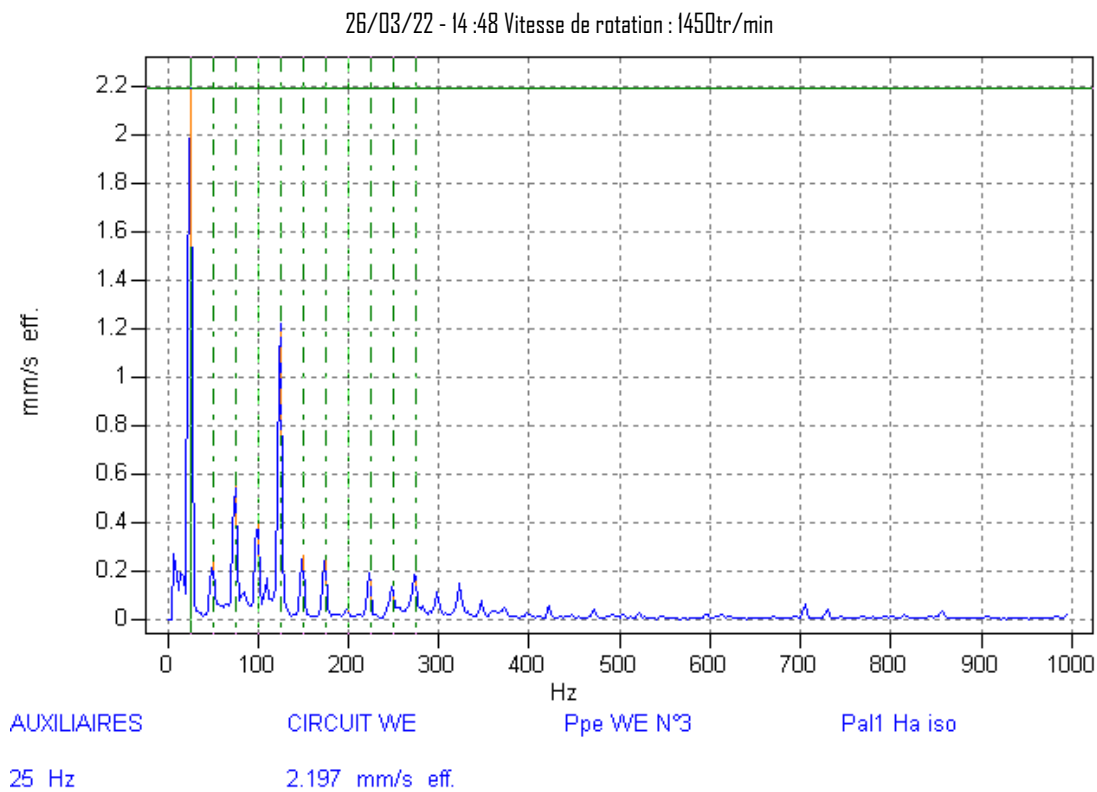


Fig.V.15 : Spectre Choc vibratoire dû à un cisaillement d'accouplement d'arbre.

V.5.3: Cas de défaut de balourd :

La date prise de mesure (12/04/2022).

La mesure est en vitesse (mm/s) par intermédiaire d'un accéléromètre.

Vitesse de rotation est de 1490 tr/mn (25Hz).

La mesure est horizontale.

❖ Description :

Cette augmentation de l'amplitude de la fréquence fondamentale soit :

2.197mm/s eff pour 25Hz.

L'image de ce défaut dans la direction horizontale Ha.

❖ L'origine mécanique :

Le défaut est causé par un balourd sur l'arbre de la pompe (usure des chemises et des coussinets). Le défaut apparaît à la fréquence de rotation de la pompe (25 Hz), ce qui confirme le balourd. ($f=1.f_0$).

❖ Remède :

Un nettoyage ou si nécessaire un équilibrage.

La date de 28/04/2014 la révision de la pompe. Après la révision de la pompe, les niveaux vibratoires ont regagnés la plage admissible.

