



**UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1 FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE**

Laboratoire de Construction Mécanique

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Génie Mécanique

Titre

**CONTRIBUTION A L'ETUDE ET SUMILATION DE
L'EQUILIBRAGE STATIQUE ET DYNAMIQUE D'UNE
TURBINE A GAZ (TYPE 9FB) A HADJERT E NOSS W.TIPAZA.**

Proposé et encadré par :

Pr. ALLALI ABDERREAZAK.

Réalisé par :

BELLAHSENE HOUDHAIFA.
BOUAYAD MOHAMED.

Année universitaire 2019/2020

Remerciements.

*Louange à **ALLAH** le miséricordieux qui nous a donné la volonté, la santé et la patience pour finir ce modeste travail.*

*Nous tenons, tout d'abord, à exprimer notre sincère reconnaissance et notre profonde gratitude à tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce mémoire, notamment notre promoteur **Pr. ALLALI A.** pour tout le temps consacré, ses directives précieuses, et pour la qualité de son suivi durant toute la période du travail.*

*Nous tenons également à exprimer le plaisir et la patience vécus durant notre stage pratique à la central thermique **SNC LAVALIN ALGERIE** dont nous remercions vivement son staff dirigeant qui a accepté volontiers de nous accueillir au sein de son organisme, ainsi que l'ensemble du personnel pour leur accompagnement et leur qualité de travail.*

Nos vifs remerciements s'adressent enfin à tout le cadre professoral et administratif du Département Génie Mécanique université SAAD DAHLEB BLIDA 1 qui grâce à eux tous nous avons réalisé notre projet de fin d'études sans grandes difficultés, ainsi qu'aux membres du jury qui ont accepté d'examiner et d'évaluer notre travail.

BELAHCENE H.

BOUAYAD M.

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 tout possible pour nous aider.

Nos frères et nos sœurs, que nous aimons beaucoup.

Notre grande famille. Nos cher ami (e) s, et enseignants.

*Tout qu'ont collaboré de près ou de loin à l'élaboration de ce
travail.*

Que dieu leur accorde santé et prospérité.

BELAHSENE H.

BOUAYAD M.

Résumé

L'innovation technologique se fait par la compréhension des phénomènes physiques complexes que l'on rencontre lors de l'exploration des différents domaines scientifiques.

Parmi eux, l'équilibrage dynamique et statique des rotors des machines tournantes constituent un domaine particulier de la mécanique qui a depuis longtemps intéressé autant le monde industriel.

La maintenance est l'ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de management durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise.

Une fonction requise est une fonction ou un ensemble de fonctions d'un bien considérées comme nécessaires pour fournir un service donné.

Dans ce travail, nous proposons une étude d'équilibrage dynamique et statique de rotor d'une turbine à gaz type 9FB, ainsi on va faire une maintenance sur le rotor en utilisant le GMAO (Gestion de la Maintenance Assisté par Ordinateur), suite à cela on va faire un banc d'essai statique et dynamique du rotor, on termine par une étude sur les résultats et son interprétation. On conclut que la correction de balourd est une procédure permettant de rectifier la répartition des masses (aubes) du rotor. La correction s'effectue la plupart du temps en ajoutant ou en enlevant de la matière, de telle manière que la somme des forces centrifuges soit égale à zéro pour un plan de correction. Et enfin l'équilibrage est obtenu lorsque l'amplitude et la phase ou position angulaire du balourd correcteur engendré par la masse rapportée sont respectivement sensiblement égale et opposée à celles du balourd résiduel du rotor.

Les diagrammes de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour différentes positions du disque sur l'arbre tournant sont étudiés. Ainsi que les diagrammes de stabilité pour les trois premiers modes de flexion ω pour différentes positions du disque sur l'arbre tournant, on constate lorsque le disque s'approche de palier l'instabilité du rotor augmente.

Mots clés : Equilibrage dynamique et statique, machines tournantes, GMAO (Gestion de la Maintenance Assisté par Ordinateur), ANSYS.

ملخص

يتحقق الابتكار التكنولوجي من خلال فهم الظواهر الفيزيائية المعقدة التي يواجهها المرء عند استكشاف مجالات علمية مختلفة.

من بينها، يشكل التوازن الديناميكي والثابت لدورات الآلات الدوارة مجالاً معيناً من الميكانيكا التي طالما اهتمت بالعالم الصناعي.

الصيانة هي مجموعة جميع الإجراءات الفنية والإدارية والتنظيمية خلال دورة حياة الأصل، والتي تهدف إلى صيانتها أو استعادته إلى حالة يمكنه فيها أداء الوظيفة المطلوبة.

الوظيفة المطلوبة هي وظيفة أو مجموعة وظائف لسلعة تعتبر ضرورية لتقديم خدمة معينة.

نقترح في هذا العمل دراسة موازنة الديناميكي والثابت لدوار توربين غازي من النوع FB9، لذلك سنقوم بإجراء صيانة على الدوار باستخدام CMMS (إدارة الصيانة بمساعدة الكمبيوتر)، باتباع ذلك سنقوم بإجراء اختبار ثابت وديناميكي للدوار، وينتهي بدراسة النتائج وتفسيرها. استنتج أن تصحيح عدم الاتزان هو إجراء لتصحيح توزيع الكتل (دورات) الدوار. يتم التصحيح في الغالب عن طريق إضافة أو إزالة المواد، بحيث يكون مجموع قوى الطرد المركزي مساوياً للصفر لمستوى التصحيح. وأخيراً، يتم الحصول على التوازن عندما يكون السعة والمرحلة أو الموضع الزاوي لاختلال التوازن التصحيحي الناتج عن الكتلة المبلغ عنها مساويين إلى حد كبير ومعاكسين لعدم الاتزان المتبقي للعضو الدوار.

تمت دراسة مخططات كامبل للأنماط الثلاثة الأولى للانحناء (a) لمواضع مختلفة من القرص على العمود الدوار. بالإضافة إلى مخططات الثبات للأوضاع الثلاثة الأولى للثني (b) لمواضع مختلفة من القرص على العمود الدوار، يلاحظ المرء عندما يقترب القرص من تحمل عدم استقرار الدوار.

الكلمات المفتاحية: الموازنة الديناميكية والثابتة، الآلات الدوارة، GMAO (إدارة الصيانة بمساعدة الكمبيوتر)، ANSYS.

ABSTRACT

Technological innovation is achieved by understanding the complex physical phenomena that one encounters when exploring different scientific fields.

Among them, the dynamic and static balancing of the rotors of rotating machines constitute a particular field of mechanics which has long interested the industrial world.

Maintenance is the set of all technical, administrative and management actions during the life cycle of an asset, intended to maintain or restore it to a state in which it can perform the required function.

A required function is a function or set of functions of a good considered necessary to provide a given service.

In this work we propose a study of the dynamic and static balancing of the rotor of a gas turbine type (9FB), so we will do a maintenance on the rotor using the CMMS (Computer Aided Maintenance Management), following this we will do a static and dynamic test bench of the rotor, ending with a study of the results and their interpretation. It is concluded that the unbalance correction is a procedure for correcting the distribution of the masses (vanes) of the rotor. The correction is mostly done by adding or removing material, so that the sum of the centrifugal forces is equal to zero for a correction plane. And finally the balancing is obtained when the amplitude and the phase or angular position of the corrective unbalance generated by the reported mass are respectively substantially equal to and opposite to those of the residual unbalance of the rotor.

Campbell's diagrams for the first three modes of bending ω for various positions of the disc on the rotating shaft are studied. As well as the diagrams of stability for the first three modes of bending différentes for various positions of the disc on the rotating shaft, one notes when the disc approaches bearing the instability of the rotor increases.

Keywords: dynamic and static balancing, rotating machines, CMMS (*computerized maintenance management system*), ANSYS.

Table des matières

Remerciements.	I
Dédicaces	II
Résumé	III
Table des matières	VI
LISTE DES FIGURES	XI
LISTE DES TABLEAUX	XIV
LISTE DES ABREVIATIONS.	XV
Introduction Générale.	1
<i>Chapitre I : Maintenance Industrielle D'une Turbine à Gaz Type (9FB) avec (GMAO)</i>	
1. Présentation de l'entreprise	4
1.1 Historique	4
1.2 Organigramme d'entreprise	6
1.3 Plan de la centrale	7
1.4 Situation géographique	8
2. Etat de l'art des turbines à gaz	8
3. Turbine à Gaz	9
3.1 Définition	10
3.2 Différents types de turbines à gaz	10
3.3 Eléments principaux d'une turbine à gaz type 9FB	11
3.4 Principe de fonctionnement	11
3.5 Avantages de la turbine à gaz	12
3.6 Caractéristique d'une turbine à gaz type 9FB [2]	12
4. Maintenance Industrielle	13

4.1 Définition de la maintenance	13
4.2 Objectifs de la maintenance	14
4.3 Stratégie de la maintenance.....	14
4.4 Historique et évolution de la maintenance	14
4.5 Types de maintenance	15
4.5.1 Maintenance corrective	15
4.5.2 Maintenance préventive	15
4.5.3 Maintenance préventive systématique	15
4.5.4 Maintenance préventive conditionnelle.....	15
4.5.5 Maintenance préventive prévisionnelle	16
4.6 Méthode Arbre de Défaillances (AdD)	16
4.6.1 Principe.....	16
5. Maintenance appliquée sur les turbines à gaz 9FB.....	18
5.1 Maintenance conditionnelle (inspection en fonctionnement)	18
5.2 Maintenance systématique (les inspections à l'arrêt).....	19
6. Procédure d'une révision générale	19
6.1 Préparation	19
6.2 Démontage	20
6.3 Réparation des pièces endommagées et préparation pour le remontage:.....	20
6.2 Remontage.....	20
7. Introduction à la GMAO	21
7.1 Définition	21
7.2 Parc équipement.....	22
7.3 Plans maintenance	22
7.4 Ressources humaines	23
7.5 Présentation du travail réalisé	23
5.6 Sécurité des informations.....	29

6. Conclusion.....	30
<i>Chapitre II : Théorie sur l'équilibrage dynamique et statique d'un rotor d'une turbine à gaz.</i>	
1. Introduction	31
2. Rotor.....	32
3. Equilibrage	33
3.1 Equilibrage en 1 plan (statique)	33
3.2 Equilibrage en 2 plans (dynamique)	33
4. Balourd.....	33
4.1 Types de balourds	34
4.1.1 Balourd statique.....	34
4.1.2 Balourd dynamique.....	34
4.1.3 Balourd en couple	35
4.2 Balourd et équilibrage	35
4.2.1 Causes du balourd.....	35
5. But de l'équilibrage.....	36
6. Techniques d'équilibrages.....	36
6.1 Installation de balourds correcteurs	36
6.1.1 Disposition de balourds correcteurs.....	36
7. Dynamique des rotors.....	37
7.1 Objectifs de l'analyse dynamique des rotors	37
7.2 Prédications du comportement dynamique des rotors	39
7.2.1 Rotor rigide	39
7.2.2 Rotor flexible.....	39
7.3 Différents mouvements de rotor	39
8. Equilibrage statique des rotors.....	40
8.1 Technique d'équilibrage statique	40
8.2 Hypothèse d'équilibrage statique des rotors	41