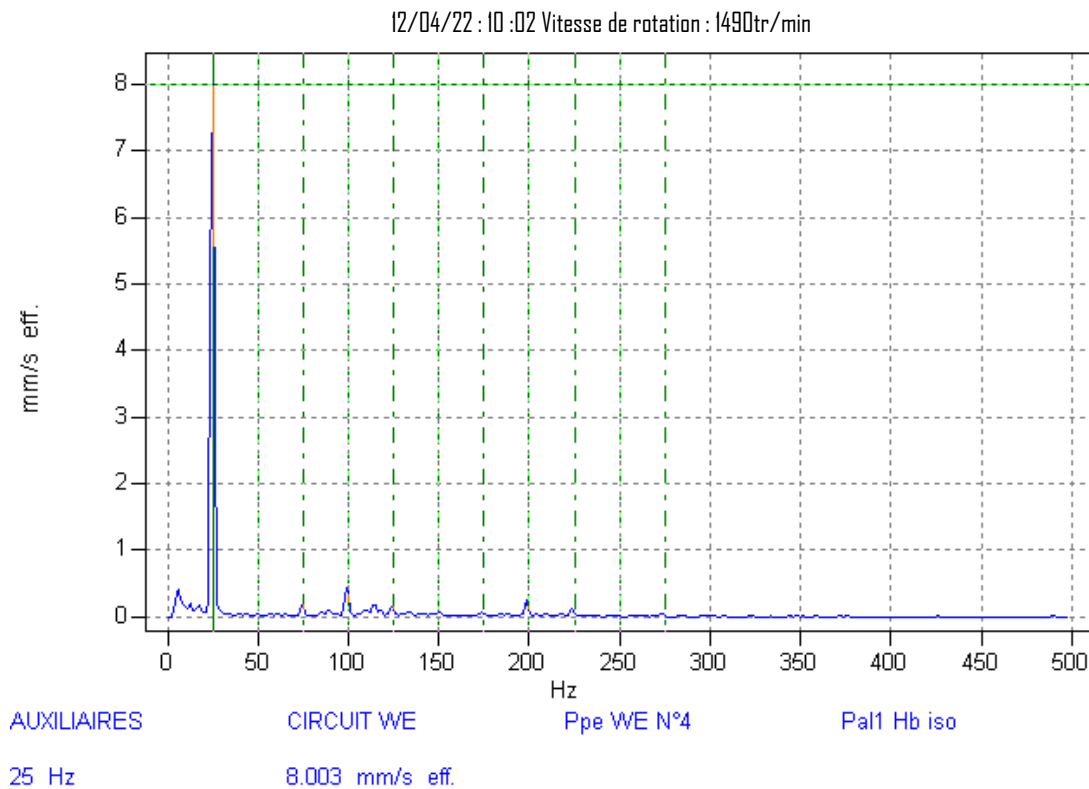


Fig.V.16 : Spectre Défaut de balourd.

V.5.4: Cas du défaut de frottement :

Date prise de mesure 10/04/2022.

Mesure est en vitesse (mm/s) eff par l'intermédiaire d'un accéléromètre.

Vitesse de rotation 1490 tr/min.

Direction de mesure horizontale.

❖ Description :

Ce défaut peut présenter plusieurs images caractéristique. il fait ressortir la fréquence (25Hz) et deux harmoniques à (50Hz et 75Hz), contrairement d'alignement, les harmoniques peuvent ressortir sur une gamme très étendue des fréquences jusqu'au 4^{eme} ordre.

❖ Origine :

Frottement du rouet sur le corps de la pompe (choc mou).

❖ Action corrective :

Changement du rouet.

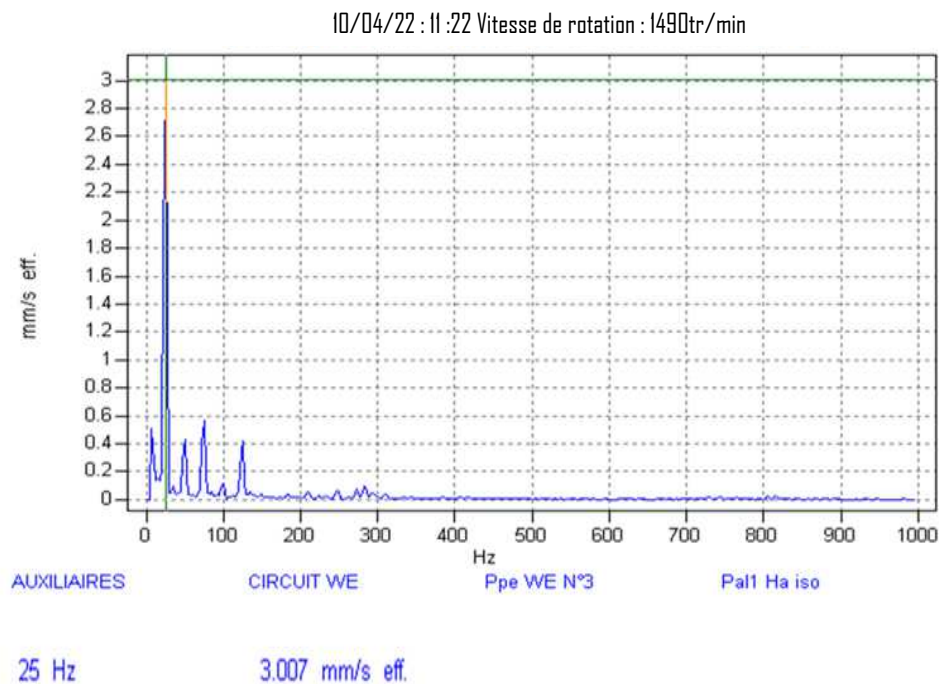


Fig.V.17 : Spectre Défaut de frottement.

V.5.5: Cas de défauts du roulement :

Date de prise de mesure déferentes dates jusqu'au (01/04/2022).

Vitesse de rotation entre 1450 et 1490 tr/mn (25Hz).

Mesure et en vitesse (mm/s) eff par l'intermédiaire d'un accéléromètre.

Direction de la mesure radiale (horizontale) et axiale.

❖ Analyse de la tendance :

Le niveau utilisé fait apparaître un problème (dépassement de seuil, 2.03 mm/s eff), le 01/04/2014, on se doute de sa gravité et on ne connaît pas l'origine, pour trancher il est nécessaire de faire un diagnostic précis dans ce cas on fera appel a une analyse effectuée sur le spectre.

❖ L'analyse BCS :

Nous voyons clairement qu'il y a eu une importante évolution, pour une analyse plus profonde nous procédons à l'analyse BCS qui est une technique de détection de défaut :

Les raie 1, 2,3 et 4 ce sont les quatre défauts caractéristiques du roulement une coïncidence d'un pic avec un des raies et présence d'éventuelles harmoniques renseigne sur la présence de défaut sur une ou plusieurs composantes du roulement.

- * La raie n°1 : défaut au niveau de la bague externe.
- * La raie n°2 : défaut au niveau de la bague interne.
- * La raie n°3 : défaut au niveau des éléments roulants.
- * La raie n°4 : défaut au niveau de la cage.

❖ Description :

On remarque bien dans le spectre qu'il y a une anomalie traduite par :

Une augmentation des amplitudes des fréquences supérieure à 160 Hz.

❖ L'origine :

Défaut au niveau de la bague interne.

❖ L'action corrective :

Changement du roulement. Après changement du roulement, on remarque bien une régression du niveau vibratoire.

V.5.5.1: Défaut de roulement de la pompe :

V.5.5.1.1: Défaut de roulement sur le palier de butée de la pompe (pal3) :

Roulement à bille à contact oblique type FAG 7313.TVP.

Evolution en g :

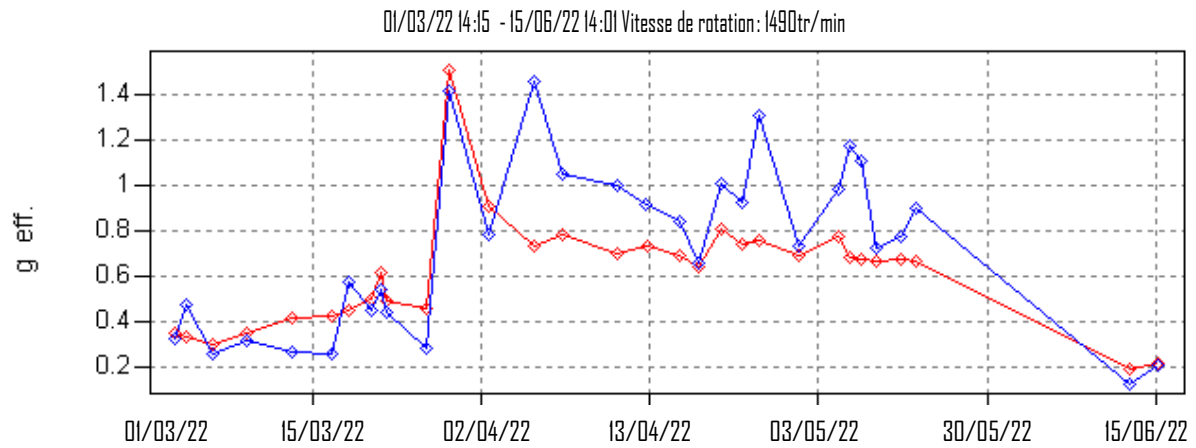


Fig.V.18 : Spectre Défaut de roulement de la pompe.