8.2.1 Principe fondamental de la statique	41
8.2.2 Équilibrage de plusieurs masses tournant dans le même plan	42
8.3 Qualité d'équilibrage	44
9. Préparation et réalisation d'un équilibrage.....	45
9.1 Préparation du rotor.....	45
9.2 Répartition des aubes d'un rotor de turbomachine	45
9.3 Machine à équilibrage	46
9.3.1 Système de mesure et d'affichage des machines	48
9.3.2 Avantages de système d'affichage	48
10 déséquilibrage.....	49
10.1 Déséquilibre statique	49
10.2 Déséquilibre en couple	50
10.3 Déséquilibre dynamique.....	51
10.4 Mesure du déséquilibre	52
10.4.1 Principe de mesure	52
11 Conclusion.....	53
<i>ChapitreIII :Simulation d'un BANC d'essai d'un rotor d'une turbine à gaz</i>	
1. Introduction	54
2. Conception du rotor sous logiciel WORKBENCH.....	54
3. Simulation du Rotor en ANSYS 15.0 (workbench).....	54
4. Module de modélisation.....	56
4.1 Géométrie.....	56
4.2 Propriétés du matériau.....	57
4.3 Maillage du modèle.....	57
4.4 Module de simulation.....	59
4.5 Conditions aux limites	59
4.6 Coefficient d'amortissement.....	60

4.7 Vitesse de rotation et effet gyroscopique	61
4.8 Diagramme de Campbell et diagramme de stabilité	63
4.9 Résolution du modèle.....	64
4.10 Affichage des résultats	65
5. analyse d'équilibrage	66
5.1 Interface de l'analyse	66
5.2 Réglage de l'analyse	66
5.3 Déplacement.....	67
5.4 Force tournante.....	68
 <i>Chapitre IV :Résultats et interprétations</i>	
1. Introduction	71
2. Matériels du travail.....	71
3. Résultat et interprétation	71
3.1 Influence des propriétés géométriques de l'arbre sur les fréquences propres et la vitesse critiques.....	72
3.2 Influence des propriétés physiques de l'arbre sur les fréquences propres et les vitesses critiques	74
3.3 Influence de la position du disque sur les fréquences propres	80
4. Etude d'équilibrage avec masse d'essai	84
4.1 Sans masse d'essai	84
4.2 Avec masse d'essai	85
Conclusion générale et Perspectives	86
Bibliographie	XVII

LISTE DES FIGURES

Figure I. 1 : Vue aérienne de la station Hadjret E' Noss.	5
Figure I. 2: Organigramme de l'entreprise	6
Figure I. 3: Maquette de la station.	8
Figure I. 4: Vue Google Map de la Central de Hadjret En nous	8
Figure I. 5 : Diagramme fonctionnel d'une turbine à un arbre à cycle simple	10
Figure I. 6 : Diagramme fonctionnel d'une turbine à deux arbres à cycle simple	10
Figure I. 7 : Eléments principaux d'une turbine à gaz (9FB)	11
Figure I. 8 : Image illustrant le principe du fonctionnement d'une turbine à gaz 9FB	11
Figure I. 9 : Arbre de Défaillance (AdD).	17
Figure I. 10 : Entrées sorties d'une GMAO	22
Figure II. 1 : Image illustrant un Rotor d'une turbine à gaz	32
Figure II. 2 : Image illustrant un schéma de correction du déséquilibre	33
Figure II. 3 : Système de droite présente du balourd statique.	34
Figure II. 4 : Système présente du balourd de couple.	35
Figure II. 5 : Modélisation d'un balourd.	35
Figure II. 6 : Balancement d'un rotor	40
Figure II. 7 : Balance d'équilibrage statique utilisée pour des Rotors Turbomachine.	41
Figure II. 8 : Description du balourd d'un rotor en forme de disque dans le même plan	42
Figure II. 9 : Balourd spécifique résiduel admissible correspondant au degré de qualité d'équilibrage G et à la vitesse nominale n.	45
Figure II. 10 : Procédure de répartition les aubes d'un rotor d'une turbine à gaz 9FB	46
Figure II. 11 : Machine à équilibrer moderne pour une utilisation universelle	47
Figure II. 12 : Machine à équilibrer horizontale	48
Figure II. 13 : Système Affichage d'une machine de type H-04 SCHENCK	49
Figure II. 14 : Schéma indiquent que Le centre de gravité d'un rotor se trouve en dehors de l'axe de rotation	50
Figure II. 15 : Déséquilibre en couple.	51
Figure II. 16 : Déséquilibre dynamique	51
Figure II. 17 : Schéma indiquent Le porte-outil est placé dans la broche d'équilibrage et est mis en rotation.	52
Figure III. 1 : Logiciel de modalisation workbench	54
Figure III.2: Simulation d'un rotor d'une turbine à gaz	55
Figure III.3: Création de la géométrie	56
Figure III.4: Outils de dessin.	56
Figure III.5: Données matériaux	57

Figure III.6: Objet de maillage.	58
Figure III.7 : Maillage du model.	59
Figure III.8 : Raideur des paliers.	60
Figure III.9: Rotor avec paliers	61
Figure III.10: Coefficient d'amortissement des paliers.	61
Figure III.11: Vitesse de rotation et l'effet gyroscopique	61
Figure III.12 : Réglage du diagramme de Campbell	62
Figure III.13 : Représentation numérique et graphique des donnees tabulaires	62
Figure III.14 : Vitesse de rotation de notre modèle	63
Figure III.15 : Insertion du diagramme de Campbell	63
Figure III.16 : Paramètre du diagramme de Campbell	64
Figure III.17 : Résolution.	64
Figure III.18 : Déformation total.	65
Figure III.19 : Déformation du Rotor	65
Figure III.20 : Interface	66
Figure III.21 : Réglage	66
Figure III.22 : Insertion de déplacement	67
Figure III.23: Application de déplacement dans le rotor	67
Figure III.24 : Insertion d'une force tournante.	68
Figure III.25 : Axe de la force tournante	68
Figure III.26: Insertion de la masse d'essai	69
Figure III.27: Simulation du rotor avec la masse d'essai entrée	70
Figure IV.1 : Model 3D du rotor	71
Figure IV.2 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour $L/D=5$.	72
Figure IV.3 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour $L/D=5$.	73
Figure IV.4 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour $L/D=10$.	73
Figure IV.5 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour $L/D=10$.	74
Figure IV.6 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour un arbre en acier.	75
Figure IV.7 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour l'acier.	76
Figure IV.8 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour un arbre en aluminium.	77
Figure IV.9 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour un arbre en aluminium.	77
Figure IV.10 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour un arbre en Cuivre	78
Figure IV.11 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour un arbre en cuivre.	78
Figure IV.12 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour un arbre en Fonte gris.	79
Figure IV.13 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour un arbre en fonte.	79
Figure IV.14 : Système arbre-disque supporté par deux paliers.	80
Figure IV.15 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour $X=L/2$.	81
Figure IV.16 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour $X=L/2$.	81
Figure IV.17 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour $X=L/4$.	82

Figure IV.18: Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes $X= L/4$.	82
Figure IV.19 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes pour $X=L/8$.	83
Figure IV.20 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour $X=L/8$.	83
Figure IV.21 : Equilibre du disque sans masse d'essai	84
Figure IV.22 : Equilibre de l'arbre sans masse d'essai	84
Figure IV.23 : Equilibre de l'arbre avec une masse d'essai	85
Figure IV.24 : Equilibre du disque avec une masse d'essai	85

LISTE DES TABLEAUX

<i>Tableau I. 1: Mode de contrôle des paramètres importants</i>	<i>19</i>
<i>Tableau III.1 Dimension rotor étudié</i>	<i>55</i>
<i>Tableau III.2 : Type de maillage.</i>	<i>58</i>
<i>Tableau IV.1 : Matériaux utilisé</i>	<i>74</i>

LISTE DES ABREVIATIONS.

Liste des abréviations :

ISO	Organisation internationale de normalisation.
G 2.5	Degré de Qualité d'équilibrage.
ANSYS	Analyse System (logicielle pour la conception 3D et la simulation).
GMAO	Gestion de maintenance assistée par ordinateur .
SKH	Shariket Kahraba Hadjret E Noss.
AFNOR	Association française de normalisation.

Liste des Symboles:

U	valeur du Balourd (g.mm).
F	force de balourd (N).
m	Masse de déséquilibre (kg).
r	Rayon de déséquilibre (m).
ω	Vitesse de rotation (rad/s).
α	Angle (deg).
N	Nombre d'aubes.
M	Moment statique (kg.m).
MW	Mégawatt.
GWh	Gigawatt-heure.

Liste d'abréviation et symboles

BP	Basse Pression.
Hp	Haut Pression.
AdD	Arbre de Défaillances.
APR	Préliminaire des Risques.
M_u	Masse du déséquilibre (en g).
r	Distance entre le déséquilibre (M_u) et l'axe de rotation (en mm).
M	Masse du rotor (en kg).
e	Distance entre le centre de gravité et l'axe de rotation (en μm).
S	Centre de gravité.
F_F	Force centrifuge.
Valeur du déséquilibre statique	$D = M_u \cdot r = M \cdot e$.
Unité du déséquilibre	$[D] = \text{g} \cdot \text{mm} = \text{kg} \cdot \mu\text{m}$.

Introduction générale.

Introduction Générale.

Les premières turbomachines sont très anciennes, les turbines à eau remontant à l'antiquité, et ne s'intéressaient alors qu'à la récupération d'énergie. Mais, Les premières turbines à vapeur sont apparues beaucoup plus tard, au tout début de l'ère industrielle, pour transformer l'énergie de la vapeur en énergie mécanique, cette application est aujourd'hui à la base de la récupération d'énergie dans les centrales thermiques ou nucléaires.

Le passage aux turbines (cycle compression-combustion-récupération d'énergie) est apparu au XXIème siècle. Dès la fin du XVIIe apparaît une nouvelle forme d'énergie mécanique avec les machines à vapeur, et dans la première moitié du XVIIIe, cette technologie vient concurrencer l'énergie hydraulique, surtout en Angleterre où la machine à vapeur s'impose dans les manufactures à partir de 1830. En Europe continentale et au nouveau monde, l'énergie hydraulique conserve une bonne place. Cette concurrence de la machine à vapeur et le besoin sans cesse croissant de l'industrie en énergie vont stimuler l'innovation. Le milieu du XVIIIe marque le début d'un long processus d'amélioration et de conception des machines hydrauliques.

On ne parle pas encore de turbines, l'amélioration porte sur les roues à aubes afin d'augmenter leur puissance et leur rendement. En même temps des ingénieurs explorent des voies nouvelles, c'est finalement un jeune ingénieur français, Benoît FOURNEYRON qui sur les pas de ses prédécesseurs (en particulier son professeur à l'Ecole des Mineurs de Saint-Etienne : Claude BURDIN, 1788/1873), mettra au point en 1827 la première turbine, une machine encore bien modeste qui ne délivre que 6 chevaux de puissance. Le développement de cette turbine en phase industrielle ne sera pas immédiat, mais à partir de 1832 son essor va être rapide et universel, parallèlement, la puissance développée augmente de 1450 chevaux sous 66 mètres de chute.

En Europe, vers 1843, 129 usines sont équipées de turbines Fourneyron. Aux Etats-Unis, en 1895, la première grande centrale hydroélectrique, aux chutes du Niagara, reçoit trois turbines Fourneyron de 3700 kW.

Les machines tournantes telles que les pompes, les turbines (ou turbomachines) et les compresseurs sont devenues depuis nombreux années des éléments indispensables pour l'industrie moderne. Les constructeurs sont amenés à améliorer leurs produits. Les progrès effectués dans la conception et la fabrication permettent aujourd'hui d'augmenter à la fois les performances et le rendement des machines en

les faisant fonctionner dans des gammes de vitesse de rotation de plus en plus élevées. Cependant, les efforts générés, de plus en plus importants, sollicitent fortement le comportement dynamique global de la machine

et les amplitudes vibratoires deviennent souvent trop élevées pour que la structure puisse les supporter. Pour cela, l'amplitude de déformation de l'arbre doit être maîtrisée et ses fréquences de résonance connues afin d'éviter qu'une trop grande vibration engendre un moindre rendement, un bruit trop important ; et cette vibration peut même aboutir à l'instabilité et à l'endommagement du système : rupture par fatigue, endommagement des paliers, frottement rotor/stator. Ces phénomènes néfastes sont très amplifiés dans les vitesses critiques. L'étude de la dynamique des machines tournantes est donc plus que jamais d'actualité.