Evolution du BCU :

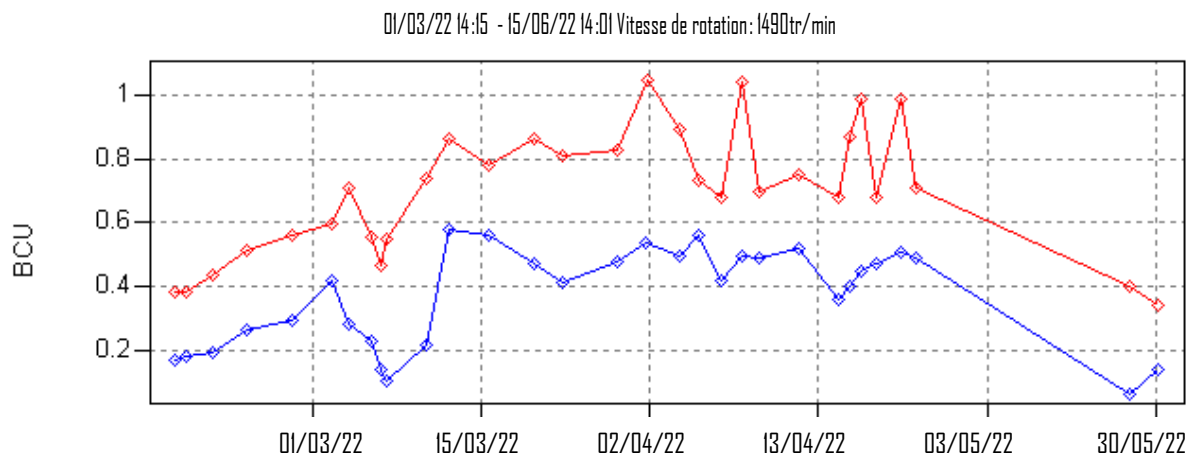


Fig.V.19 : Spectre évolution en BCU.

V.5.5.1.2: Défaut de roulement de butée de la pompe (pal3) :

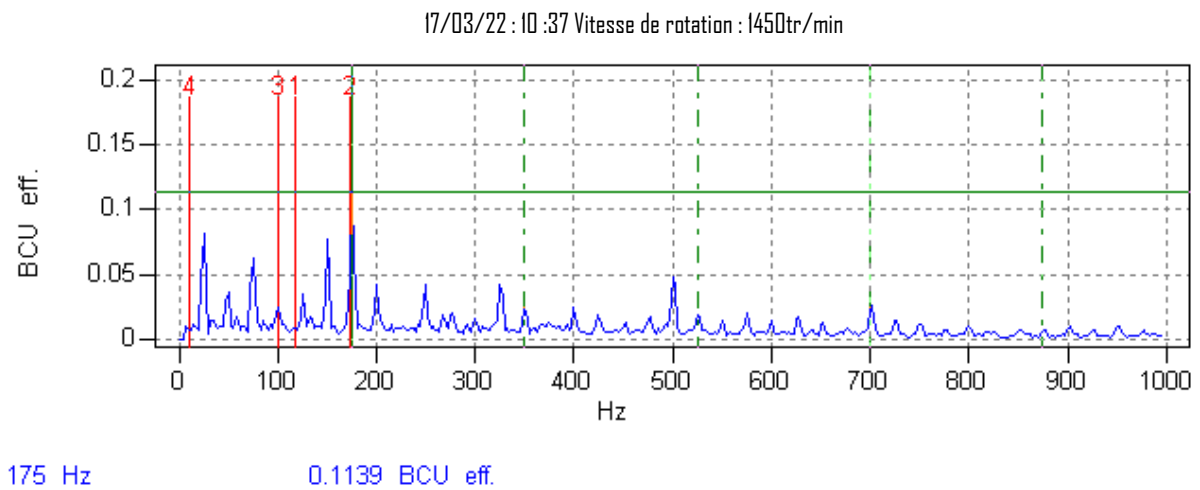


Fig.V.20 : Spectre défaut de roulement pal3.

V.5.5.1.3. Après changement de roulement le BCS a cette allure (en gardant la même échelle) :

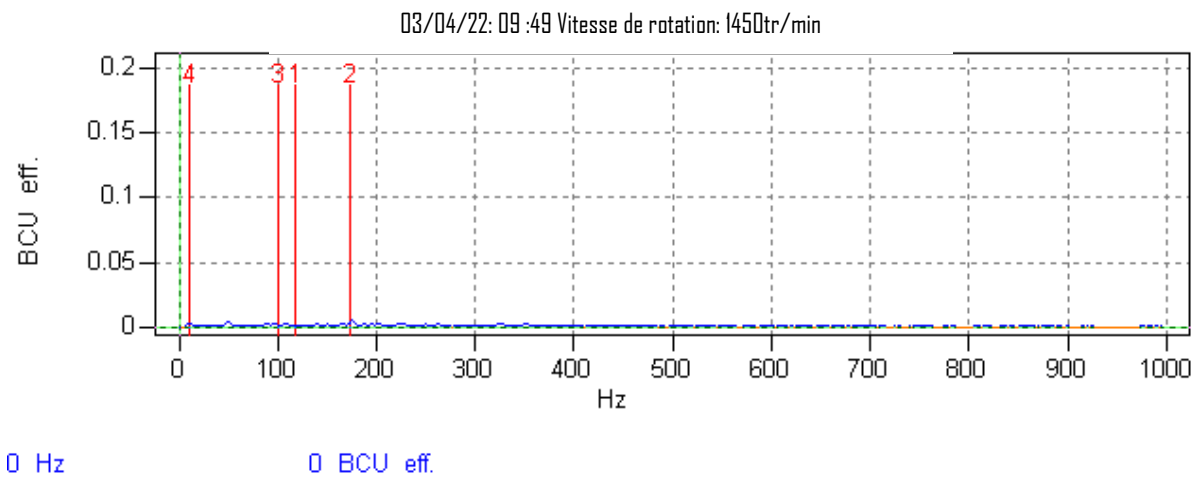


Fig.V.21 : Spectre évolution BCS.

V.5.5.2. Défaut de roulement palier moteur :

V.5.5.2.1: Défaut sur le palier moteur avant (coté accouplement) :

Roulement à rouleaux cylindriques ; une seule rangée NU6215E.

Evolution de la valeur globale en g (la valeur globale du signal sur toute plage de fréquence 10Hz à 10KHz) (spectre 10 et 11).

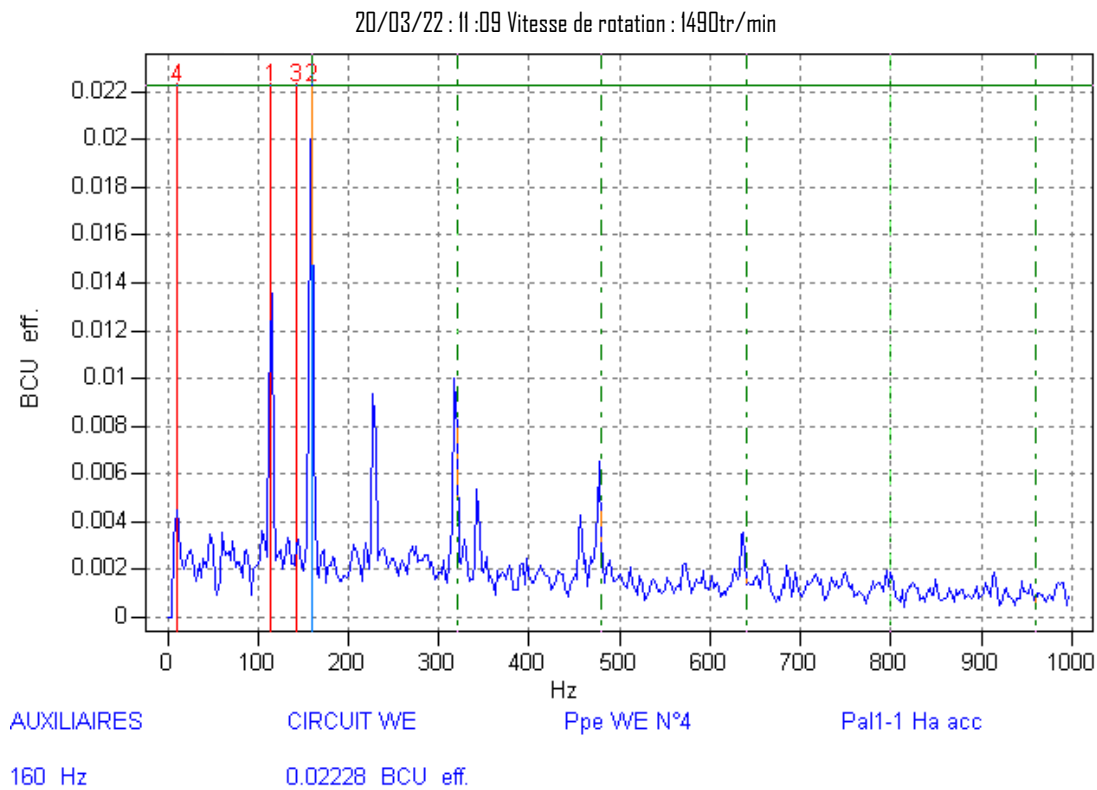


Fig.V.22 : Spectre Défaut de roulement sur palier moteur (bague interne du roulement).