Les nombreux problèmes d'intervention sont trouvés au niveau des machines tournantes qui ont une relation avec le processus d'équilibrage qui est considéré en ce moment très nécessaire pour la pratique de tous les rotors, que ce soit pour prolonger la durée de vie de la machine, qui impose l'optimisation de l'exploitation et la qualité de productions. L'équilibrage est un processus permettant de contrôler la répartition des masses d'un rotor et d'améliorer celle-ci pour maintenir les forces et les vibrations provoquées par les balourds dans des limites acceptables.

L'étude du comportement dynamique des machines tournantes et des différentes structures mécaniques à rotors tel que les centrifugeuses, les pompes, les compresseurs, les turbines, et les éoliennes permettant de résoudre divers problèmes liés à leurs fonctionnements. Les rotors sont définis comme tout élément tournant autour d'un axe fixe. La dynamique

La turbine à gaz est un des matériels stratégiques des installations de production d'énergie électrique. Son indisponibilité entraîne la perte de la production d'énergie, contrairement à d'autres matériels (pompes alimentaires, pompes de circulation assistée, ventilateurs...) dont la redondance permet de poursuivre l'exploitation des installations soit à pleine charge, soit éventuellement à charge partielle

Le rotor d'une turbine à gaz est influencé par un ensemble d'efforts stationnaires radiaux de fonctionnement comme le poids, une réaction de denture pour un engrenage, et des forces hydrodynamiques ou aérodynamiques pour les turbines, la résultante des paliers et de la butée, etc. L'arbre de rotor se déforme sous l'effet de ces forces et chacune de ses tronçons tourne autour d'une position d'équilibre statique constituant la ligne de rotation. Cette ligne se change avec les conditions de fonctionnement, mais, en aucun cas, elle ne représente jamais une distribution de balourd par rapport à la droite qui passe par les centres des tourillons. Bien sûr, cette déformée a des effets induits par ailleurs (fatigue de l'arbre, modification des charges des paliers), mais pas sur la répartition de balourd.

La maintenance des turbines à gaz revêt un caractère important qui vise les deux objectifs suivants :

La **prévention des accidents majeurs**. Il s'agit d'assurer la sécurité des personnes et des biens en prenant les dispositions pour éviter l'émission de projectiles par les rotors.

La **limitation des indisponibilités** fortuites et de leurs conséquences économiques.

Plus généralement, cette préoccupation d'éviter l'accident majeur est également prise en compte dans la conduite des groupes turboalternateurs par la mise en œuvre de moyens de surveillance et la réalisation d'essais périodiques des systèmes de sécurité.

Notre travail de recherche commence par une introduction générale et suit le plan suivant : Le premier chapitre porte une présentation sur la centrale électrique à cycle combiné SNC-LAVALIN de Hadjret E'Nouss ainsi que sa situation géographique sa capacité de production. Généralités sur la turbine à gaz type 9FB. Montage et démontage de cette turbine, le rôle de chaque composants, les avantages et inconvénients. Gestion de maintenance assistée par ordinateur (GMAO) de la turbine à gaz.

Dans le deuxième chapitre, en présentant l'équilibrage statique des rotors de la turbine à gaz et son but et les techniques utilisées (équilibrage dynamique), les balourds et leurs causes, ainsi que la préparation et la réalisation des différentes techniques d'équilibrage.

Le troisième chapitre est consacré à l'élaboration d'un programme informatique qui permet de faire un banc d'essai et une simulation statique et dynamique du rotor sur le programme **ANSYS**.

Le quatrième chapitre est réservé pour les résultats et les interprétations. Et ce volet de recherche sera clôturé par une conclusion générale.

Chapitre I :
Maintenance Industrielle
D'une Turbine à Gaz Type
(9FB) avec (GMAO)

1. Présentation de l'entreprise

1.1 Historique

SNC-Lavalin group a été fondé en 1911 par Arthur Surveyer il a commencé avec un petit cabinet d'ingénieurs-conseils. Aujourd'hui la société est l'une des premières compagnies à se lancer dans le domaine de la conception d'établissements industriels. La diversification de ses activités lui permet de surmonter le Krach de 1929 et les années de la Grande dépression. Au début des années 60, Surveyer, Nenniger et Chênevert ont construit ce qui, aujourd'hui encore, constitue le plus grand barrage à voûtes multiples au monde : Manic 5, un ouvrage érigé sur la rivière Manicouagan, dans le nord du Québec. C'est grâce à cet ouvrage que SNC-Lavalin a obtenu son premier contrat sur la scène internationale en 1963, soit la conception et la construction.

L'événement le plus marquant de l'histoire de la société est le mariage entre les deux plus grandes entreprises d'ingénierie du Canada, SNC Inc. et Lavalin Inc. La nouvelle société est propulsée au rang de leader mondial avec son vaste réseau international, ses centaines d'experts dans de nombreux secteurs d'activité et ses ressources en gestion et en financement de projets.

SNC-Lavalin group est une compagnie d'ingénierie et de construction mondiale ainsi qu'un acteur majeur en matière de propriété d'infrastructures de services d'exploitation et d'entretien. Son siège social se trouve à Montréal au Canada. Elle se classe parmi les 10 plus grandes entreprises de son espèce au monde. Son activité est de fournir de la main-d'œuvre, de fabriquer et de gérer différents ouvrages demandant une expertise en génie civil (bâtiments, routes, systèmes d'aqueduc, etc.) ou en énergie centrale thermique, par exemple.

SNC Lavalin a des bureaux dans 35 autres pays mais travaille actuellement dans une centaine de pays. Elle est décrite comme la plus grande société d'ingénierie au monde. Elle compte en ce moment 4500 employés au Québec et 16 000 dans le monde, dont 1052 ingénieurs québécois, pour un chiffre d'affaires de 5,2 milliards de dollars canadiens. Environ 78 millions de dollars sont investis en recherche et développement.

Qualifié de «plus important projet de l'industrie électrique qui soit engagé en Algérie», par le PDG de Sonelgaz, la centrale de Hadjret En nous produira 1.227 MW. Huit partenaires sont engagés dans le montage contractuel de ce projet et sont, en même temps, actionnaires dans la Société Kahraba Hadejeret En Nouss (SKH, Spa). Il s'agit de Sonatrach (10%), Sonelgaz (10%) et Algerian Energy Company (AEC - société mixte Sonatrach / Sonelgaz qui détient 29% dans SKH) pour la partie algérienne, ainsi que SNC Lavalin et Mubadala pour la partie étrangère. SNC Lavalin (Canada) et Mubadala (Emirats Arabes Unis), regroupés au sein de la société mixte dénommée Algerian Utilities International Limited (AUIL), détiennent

51% de SKH. A ces compagnies, il faut ajouter trois banques publiques, BEA, BNA et CNEP, qui apportent 70%, soit 578 millions dollars US (mUSD) sur les 826 mUSD du montant global du projet. 248 mUSD (30% de l'investissement) sont apportés par les actionnaires de SKH à hauteur de 121,5 mUSD (49%) par Sonatrach-Sonelgaz et AEC, et 126,5 mUSD (51%) par l'AUIL (SNC Lavalin et Mubadala). Cette dernière partie représente l'investissement direct étranger, soit l'équivalent de 15,31% du montant total du projet de la centrale électrique de Hadjret-En Nouss. Le prix de vente du kWh arrêté contractuellement est de 1,898 DA (l'équivalent de 2,566 cents de dollar US) dont 1,750 DA pour la production d'électricité et 0,148 DA pour la partie combustible (gaz naturel). Il est précisé que ce prix est révisable à la baisse comme à la hausse selon le taux de change DA/dollar US et autres mesures réglementaires, taxes et impôts. [2]

L'énergie produite par cette nouvelle centrale représente environ 20 % des approvisionnements en 2008 en énergie de l'Algérie. Cette réalisation constitue donc un moteur économique supplémentaire important pour l'économie du pays. A noter que la durée du contrat liant SKH à Sonelgaz est de 20 ans à partir de la mise en service de la centrale de Hadjret En Nouss.



Figure I. 1 : Vue aérienne de la station Hadjret E' Noss.

Données techniques de la Centrale :

- Puissance installée : 3 x 409 MW soit 1227 MW
- Type : Cycle Combiné mono-arbre
- Combustible principal : Gaz Naturel
- Combustible de secours : Gasoil
- Energie Produite annuellement : 9900 GWh
- Rendement : 58%
- Consommation Spécifique : 6404 kJ/kWh (PCI : 45200kJ/kg)
- Consommation de Gaz : Environ 200.000 M3/h

1.2 Organigramme d'entreprise

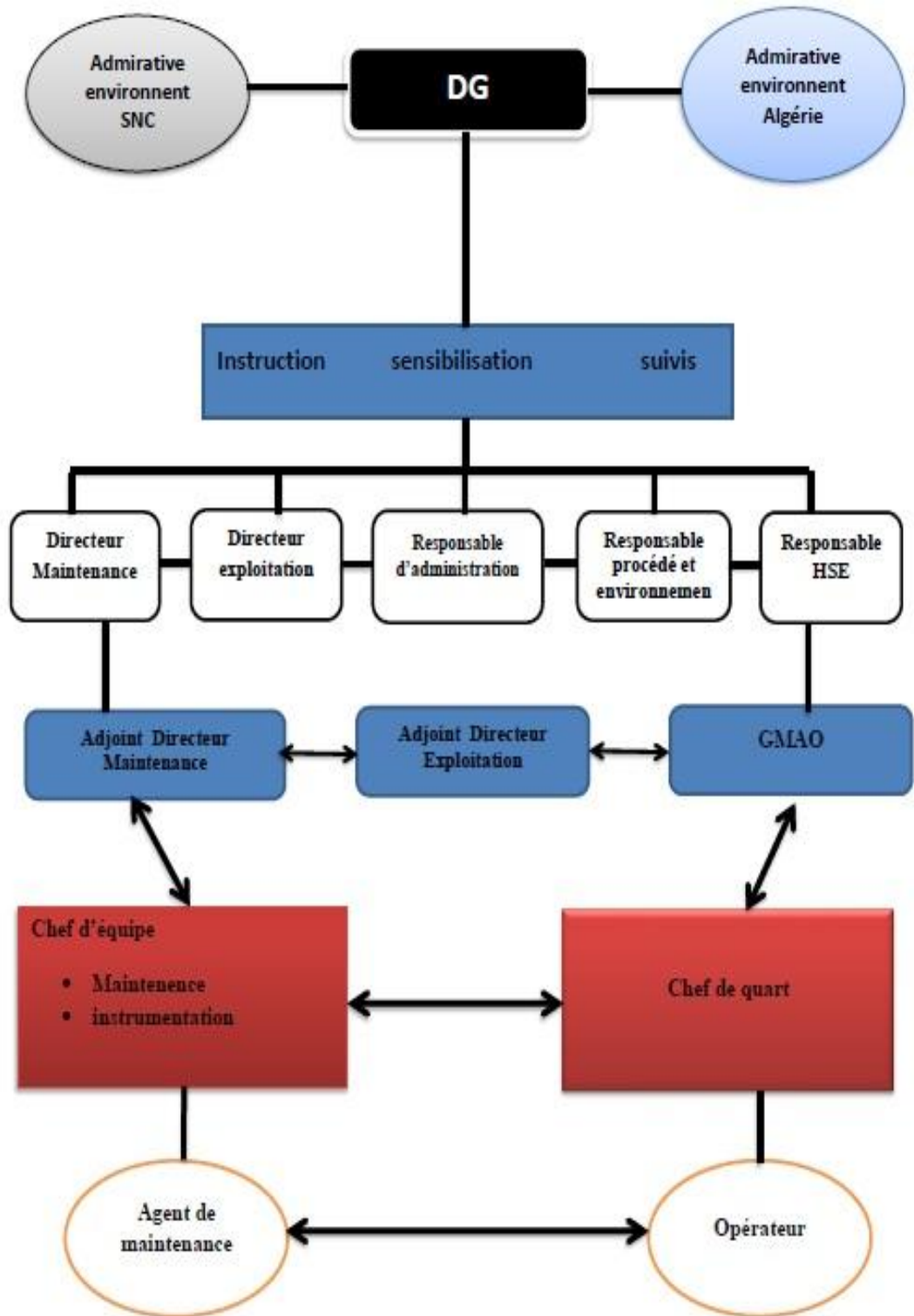


Figure I. 2: Organigramme de l'entreprise

1.3 Plan de la centrale

La figure.3.représente une maquette de la centrale.