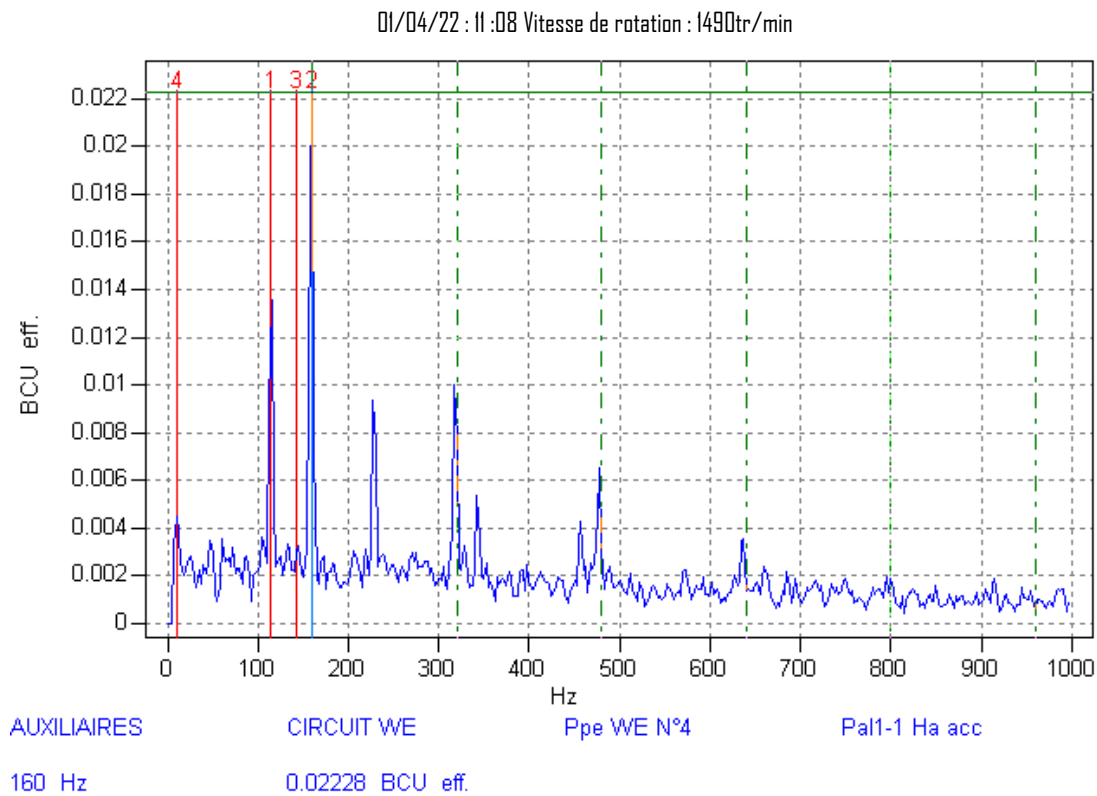


Fig.V.23 : Spectre défaut de roulement sur le palier moteur.

V.5.5.2.2. Evolution BCU (valeur globale de la vibration du roulement) :

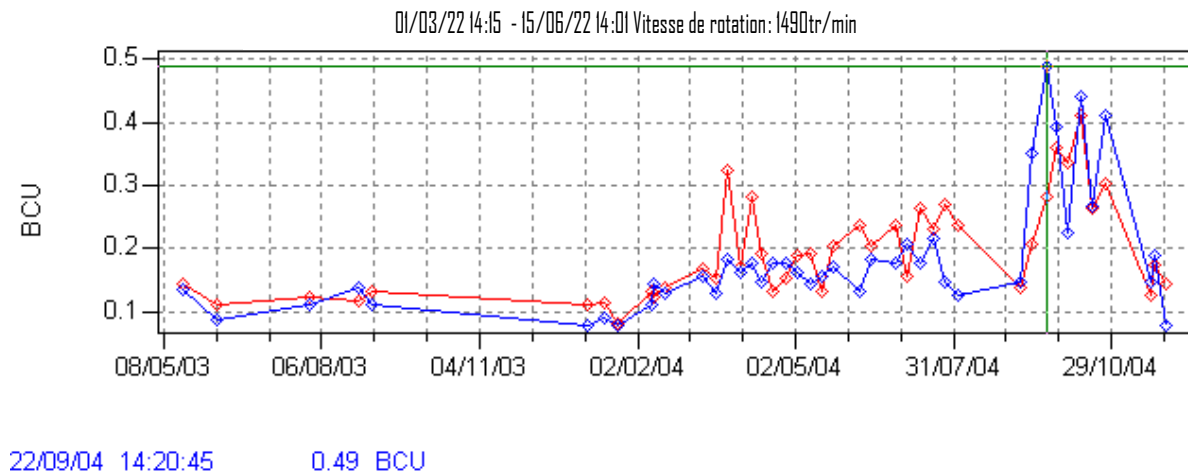


Fig.V.24 : Spectre évolution en BCU.

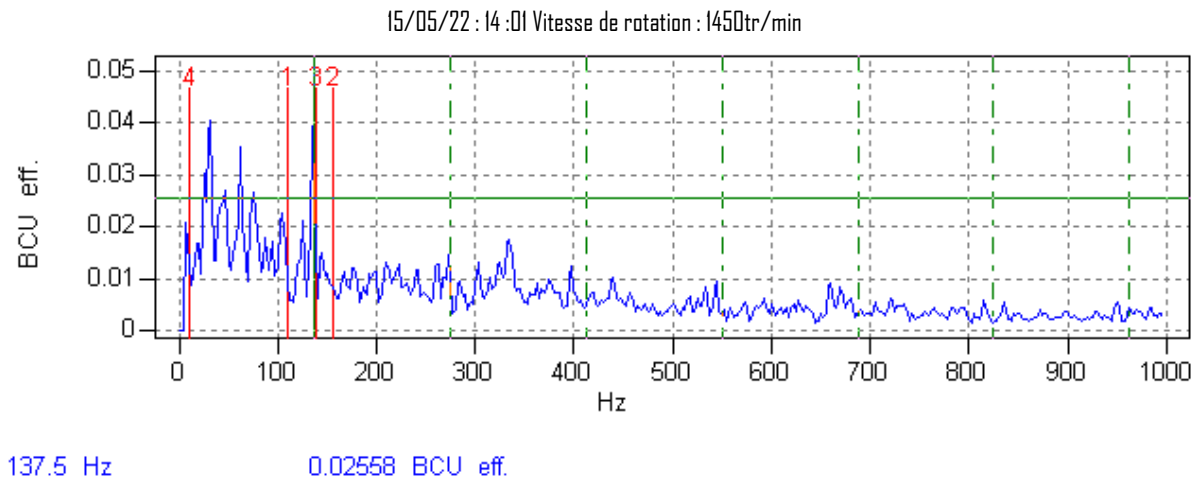


Fig.V.25 : Spectre évolution en BCU.

V.5.5.2.3: Après changement du roulement l'allure du spectre en gardant la même échelle :

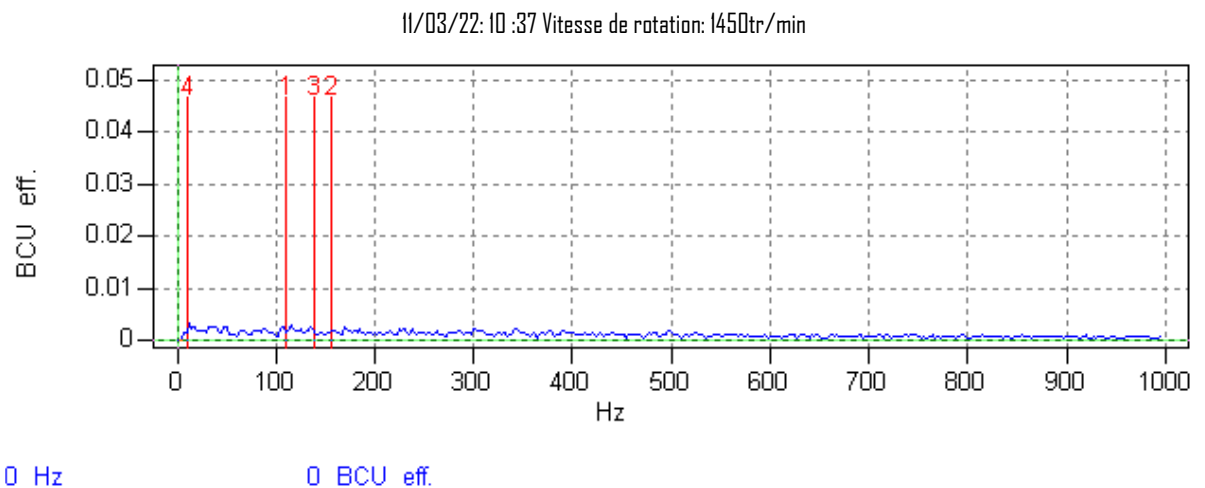


Fig. V .26 : Spectre changement de roulement.

Conclusion

Suite aux essais et aux constats pendant notre stage, un certain nombre de défauts importants peuvent être cités tel que :

- Défaut sur les roulements qui se traduit par des modulations autour de la fréquence de la pompe principalement dans la direction radiale (horizontale).
- Défaut sur l'accouplement qui se manifeste par un désalignement suivi d'un choc périodique dans les directions axiales mais plus important en radial.

- Désalignement sur l'arbre qui se manifeste dans la basse fréquence dans les directions axial et radial.
- Un défaut de balourd sur la pompe qui se manifeste principalement dans la direction radiale, à signaler aussi que le défaut de balourd n'est pas directionnel.
- Un défaut de frottement du rouet sur le corps de la pompe

Suite à tous ces résultats, l'application de la maintenance conditionnelle a permis de tendre vers le zéro pannes sur les équipements considérés.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Le but dans ce travail est d'étudier le comportement dynamique des rotors des turbines.