- 1) Turbine à gaz, turbine à vapeur et générateur –tranche1.
- 2) Turbine à gaz, turbine à vapeur et générateur –tranche2.
- 3) Turbine à gaz, turbine à vapeur et générateur –tranche3.
- 4) Chaudière de récupération de chaleur –tranche1.
- 5) Chaudière de récupération de chaleur –tranche2.
- 6) Chaudière de récupération de chaleur –tranche3.
- 7) Chaudière auxiliaire.
- 8) Transformateurs principaux.
- 9) Bâtiments électriques.
- 10) GIS poste électrique.
- 11) Lignes d'évacuation 400 kV.
- 12) Poste de détente et comptage du gaz.
- 13) Station de pompage d'eau de circulation.
- 14) Salle électrique de la station de pompage de l'eau de mer.
- 15) Brise-siphon.
- 16) Poste de dessalement et déminéralisation.
- 17) Refroidisseur d'eau.
- 18) Réservoir de stockage d'eau dessalée.
- 19) Réservoir de stockage d'eau déminéralisée.
- 20) Réservoir d'eau de service et d'eau incendie.
- 21) Réservoir d'entreposage du gasoil non-traité.
- 22) Réservoir d'entreposage du gasoil traité.
- 23) Station de pompage et dessalage du gasoil
- 24) Groupe électrogène de lancement.
- 25) Bâtiment administratif et d'entretien.



Figure I. 3: Maquette de la station.

1.4 Situation géographique

La société SKH située au nord-ouest de la wilaya de Tipaza, à 40 kilomètres de là et à environ 102 Kilomètres d'Alger. Il est bordé au nord par la mer Méditerranée et à l'est et à l'ouest par les villes de Sidi Ghilas et Hadjret En Noss. [1]



Figure I. 4: Vue Google Map de la Central de Hadjret En nous

2. Etat de l'art des turbines à gaz

C'est une gageure que de décrire l'état de l'art d'une turbine à gaz, tant le domaine est vaste, et tant les techniques se sont spécialisées pour chaque type de turbine à gaz, voire d'application.

Néanmoins, en se limitant au domaine des machines qui concernent ce mémoire, un certain nombre de sources sont d'un grand intérêt. On les résumera on progrès technologiques sur les turbines à gaz

- Les progrès technologiques fondamentaux portent sur les turbines à gaz. Celles-ci voyant leurs performances s'améliorer, les cycles combinés ont pu être à leur tour perfectionnés, ainsi qu'au final la cogénération.
- Les plages d'utilisation de ces différents équipements sont très différentes. Les turbines à gaz à cycle simple correspondent à la fourniture de courant en pointe. Les petits cycles combinés correspondent à la semi base. Les nouveaux grands cycles combinés, dont l'apparition sur le marché est relativement récente, ont comme domaine d'application privilégiée et sous certaines conditions, la production d'électricité en base.
- Le premier progrès notable concernant les turbines à gaz provient de la mise au point de nouveaux matériaux supportant de hautes températures. La température d'entrée turbine atteint en effet 1 500°C aujourd'hui contre 1 100°C il y a 50 ans. Simultanément, les matériaux mis au point pour les hautes températures se sont avérés capables de supporter de fortes contraintes mécaniques. Le ratio de compression, qui n'excédait pas 15 il y a quelques années, atteint ainsi aujourd'hui une valeur de 30. Un troisième progrès majeur est imputable à la mise en œuvre de techniques de revêtement céramique. Enfin, de nouvelles techniques de refroidissement ont été héritées de l'industrie aéronautique.
- Au final, ces différentes avancées techniques, accompagnées au surplus d'une baisse continue des coûts, ont apporté une progression majeure des rendements électriques, qui sont passés de 25 % dans les années 1960 à 41 % aujourd'hui.
- Une deuxième évolution majeure des turbines à gaz est celle de l'élargissement de leur gamme de puissance. Les puissances unitaires maximales des turbines à gaz ont fortement augmenté ces dernières années. En 10 ans, elles ont doublé pour avoisiner les 300 MW électriques. A l'opposé, les progrès techniques ont permis, pour certaines applications, le développement de turbines de faible puissance (1 MW) [5]

3. Turbine à Gaz

Durant les années dernières, les turbines à gaz ont joué un rôle important dans l'industrie de production et propulsion, tel que les centrales nucléaire de puissance, les centrales de production d'électricité et les unités des hydrocarbures. **[4].**

3.1 Définition

Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...). L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

3.2 Différents types de turbines à gaz

Une turbine à gaz peut comporter une ou deux lignes d'arbre pour l'ensemble des éléments tournants:

- **Turbine à une ligne d'arbre:** Le système est entraîné d'abord par un moteur jusqu'à une certaine vitesse (**figure I.5**), ensuite c'est la turbine haut pression (HP) qui continue l'entraînement de l'ensemble des éléments.

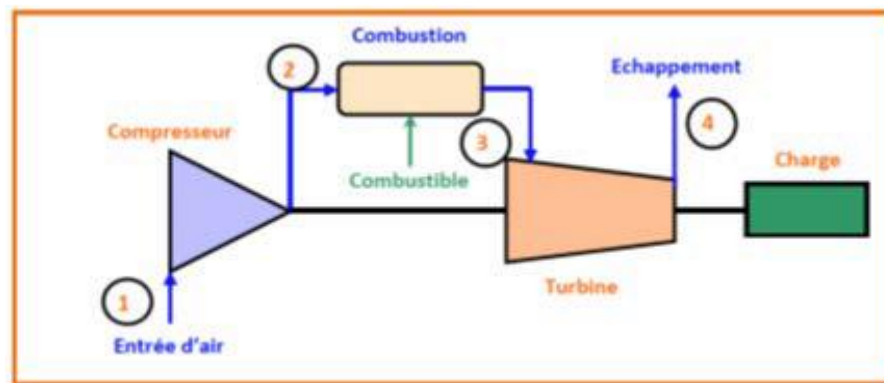


Figure I. 5 : Diagramme fonctionnel d'une turbine à un arbre à cycle simple

- **Turbine à deux lignes d'arbre:** Comme pour une ligne d'arbre, il est rajouté une turbine basse pression (BP) en bout d'arbre séparé mécaniquement (**figure I.6**).

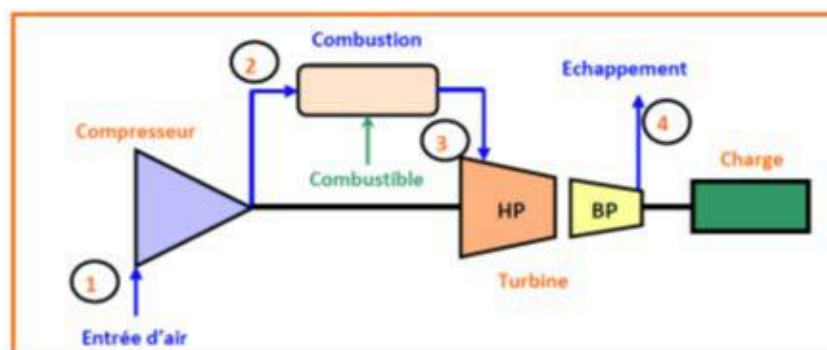


Figure I. 6 : Diagramme fonctionnel d'une turbine à deux arbres à cycle simple

La conception à deux lignes d'arbres représente le maximum de souplesse et est retenue pour les applications de grandes puissances. [11].

3.3 Eléments principaux d'une turbine à gaz type 9FB

Une turbine à gaz se compose de trois sections principales :

- **Premier section compresseur :**

La section compresseur à débit axial se compose d'un rotor et d'une série de corps. Les corps renferment les aubes orientables, les étages du rotor et l'aubage du stator, ainsi que les rangées d'aubes fixes de guidage.

- **Deuxième section combustion :**

La chambre de combustion est conçue pour brûler un mélange de fuel et d'air et pour délivrer à la turbine les gaz résultants à une température uniforme la plus élevée possible afin d'optimiser son fonctionnement.

- **Troisième section turbine:**

La section Turbine comprend le rotor, le corps, les directrices, les segments de protection, le cadre d'échappement et le diffuseur d'échappement le palier arrière turbine est situé au centre du cadre d'échappement.

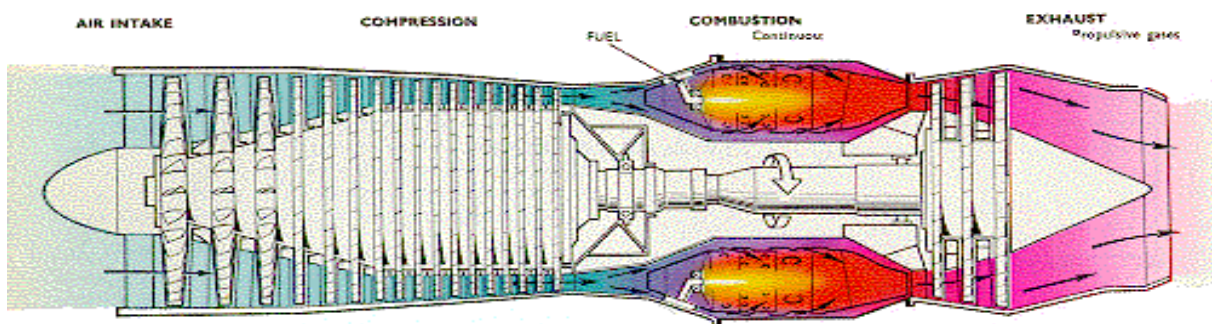


Figure I. 7 : Eléments principaux d'une turbine à gaz (9FB)

3.4 Principe de fonctionnement

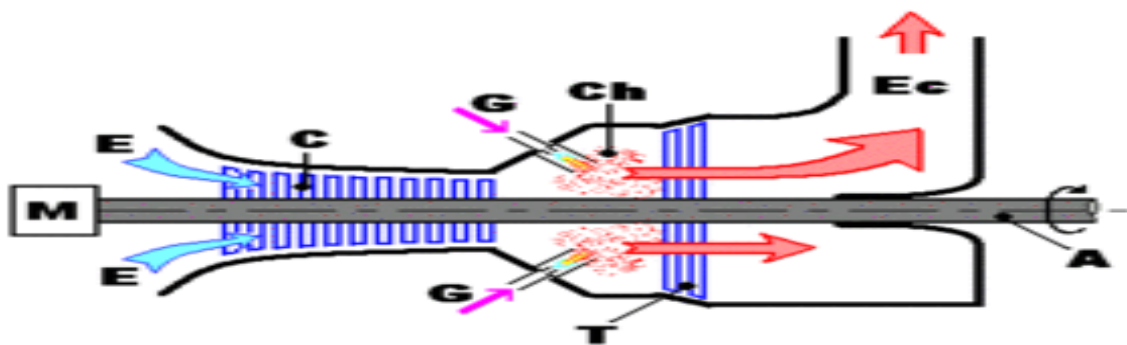


Figure I. 8 : Image illustrant le principe du fonctionnement d'une turbine à gaz 9FB

Le **compresseur** (repère **C**), constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes, comprime l'**air extérieur** (rep. **E**) simplement filtré jusqu'à 10 à 15 bars, voire 30 bars pour certains modèles.