Cette étude a été initiée par des rappels et de définitions de notions liées aux rotors, dans le but de donner une vision assez large sur les travaux effectués dans le cadre des rotors et les différents phénomènes qui influent sur la dynamique des rotors et leurs caractéristiques. On a essayé de constater les différentes instabilités pouvant survenir à cause de la rotation.

Les résolutions d'un éprouvé en surveillance et diagnostic de machines sont essentielles afin définir les techniques de traitement du signal spécifiques adaptés pour chaque type d'installation. De ce fait, la fiabilité du diagnostic repose essentiellement sur une bonne connaissance des défauts. C'est pourquoi la première démarche d'une action de surveillance est de rechercher quels sont les incidents les plus fréquemment rencontrés sur la machine à surveiller, comment ils se manifestent et quelle est leur signature.

Les pics d'amplitude identifiés à l'aide de la courbe de réponse aux excitations présentent des caractéristiques différentes car les valeurs des vitesses de rotation correspondantes à ces pics sont plus ou moins décalées. En vue d'augmenter les possibilités du code de calcul mis en place, nous avons mené une réflexion sur l'utilisation de la méthode des éléments finis. Les principales caractéristiques de ce type de modélisation ont été présentées. Le point dur reste la résolution des équations obtenues. Dans la littérature de dynamique des rotors, on retrouve le plus souvent la méthode pseudo modale dont l'efficacité fait la renommée. Toutefois, cette méthode considère que le comportement des paliers est linéaire.

L'analyse des spectres et leur suivi dans le temps permettent d'optimiser le temps de fonctionnement de chaque orange de la machine et de déceler les leur évolution.

Références bibliographiques

- {1} SaKata M, M. Endo, Kishimoto, and N. Hayaschi. Secondary critical speed of flexible rotors with inertia slots. *Journal of sound and vibration*, 87(1) :61-70, 1983
- {2} Kang Y. y .p. shih and A . C. Lee. Investigation on the steady-state resonances of asymmetric rotors. *ASME Journal of vibration and Acoustics*, 114 :194-208, 1992.
- {3} Nelson F.C. A review of the origins and current status of rotor dynamics. In IFTOMM-sixth International conference on rotor Dynamics, Sydney, Australia, 2002
- {4} Genta G. Whirling of unsymmetrical rotors, a finite element approach based on complex coordinates. *Journal of sound and vibration*, 124(1) :27-53, 1988.
- {5} Genta G. *Vibration of structures and machines-Application à la dynamique des structures*. Masson, Paris. D. Turbomachinery Rotordynamics : phenomena, modeling, and analysis. Wiley Interscience, 1993.
- {6} M. LALANNE, P. BERTHIR, J. DER HAGOPIAN, (*Mechanical vibration for engineers*), John Wiley and sons
- {7} O. BONNEAU, (*comportement statique et dynamique de ligne d'arbre montée sur paliers fluides : influences des caractéristiques des paliers*), thèse, spécialité génie mécanique, Poitiers, université de Poitiers, février 1989.
- {8} DIAS-Jr M, S.J. Idehara, A.L.A. Mesquita, and J.U.A. Moranda. On the simultaneous forward and backward whirling of flexible rotors : Numerical analysis and experimental verification, 30/09/2002, Sydney, Australia. In IFTOMM-Sixth International conference on rotor dynamics Sydney, Australia, 2002.
- {9} Lalanne M, FERRARIS G. *Rotordynamics prediction in engineering*, 2nd Edition, Chichester, John Wiley, 254p, (1998).
- {10} M. David Demailly ; (*étude de comportement non-linéaire dans domaine fréquentielle ; application à la dynamique de rotor*). Thèse de doctorat -spécialité génie mécanique école centrale de Lyon 2003.
- {11} Lalanne M, Ferraris G. *Rotordynamics prediction in Engineering*. John Wiley and, 1990
- {12} Influence des défauts sur le comportement vibratoire des machines tournantes (Promotion 2019- 2020)
- {13} Alain Boulenger, Christian Panchaud, *Surveillance des machines par analyse de vibrations*, Préface de Claude Pichot , 2^e tirage 1998 (AFNOR)

Documentation de Centrale :

- {14} f KWU, service de formation professionnelle. Turbine à vapeur. N° d'enregistrement 5520.
- {15} GHESALLAH, Alternateur. Module II : équipement principal. (Norme spécifique) Cap Djinet, Mars 1995.
- {16} Brül et Kjaer, Schank. Vibrations. Equilibrage sur site. Applications à la maintenance conditionnelle. Imprimé en France, Février 1994.