Du **gaz** (rep. **G**), ou un combustible liquide atomisé, est injecté dans la **chambre de combustion** (rep. **Ch**) où il se mélange à l'air comprimé et s'enflamme. Les gaz chauds se détendent en traversant la **turbine** (rep. **T**), constituée d'une ou plusieurs roues également munies d'ailettes et s'échappent par la **cheminée** (rep. **Ec**).

Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'**arbre A** qui actionne d'une part le compresseur, d'autre part l'appareil (pompe, alternateur...) accouplé à son extrémité droite. Pour la mise en route, on utilise un **moteur de lancement** (rep. **M**) qui joue le rôle de démarreur.

Le réglage de la puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant.

3.5 Avantages de la turbine à gaz

Lors de la conception, de la construction et de la fabrication modernes des turbines à gaz, les aspects suivants se trouvent au premier plan pour tous les composants:

- Orientation vers les procédés de turbines à gaz et combinés.
- Conception des transmissions complexes de chaleur et du refroidissement.
- Combustion propre et aptitude potentielle à utiliser des combustions variées et de moindre qualité (gaz pauvre, fuel lourd).
- Matériaux et couches de protection de haute qualité.
- Intégrité mécanique des composants.
- Conduite moderne du procédé, des régulations et des commandes.
- Puissance massique et volumique très élevée.

Lorsque la puissance massique très élevée se donne bien à la propulsion aéronautique particulière sur les hélicoptères, La propulsion navale fait également de plus en plus appel aux turbines à gaz. [5].

3.6 Caractéristique d'une turbine à gaz type 9FB [2]

- MarqueGénérale électrique (Nuovo Pignone)
- Application de turbine à gaz... ..commande mécanique
- Série du model... ..9FB
- Cycle... ..combiné
- Rotation de l'arbre... .. Sens inverse des aiguilles d'une montre
- Type de fonctionnement... ..Continu

- Vitesse de la roue HP... 2400 tr/min
- Vitesse de la roue BP... 1200 tr/min
- Commande... MARK VI
- Protection (types de base) ... survitesse, surchauffe, vibration, détection de flamme
- Mécanisme de refroidissement ... Réducteur avec vireur
- Insonorisation... Silencieux d'admission et échappement selon les exigences du site
- Système de démarrage... Moteur électrique
- [Plaquette d'identification du régime normal de la turbine à gaz \(condition ISO\)](#)
- Sortie de base... 43700hp
- Température d'aspiration... 15°C
- Pression d'échappement... 14, 7 PSI
- [Section du compresseur](#)
- Nombre des étages du compresseur axial... 18 étages
- Types de compresseur... Flux axial, service sévère
- Fente de la caisse... Bride horizontale
- Type des aubes directrices d'entrée ... Variable
- [Section de la turbine](#)
- Nombre des étages de la turbine... 03(01 arbre)
- Fente de la caisse ... Bride horizontale
- Directrice du première étage... Fixe
- Directrice du deuxième étage... Variable
- Direction du troisième étage... Variable

4. Maintenance Industrielle

4.1 Définition de la maintenance

Selon la norme AFNOR (Association Française de Normalisation) : la maintenance est définie comme étant :

(NF X60-010) « Ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié, ou en mesure d'assurer un service déterminé.

La maintenance est l'ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de management durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise.

Une fonction requise est une fonction, ou un ensemble de fonctions d'un bien considérées comme nécessaires pour fournir un service donné. **[12].**

4.2 Objectifs de la maintenance

Selon la politique de maintenance de l'entreprise, les objectifs de la maintenance seront :

- la disponibilité et la durée de vie du bien
- la sécurité des hommes et des biens
- la qualité des produits
- la protection de l'environnement
- l'optimisation des coûts de maintenance

La politique de maintenance conduit, en particulier, à faire des choix entre :

- maintenance préventive et/ou corrective, systématique ou conditionnelle ;
- maintenance internalisée et/ou externalisée

4.3 Stratégie de la maintenance

"La stratégie de maintenance est une méthode de management utilisée en vue d'atteindre les objectifs de maintenance."

Les choix de stratégie de maintenance permettent d'atteindre un certain nombre d'objectifs de maintenance :

- développer, adapter ou mettre en place des méthodes de maintenance
- élaborer et optimiser les gammes de maintenance
- organiser les équipes de maintenance
- internaliser et/ou externaliser partiellement ou totalement les tâches de maintenance
- définir, gérer et optimiser les stocks de pièces de rechange et de consommables
- étudier l'impact économique (temps de retour sur investissement) de la modernisation ou de l'amélioration de l'outil de production en matière de productivité et de maintenabilité

4.4 Historique et évolution de la maintenance

Le terme "maintenance" à son origine dans le vocabulaire militaire, dans le sens maintien dans des unités de combat, de l'effectif et du matériel à un niveau constant.

Il est évident que les unités qui nous intéressent ici sont les unités de production, et le combat est avant tout économique.

L'apparition du terme "maintenance" dans l'industrie a eu lieu vers 1950 aux USA. En France, il se superpose progressivement à "l'entretien".

➤ **Entretien ou Maintenance ?**

- Entretenir c'est dépanner et réparer un parc matériel, afin d'assurer la continuité de la production. **Entretenir c'est subir.**

- Maintenir c'est choisir des moyens de prévenir, de corriger ou de rénover le matériel, suivant sa criticité économique afin d'optimiser le coût global de possession. **Maintenir c'est maîtriser. [10].**

4.5 Types de maintenance

4.5.1 Maintenance corrective

C'est la maintenance exécutée après détection d'une panne et destinée à remettre un bien dans un état dans lequel il peut accomplir une fonction requise.

4.5.2 Maintenance préventive

AFNOR X60-010 « maintenance ayant pour objet de réduire la probabilité de défaillance ou de dégradation d'un bien ou d'un service rendu. Les activités correspondantes sont déclenchées selon un échéancier établi à partir d'un nombre prédéterminé d'unités d'usage (maintenance systématique) et/ou de critères prédéterminés significatifs de l'état de dégradation du bien ou du service (maintenance conditionnelle).

4.5.3 Maintenance préventive systématique

AFNOR X60-010 « activité déclenchée suivant un échéancier établi à partir d'un nombre prédéterminé d'unités d'usage, les remplacements des pièces et des fluides ont lieu quel que soit leur état de dégradation, et ce de façon périodique ».

4.5.4 Maintenance préventive conditionnelle

AFNOR X60-010 « les activités de maintenance conditionnelle sont déclenchées suivant des critères prédéterminés significatifs de l'état de dégradation du bien ou du service. Les remplacements ou les remises en état des pièces, les remplacements ou les appoints des fluides ont lieu après une analyse de leur état de dégradation. Une décision volontaire est alors prise d'effectuer les remplacements ou les remises en état nécessaires.

La maintenance préventive a pour objectif :

- L'augmentation de la durée de vie du matériel ;
- La diminution de la probabilité des défaillances en service ;
- La prévention et la prévision des interventions de maintenance corrective coûteuses ;
- La prévision de bonnes conditions à la maintenance corrective ;
- Eviter la consommation anormale de l'énergie ;
- L'amélioration des conditions de travail du personnel de production ;

- La diminution des causes d'accidents graves.

Cependant nous pouvons distinguer deux sortes de maintenance préventive, l'une systématique et l'autre conditionnelle.

4.5.5 Maintenance préventive prévisionnelle

C'est la maintenance préventive conditionnelle exécutée en suivant les prévisions extrapolées de l'analyse et de l'évaluation de paramètres significatifs de la dégradation du bien.

4.6 Méthode Arbre de Défaillances (AdD)

Elle offre un cadre privilégié à l'analyse déductive qui consiste à rechercher les diverses combinaisons possibles d'événements conduisant à la réalisation d'un événement indésirable, et permet de représenter simplement ces combinaisons sous forme graphique au moyen d'une structure arborescente de portes logiques.

4.6.1 Principe

L'analyse par arbre de défaillances est une méthode de type déductif. En effet, il s'agit, à partir d'un événement redouté défini a priori, de déterminer les enchaînements d'événements ou combinaisons d'événements pouvant finalement conduire à cet événement. Cette analyse permet de remonter de causes en causes jusqu'aux événements de base susceptibles d'être à l'origine de l'événement redouté. Les événements de base correspondent généralement à les :

- Évènements élémentaires qui sont suffisamment connus et décrits par ailleurs pour qu'il ne soit pas utile d'en rechercher les causes. Ainsi, leur probabilité d'occurrence est également connue.
- Évènements ne pouvant être considérés comme élémentaires mais dont les causes ne seront pas développées faute d'intérêt.
- Évènements dont les causes seront développés ultérieurement au gré d'une nouvelle analyse par exemple.
- Évènements survenant normalement et de manière récurrente dans le fonctionnement du procédé ou de l'installation.

Ainsi, l'analyse par arbre des défaillances permet d'identifier les successions et les combinaisons d'événements qui conduisent des événements de base jusqu'à l'événement indésirable retenu.

Les liens entre les différents événements identifiés sont réalisés grâce à des portes logiques (de type « ET » et « OU » par exemple). Cette méthode utilise une symbolique graphique particulière qui permet de présenter les résultats dans une structure arborescente. Les conventions de présentation sont proposées dans

la norme CEI 61025 :1990 « Analyse par Arbre de Panne (APP) ». A l'aide de règles mathématiques et statistiques, il est alors théoriquement possible d'évaluer la probabilité d'occurrence de l'événement final à partir des probabilités des événements de base identifiés. L'analyse par arbre des défaillances d'un événement redouté peut se décomposer en trois étapes successives :

- Définition de l'événement redouté étudié.
- Elaboration de l'arbre.
- Exploitation de l'arbre.

Il convient d'ajouter à ces étapes, une étape préliminaire de connaissance du système. Nous verrons que cette dernière est primordiale pour mener l'analyse et qu'elle nécessite le plus souvent une connaissance préalable des risques.

Examen du système et définition des événements indésirables dont il peut être le foyer.

Cette recherche des événements indésirables peut être effectuée à l'aide d'une Analyse

Préliminaire des Risques (**APR**) Les Arbres de Défaillance (**AdD**) sont des représentations graphiques qui à partir d'un événement redouté (**noté F**) donné, ont pour but d'identifier séquentiellement l'ensemble de ses causes jusqu'aux plus élémentaires.

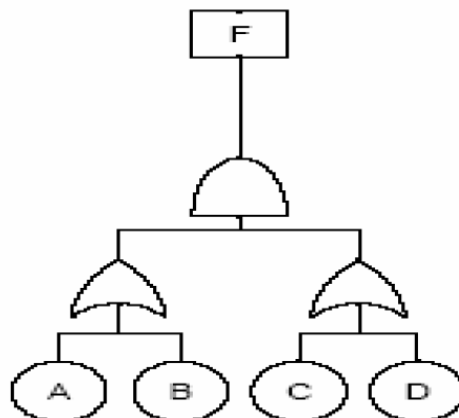


Figure I. 9 : Arbre de Défaillance (AdD).

On considère un **système (noté S)** dont l'**AdD** est représenté ci-contre. On distingue alors deux types d'éléments:

- Les composants (**A, B, C, D**) qui constituent le système.
- Les portes (**OU, ET, 2/3...**).

L'analyse quantitative d'une **Add** consiste à calculer la probabilité de l'événement redouté connaissant les probabilités de défaillance des composants.

L'événement redouté **F** est la défaillance de la systémique donne beaucoup plus de détail sur la méthode.

5. Maintenance appliquée sur les turbines à gaz 9FB

Les installations techniques représentent un important capital investis. Ce capital doit être préservé et géré avec efficacité. La division de maintenance nécessite de réunir un vaste éventail de compétences dans des domaines variés, ce qui conduit à l'organisation de la maintenance autour de 4 services: services turbomachines, électricité, instrumentation et mécanique industrielle.

Un programme de maintenance préventive est une nécessité primaire afin d'assurer la gestion correcte des installations conduites par des turbines à gaz où les arrêts forcés de l'installation doivent être réduit au minimum Et pour cela nous pouvons classer les inspections de la turbine en deux types:

5.1 Maintenance conditionnelle (inspection en fonctionnement)

Comprennent la somme des observations faites durant le fonctionnement de l'unité. Des données en opération devant être enregistrées pour permettre d'évaluer les performances de l'équipement, les besoins d'entretien et d'intervention lorsque ces relevés indiquent des alarmes qui vont déclencher la turbine par la suite.

Les plus importants sont:

- Les vibrations des rotors de la turbine HP et BP.
- La température à l'échappement.
- La température à la sortie du compresseur.
- La température autour des chambres de combustion.
- La température d l'huile de graissage.
- La vitesse des roues HP et BP.
- Le débit de combustible à injecter.
- La pression de refoulement du compresseur.

Le tableau suivant montre les paramètres importants à contrôler ainsi que leurs modes de contrôle.

Tableau I. 1: Mode de contrôle des paramètres importants

Les paramètres	Mode de contrôle			
	I	E	S	P
-Vitesse de rotation de la turbine HP et BP	+			
- Température à l'échappement.	+		+	+
-Température à l'entrée de la turbine	+	+	+	+
- Vibration au niveau des paliers	+	+	+	+
- Risque de pompage	+		+	+
- ΔP filtre à air			+	
- Température sortie du compresseur	+		+	
- Contrôle présence de la flamme			+	+
- Haute température des paliers	+		+	+
- Température d'huile de graissage	+		+	+

I: indication

E: enregistrement

S: signal d'alarme

P: protection

5.2 Maintenance systématique (les inspections à l'arrêt)

Elle nécessite le démontage de la turbine à différents degrés:

- Inspection de combustion (combustion inspection CI): chaque 8000 h de fonctionnement;
- Inspection du parcours des gaz chauds (hot gas path inspection HPPI): chaque 16000 h de fonctionnement;
- Inspection majeur (major inspection MI): c'est une révision générale qui est faite chaque 32000 h de fonctionnement.

6. Procédure d'une révision générale

6.1 Préparation

- Préparation du kit des pièces de rechange:
 - Joints d'étanchéités,
 - Boulons, clavettes, tubes d'interconnections...etc.
- Préparation de l'outillage,
- Préparation du dossier de la machine (documentation)
- Isolement de la machine:

- Isoler électriquement la machine,
- Fermer les conduites de gaz,
- Isoler la machine réceptrice (les compresseurs Centrifuges).

6.2 Démontage

- Démonter les accouplements de charge et des auxiliaires.
- Relever les alignements.
- Démonter les bougies d'allumage, détecteurs de flamme, les captures de vibration, de Vitesse et des thermocouples...etc.
- Relever les jeux sur le compresseur et la turbine.
- Contrôler les jeux d'assemblages (des coussinets et du rotor et labyrinthe d'étanchéité).
- Démonter les chambres de combustion, les tubes a flamme, tubes d'interconnections et pièces de transition.
- Démonter les carters supérieurs ainsi la partie supérieure de directrice premier et deuxième étage et troisième étage.
- On inspecte l'état de toute les pièces démontées en particulier celles soumises aux contraintes thermiques ou mécaniques telles que: pièces de transition, tubes a flamme, aubes fixes et mobiles diaphragmes...etc.

Toutes présences de fissures doit être relevée, on constatera tout usures aux points de Surchauffes.

Paliers: prêter attention aux rayures profondes et au relâchement du métal anti friction.

Aubes: inspecter leur freinage et déceler toutes fissures ou changements de l'état de matériaux des aubes

Rotos: contrôler les états de surface aux niveaux des paliers, s'assurer de la non présence de point de frottement au mauvais centrage ou mauvais alignement.

Boitier d'engrenage : on inspecte l'état de sécurité de survitesse dans le boitier d'engrenages.

6.3 Réparation des pièces endommagées et préparation pour le remontage:

On procédera à la réparation de toutes pièces endommagées ou à un éventuel changement, on soufflera avec L'air, le carter intérieur puis en procède le remontage.

6.2 Remontage

C'est l'opération inverse de démontage :

- On posera les demi-coussinets inférieurs des paliers puis les rotors; GG et BP, on relevait ensuite les Jeux.
- Carter BP et HP supérieur.
- Enveloppe de la veine des gaz chauds.
- Diffuseur d'échappement.
- Caisson et gaine d'admission.
- Pièces de transition.
- Carter chambres de combustion, puis tubes à flamme et tubes d'interconnexions et couvert chambres de combustion.
- Bougies d'allumage, injecteurs et tuyauterie du gaz combustible.
- Tuyauterie d'air de refroidissement...etc.

7. Introduction à la GMAO

7.1 Définition

La gestion de la maintenance assistée par ordinateur (GMAO) est un outil de gestion technique et économique des activités de maintenance. Elle permet de gérer la maintenance, les stocks et l'historique des interventions. Elle a été créée dans le milieu industriel avec des obligations de productivité et de rendement.

La GMAO a pour objectif de minimiser les coûts de maintenance, limiter les arrêts des machines, planifier l'entretien et la prévention des pannes et optimiser les stocks (entrée, sortie, état du stock, transfert entre magasins,...).

- Les fonctionnalités les plus courantes constituant la GMAO sont.
- La gestion de la maintenance préventive systématique ou conditionnelle.
- La gestion des équipements (inventaire, arborescence et codification).
- La gestion des stocks.
- Le moment de la commande et de réapprovisionnement.
- La gestion du personnel (activités, planning des charges...).

Le schéma ci-dessous montre les entrées et les sorties dans un logiciel GMAO :

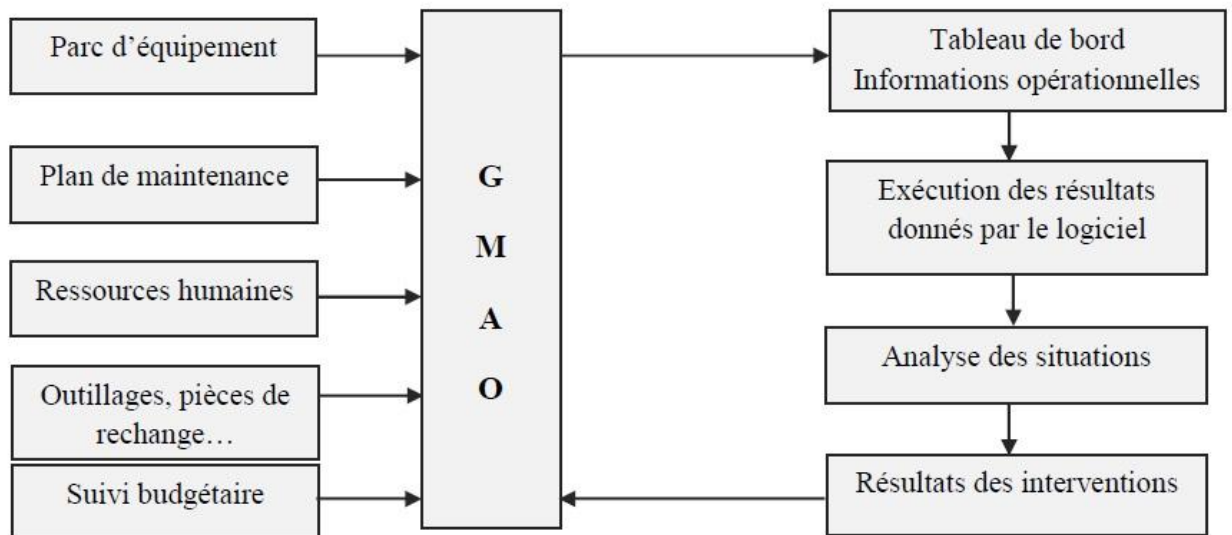


Figure I. 10 : Entrées sorties d'une GMAO

7.2 Parc équipement

Il doit contenir :

- les équipements d'une tranche avec la définition de la famille, centre de frais caractéristiques et fonctionnement ;
- Découpage fonctionnel du parc équipement et arborescence ;
- Leurs codifications et leurs désignations.

Le code sera alphanumérique de neuf caractères maximum, où l'on va retrouver les informations suivantes :

- Son emplacement.
- Son nom.
- Son numéro.

Par exemple :

- BRU-11 : bruleur niveau 1 de la tranche 1.
- CHM-1 : chambre morte de la tranche 1.
- GSF-1 : gaine de soufflage de la tranche 1.

7.3 Plans maintenance

Les plans de maintenance vous permettent de créer un flux de travail des tâches nécessaires à l'optimisation de votre base de données, à la création d'une sauvegarde régulière et à la recherche des incohérences. Ces tâches de maintenance peuvent s'exécuter manuellement ou automatiquement à des intervalles planifiés.

Les plans de maintenance proposent les fonctionnalités suivantes :

- Création d'un flux de travail à l'aide d'une série de tâches de maintenance standard.
- Chaque plan permet de créer ou de modifier les flux de travail des tâches. Les tâches de chaque plan peuvent être regroupées en sous plans, qui peuvent être planifiés pour s'exécuter à différents moments.
- Prise en charge de l'enregistrement de l'historique du plan de maintenance.

7.4 Ressources humaines

Ce sont les agents de la maintenance (ouvriers, techniciens, chefs d'équipe, experts, ingénieurs) qui réalisent les actions de la maintenance.

7.5 Présentation du travail réalisé

Pour atteindre à notre objectif, on a construit le logiciel spécifique, pour une gestion simple et efficace du service maintenance.

- **Menu principal :** Au lancement du logiciel, le menu principal apparaît.



- **Demande de travail :** Le client se présente avec une demande de travail (DT) plus le rapport d'expertise avant réparation dans le service commercial, un agent de ce service saisit les données de DT.

frmDemTra

GMAO Gestion de maintenance

Demande de travail

Nouveau Supprimer Enregistrer Rapport Archive

No : 024640

Origine : SNC LAVALIN

Date établie : 02/10/2020

Nom responsable : HASSAN

Nom demandeur : BELLAHSEN

Lieu enlèvement : TRO 330

Lieu livraison : ATC

Désignation du travail

Désignation : DEFAILLANCE DU ROTOR D'UNE TURBINE A GAZ TYPE 9FB

Marque : GE

Puissance : 220000 Kw.

Type : 9FB

Tension : 3800 V.

Vitesse : 5100 tr/mn.

Intensité : 1650 A.

- **Rapport d'expertise avant réparation** : Pour effectuer une recherche, il suffit de saisir le numéro de DT, pour que les caractéristiques du rotor s'affichent automatiquement

frmRappAvPre

GMAO Gestion de maintenance

Rapport d'expertise avant préparation

Rechercher Enregistrer Supprimer

Rapport technique

No : 024640

Rapport : Defaillance du rotor

Observation :

Désignation du travail

Désignation :

Marque :

Puissance : Kw.

Type :

Tension : V.

Vitesse : tr/mn.

Intensité : A.

- **Archive des DT** : Cette interface permet de saisir et consulter l'historique des DT réalisé.

No DT	Origine DT	No de commande	Designation de travail
024640	PMA	0246402020	Defaillance du rotor d'une turbine a gaz type 9FB

- **Dossier technique** : Un agent de service technique prépare ce dossier, pour donner un numéro de commande de la DT.

- Fiche de pré préparation :

frmPrePrepar

GMAO
Gestion de maintenance

Fiche de Pré Préparation

Nouveau Supprimer Enregistrer

Recherche No DT

Commande

No commande

Désignation

Marque : Vitesse : tr/mn.

Type : Puissance : Kw.

Tension : V. Intensité : A.

Temps estimé des opérations

Démontage	[66]	88
Bobinage	[61]	70
Remontage	[66]	17
Essais	[64]	4

Total 89500 DA.

- Bon de commande :

Prévisualisation d'impression

DT No :
DATE :
SECTEUR :
Délai :

BON DE COMMANDE

Ingénieur d'affaire :

Produit	Désignation des travaux	Quantité	Prix unitaire	Montant H.T.
TOTAL H.T. :				
MONTANT TVA :				
TOTAL T.T.C. :				
Le directeur technique :				

0% Page 1 sur 1

- **Bon de travail** : Une interface pour le saisi des BT.

frmBonTravail

GMAO Gestion de maintenance

Bon de travail

Nouveau Supprimer Enregistrer

Recherche No BT

Désignation du travail

Désignation :

No BT : No Commande : Machine : Spécialité : Temps :

- Un suivi de pointage :

frmPointageBT

GMAO Gestion de maintenance

Pointage bon de travail

Nouveau Supprimer Enregistrer

Recherche No BT

No Op	Date	No Matricule	Nom de l'exécutant	Spec	T Debut	T Fin	T Duree

- Rapport journalier :

frmRappJournal

GMAO Gestion de maintenance

Rapport journalier

Nouveau Supprimer Enregistrer Bon Travail Pointage

Spécialité : Date : Chef d'atelier :

Poste	Matricule	Nom	No Commande	Machine	Date de début	Date de fin	Observations

Pointage HP	Pointage HS	Pointage Total

Poste	Matricule	Nom	NbreAbs

- Le certificat d'essais :

frmCertEssais

GMAO Gestion de maintenance

Certificat d'essais en plateforme

Supprimer Enregistrer

Recherche No DT: Nom d'exécutant: BELLAHSEN

Désignation

No commande : Marque : Type : Tension : Secteur : Vitesse : tr/mn. Puissance : Kw. Intensité : A.

Résistance

Stator : Rotor : Essais électrique

Stator : Rotor : Essais d'isolement

Stator : Rotor : Essais à vide

Volts : Ampères : Infors complémentaires

Date de transmission : 02/10/2020

Chef de la plateforme : HASSAN

Observations : RAS

- Bon de livraison :

Prévisualisation d'impression

ISPAT ANNABA
DIRECTION MAINTENANCE SHOPS

CLIENT

BON DE LIVRAISON

W/ Ref COMMANDE N° : DT :

ITEM	Designation	Quantité	Prix unitaire	Montant H.T

CLIENT
Nom :
Visa :

SERVICE LIVRAISON
Nom :
Visa :

0% Page 1 sur 1

5.6 Sécurité des informations

La perte d'information et le piratage des données sont les plus gros problèmes qu'un utilisateur rencontre lors de l'utilisation d'un logiciel. C'est pour cela que c'est aux concepteurs de fournir l'art de la programmation pour sécuriser les données et éviter la perte des informations en prenant des mesures du genre :

- L'utilisation de mot de passe de telle façon que la base ne sera accessible qu'aux agents autorisés.
- Sauvegarder périodiquement les informations afin d'éviter les risques de pertes.
- Placement d'un onduleur en cas de coupure d'électricité.
- L'utilisation de l'antivirus pour chaque disquette étrangère au service.

6. Conclusion

Dans ce chapitre, il s'agit d'une bref présentation de l'entreprise concerné ainsi son plan de travail, après on a fait une révision sur la turbine à gaz et sont principe de fonctionnement, ensuite on a entamé la maintenance avec GMAO, on a pu faire une conception et réalisation de notre application. Nous avons commencé par la formalisation conceptuelle, qui exprime les choix fondamentaux de gestion. Celle-ci est la première étape de la méthode MERISE. La formalisation organisationnelle est la deuxième étape, qui exprime les choix d'organisation de ressources humaines et matérielles, au travers notamment de la définition de sites et de poste de travail. Nous avons terminé par la présentation di travail réalisé.

Chapitre II :
*Théorie sur l'équilibrage
dynamique et statique d'un
rotor d'une turbine à gaz.*

1. Introduction

Il est connu qu'une pièce « qui ne tourne pas rond » génère des efforts tournants dus aux balourds installés d'autant plus élevés que la vitesse de rotation augmente :

$$\text{Force centrifuge (N)} = \text{Masse (kg)} \cdot \text{Rayon (m)} \cdot \text{Vitesse de rotation}^2 \text{ (rad/s)}$$

Des vibrations de la machine en résultent, sous l'effet des forces développées par les paliers pour s'opposer aux forces des balourds. La manifestation la plus connue en est le franchissement d'une « vitesse critique », coïncidence d'une fréquence propre du rotor et de la vitesse de rotation. Dans aucun cas il ne doit y avoir contact entre rotor et stator, et l'intégrité de l'installation en fatigue doit être respectée. La solution est **l'équilibrage, action consistant à minimiser le balourd du rotor**

Ponctuellement, le problème est très simple. Il consiste à ramener le centre de masse sur l'axe de rotation. En général, les rotors présentent plusieurs roues, disques, masses, ou accouplements ... montés sur un arbre qui est plus long que le plus grand diamètre extérieur. La difficulté rencontrée est que la distribution de balourd tout le long du rotor est inconnue et, par conséquent, que le balourd ponctuel ne peut être corrigé individuellement ! Une définition plus rigoureuse est donc que **l'équilibrage est l'opération qui consiste à minimiser l'effet des balourds sur les vibrations du rotor et sur les efforts transmis aux paliers.**

Les procédures utilisées consistent à appliquer, sur cette distribution inconnue de balourd, un ensemble fini de balourds correcteurs, de façon à ce que l'ensemble se comporte de façon satisfaisante. Il s'agit donc bien de la recherche d'un compromis, dont le résultat est lié aux conditions choisies pour réaliser l'opération d'équilibrage.

La maintenance préventive des machines tournantes passe par une surveillance permanente de leurs vibrations. Un comportement sain est synonyme d'un bas niveau des vibrations et de leur constance dans le temps.

Le balourd résiduel qui gouverne la vibration synchrone correspond à une **qualité intrinsèque** de la machine, au même titre que ses performances énergétiques.

Cet article va s'attacher à décrire les procédures et critères d'équilibrages. On traitera surtout des machines telles que moteurs électriques, pompes rotatives, turbines, compresseurs, ventilateurs, engrenages, etc., qui sont d'un usage particulièrement courant pour toute transformation de forme d'énergie. Les rotors considérés ont deux propriétés principales :

- ils sont axisymétriques (axe de symétrie de révolution) ;
- ils sont isotropes (mêmes propriétés dans toutes les directions radiales).

Les équilibrages de rotors rigides (à basse vitesse) et flexibles (à vitesse nominale ou in situ) seront présentés. Par contre, l'équilibrage des ensembles mobiles des machines alternatives ne sera pas traité spécifiquement, car les efforts d'inertie des pistons ne sont pas d'origine centrifuge et ne tournent pas avec le rotor. Néanmoins, les principes définis dans cet article pourront leur être transposés, la méthode des coefficients d'influence étant assez universelle. L'équilibrage statique par gravité, appliqué à de très grandes roues Francis destinées à des barrages hydrauliques, est juste cité ici, mais ne sera pas traité. [8]

Enfin, on remarquera qu'il est nécessaire d'utiliser des modèles mathématiques. La pratique de l'équilibrage ne peut pas être déconnectée de la théorie pour comprendre précisément les phénomènes.

2. Rotor

Le terme **rotor** est utilisé dans plusieurs domaines. Le plus souvent, il désigne la partie en rotation d'une machine, mécanique ou électrique, qui interagit avec la partie fixe appelée le stator. Cependant, le terme se retrouve dans divers autres concepts de physique.

Le rotor c'est un corps sans ses propres tourillons ne devient un rotor que lorsque des tourillons lui sont fixés par l'intermédiaire de pièces supplémentaires (un corps en forme de disque avec un alésage permettant d'y faire passer un arbre).

La norme ISO définit le rotor de turbine, c'est un ensemble rotatif de la turbine contenant tous les éléments rotatifs de la turbine



Figure II. 11 : Image illustrant un Rotor d'une turbine à gaz

3. Equilibrage

Un solide est dit équilibré lors de sa rotation autour d'un axe fixe si son centre de masse est sur l'axe de rotation (l'axe de rotation est un axe principal d'inertie pour ce solide).

L'équilibrage des machines tournantes est le procédé par lequel on tente d'améliorer la répartition de la masse d'un rotor de façon que le rotor tourne dans ses paliers sans créer de forces centrifuges non compensées. L'équilibrage des rotors contribue à prolonger la vie utile des équipements et doit améliorer le comportement des machines tournantes.

De façon générale, on réunit sous le terme d'équilibrage deux opérations partielles :

- La masse du Balourd.
- La compensation du balourd.

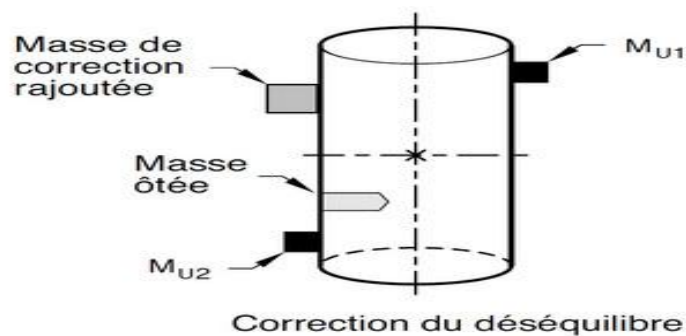


Figure II. 12 : Image illustrant un schéma de correction du déséquilibre

3.1 Equilibrage en 1 plan (statique)

Correction de la part statique d'un déséquilibre

- Le centre de gravité du rotor est repositionné sur l'axe de rotation (Excentricité $e = 0$)
- La part moment du déséquilibre dynamique persiste.

3.2 Equilibrage en 2 plans (dynamique)

Correction total du déséquilibre (statique et moment)

- La situation des plans est en principe sans importance (mais un grand écart est favorable).

4. Balourd

Le **balourd** est un terme de mécanique classique caractérisant une masse non parfaitement répartie sur un volume de révolution entraînant un déséquilibre.

L'axe d'inertie ne se confond plus avec l'axe de rotation.

La force de balourd est une force tournante, elle est égale à $F = m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t$ avec

F : Force de balourd (N).

m : Masse de déséquilibre (kg).

R : Rayon de déséquilibre (m).

ω : Vitesse de rotation (rad/s).

Le balourd est équivalent à une masse ponctuelle de déséquilibre à une distance donnée de l'axe de rotation. Ainsi, le balourd est égal à $U = m \cdot R$.

Par conséquent, la force de balourd devient : $F = U \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t$.

Les unités du balourd sont :

- Dans le Système international : $m \cdot kg$ (en mètre kilogramme).
- Dans l'industrie : $cm \cdot g$ (en centimètre gramme).
- Pour la mécanique de précision : $mm \cdot g$ (en millimètre gramme).
- Pour l'aéronautique : en $N \cdot m/g$ (en newton mètre par g d'accélération). Attention, ici g est la gravité, d'où l'italique contrairement au g droit représentant le gramme. La valeur numérique est la même que pour une mesure en $m \cdot kg$.

Il existe plusieurs types de balourd : balourd statique, balourd de couple, balourd dynamique et balourd thermique.

4.1 Types de balourds

4.1.1 Balourd statique

L'axe d'inertie est parallèle à l'axe de rotation

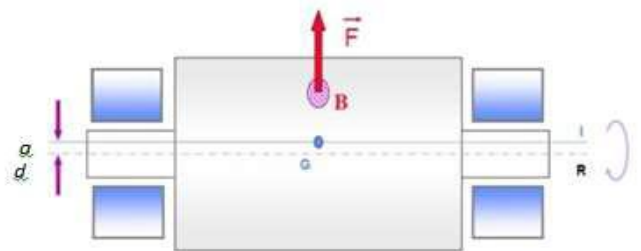
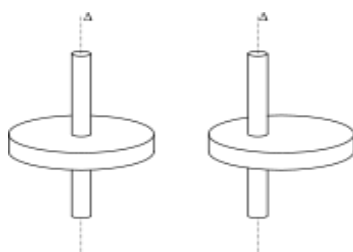


Figure II. 13 : Système de droite présente du balourd statique.

4.1.2 Balourd dynamique

Le balourd dynamique est une combinaison des deux précédents. L'action de corriger le déséquilibre mécanique d'un système est appelée équilibrage.

4.1.3 Balourd en couple

L'axe d'inertie et l'axe de rotation sont sécants.

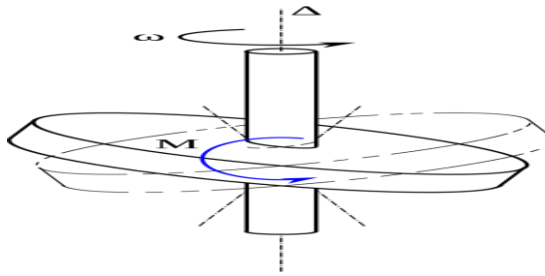


Figure II. 14 : Système présente du balourd de couple.

4.2 Balourd et équilibrage

La représentation de la **figure II.5** est une simplification. En pratique, plusieurs défauts peuvent apparaître sur un même rotor mais ils ont pour effet de déplacer le centre de gravité G et, dans le cas du disque, il suffit d'ajouter une seule masse pour ramener le centre de gravité en coïncidence avec l'axe de rotation.

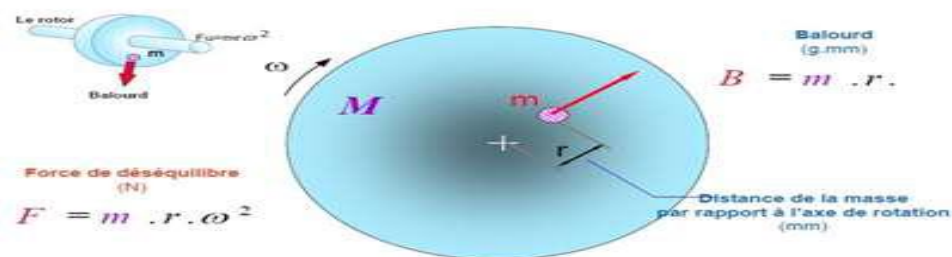


Figure II. 15 : Modélisation d'un balourd.

4.2.1 Causes du balourd

Les causes principales peuvent être classées en quatre groupes d'origine toute pièce :

- Défauts de conception : Tolérance trop large sur la cotation des pièces (excentricité, jeu, etc...), Asymétrie de rotation (vilebrequin, mandrin, etc. ...).
- Défauts de fabrication : Mauvaise homogénéité des matériaux utilisés (soufflure, inclusions, etc...), Tolérances d'usinage (circularité, concentricité,)

- Défauts de montage : Asymétrie du montage des pièces (montage par clavette, goupilles, etc...), Pièces mal fixées ou montées avec jeu.
- Défauts de service : Usure due à un enlèvement de matière (meule), modification de la masse par dépôt (encrassement, corrosion, etc...), influences thermiques.

5. But de l'équilibrage

Les vibrations produites par un rotor déséquilibré créent une surcharge sur les paliers et sur la structure de la machine en général. L'équilibrage du rotor s'avère nécessaire pour éviter une ou plusieurs des situations suivantes :

- Une diminution de la vie utile de la machine, de la durée de vie des roulements et de l'intégrité de la structure.
- Un accroissement de la fréquence des entretiens requis par la machine.
- Une détérioration de la qualité de vie au travail en ce qui a trait au bruit, à la sécurité et au confort (vibrations transmises au corps par le plancher par exemple).

6. Techniques d'équilibrages

6.1 Installation de balourds correcteurs

On a dit dans l'introduction que l'opération d'équilibrage était la recherche d'un compromis entre les effets de la distribution inconnue du balourd physique du rotor et ceux d'un ensemble fini de balourds correcteurs. Ces balourds correcteurs sont caractérisés par leur intensité, leur position angulaire et leur emplacement axial sur le rotor. [7].

6.1.1 Disposition de balourds correcteurs

Pour un rotor symétrique simple, on s'intéresse ici aux conditions élémentaires, dans laquelle G est le centre de masse de l'ensemble du rotor et les flèches symbolisent des corrections installées.

Dans le cas (a), le balourd est placé au centre de masse a un effet sur le mode propre de translation et le premier mode propre de flexion, mais pas sur le mode propre de basculement ni sur le deuxième mode propre de flexion parce que le balourd est placé dans la zone nodale centrale de ces deux derniers modes propres.

Lorsque le rotor est de forme allongée, on choisira plutôt la configuration (b) qui a rigoureusement le même effet que (a) ; les effets des deux demi-forces aux extrémités se compensent sur le mode propre de basculement.

Le cas (c) est celui de l'application d'un couple pur ; cette configuration aura un effet sur le mode propre de basculement et sur le deuxième mode propre de flexion, mais pas sur le mode propre de translation ni sur le premier mode propre de flexion.

Le cas (d) est une combinaison linéaire de (b) et (c), où tous les modes propres sont sollicités.

Le cas (e) est un cas extrême de (d), qui montre qu'un balourd placé ailleurs qu'au centre de masse [cas (a)] sollicite tous les modes propres.

7. Dynamique des rotors

La dynamique des rotors est l'étude de la dynamique et de la stabilité du mouvement des machines tournantes. Elle joue un rôle important dans l'amélioration de la sécurité et des performances de ces systèmes. [18].

Au fur et à mesure que la vitesse de rotation d'un objet tournant augmente, son niveau de vibration traverse souvent un seuil, sa vitesse critique. Cette évolution est souvent excitée par un déséquilibre de la structure tournante. Si l'ampleur de la vibration à ces vitesses critiques devient excessive, une défaillance catastrophique peut se produire. Une turbomachine peut également développer des instabilités liées à sa construction interne, entraînant également des défaillances catastrophiques. Pour l'ingénieur qui conçoit de grands rotors, avoir recours uniquement à de chers prototypes et tests physiques est un véritable handicap.

Dans ce chapitre on aborde quelques aspects importants concernant la dynamique des rotors.

On verra plus particulièrement les notions de vitesses critiques, d'instabilités liées à l'amortissement tournant et le rôle que peuvent jouer les dissymétries sur la dynamique des rotors.

7.1 Objectifs de l'analyse dynamique des rotors

Lors de la conception, l'exploitation et la maintenance des machines tournantes, l'analyse dynamique des rotors peut aider à atteindre les objectifs suivants:

1- Prédire les vitesses critiques. Vitesses auxquelles les vibrations dues au déséquilibre du rotor est maximum. Elle peut être calculée à partir de données de conception, de manière à les éviter en fonctionnement normal de la machine.

2- Déterminer les modifications de conception pour changer les vitesses critiques.

Chaque fois que les ingénieurs de conception ne parviennent pas à réaliser la premier objectif avec précision ci-dessus, ou il devient nécessaire de modifier la plage de

vitesse de fonctionnement d'une machine, les modifications de conception peut être nécessaires pour changer les vitesses critiques.

3- Prédire les fréquences propres de vibration en torsion, flexion et couplage. Cet objectif s'applique généralement au système de chaîne de transmission dans lequel la machine est utilisée.

Par exemple, un rotor de compresseur centrifuge entraîné par un moteur électrique synchrone à travers une boîte de vitesses peut participer à un mode de vibration de torsion excité par pulsations du moteur lors du démarrage.

Dans un tel cas, il pourrait être souhaitable de changer la fréquence naturelle à une valeur qui a le moins possible d'excitation (en amplitude et / ou durée).

4- Calculer les valeurs et les positions des masses du balourd de correction, dans une opération d'équilibrage, à partir des données de vibration mesurées. Cette capacité permet à l'équilibrage du rotor en place d'être accompli, ce qui réduit l'amplitude de synchrones-vibration.

5- Prévoir des amplitudes de vibration synchrone provoquée par le déséquilibre du rotor.

C'est l'un des objectifs les plus difficiles à accomplir avec exactitude puisque l'amplitude de la rotation de rotor dépend de deux facteurs qui sont à la fois très difficile à mesurer: (a) la distribution de déséquilibre le long du rotor, et (b) de l'amortissement du système rotor-palier. On peut, cependant, prédire les effets relatifs de déséquilibre du rotor et de l'amortissement du système dans des endroits précis.

6- Prédire des vitesses et des fréquences de vibration de seuil d'instabilité dynamique.

Cet objectif est un autre défi à l'heure actuelle, car un certain nombre de forces de déstabilisation ne sont pas encore assez bien compris pour la modélisation mathématique précise. Cependant, l'instabilité causée par paliers lisses, connu sous le nom fouet l'huile, on peut prédire assez précisément.

7- Déterminer les modifications de conception pour supprimer les instabilités dynamiques.

Cet objectif peut être atteint plus facilement que l'objectif précédent, depuis que l'ordinateur permet de simuler et prédire l'effet relatif de stabilisation des modifications matérielles différentes, même si les modèles de force de déstabilisation ne sont que des approximations. [19].

7.2 Prédictions du comportement dynamique des rotors

Un système de rotor peut être constitué de disques et d'aubages de différentes formes, de différents diamètres des arbres et des paliers situés dans des positions différentes. Dans l'analyse des vibrations du système complexe du rotor sont simplifié et un modèle mathématique approprié est utilisé. Dans le processus de modélisation, nous devons savoir quels paramètres sont importants pour le système. Les rotors des machines tournantes sont classés en fonction de leurs caractéristiques, comme suit:

7.2.1 Rotor rigide

Si la déformation de l'arbre de rotation est négligeable dans la plage de vitesse de fonctionnement, il est appelé un rotor rigide.

7.2.2 Rotor flexible

Un rotor est généralement considéré comme étant souple ou flexible quand il fonctionne à proximité ou au-dessus de sa fréquence naturelle (vitesse critique). La règle de base est de considérer un rotor flexible s'il fonctionne à 70% de la 1ère critique ou plus rapide.

Si l'arbre commence à se déformer sensiblement au début de la plage des vitesses de fonctionnement, il est appelé un rotor flexible.

La déformation la plus élevée d'un rotor est en général au voisinage de la vitesse critique.

Donc la plage de la vitesse de fonctionnement par rapport aux vitesses critiques détermine si le rotor est rigide ou flexible.

7.3 Différents mouvements de rotor

La dynamique des rotors peut être divisée en trois types de mouvement, latéral, longitudinal et de torsion.

- Latéral appelé aussi dynamique des rotors de pliage et est associé à la courbure du rotor.
- De torsion sont les modes lorsque le rotor tournant autour de son propre axe
- Modes longitudinaux sont obtenus, lorsque les parties du rotor se déplacent dans la direction axiale.

Chaque système a ses propres fréquences naturelles et si la fréquence de la force perturbatrice est proche de l'une des fréquences naturelles, l'amplitude peut devenir très grande. Ce phénomène est appelé résonance. Pour maintenir les amplitudes à un niveau décent, l'amortissement peut être appliqué au système. L'amortissement est par exemple appliqué avec l'aide des roulements. Lorsqu'il s'agit d'un mouvement de torsion du système dans son ensemble en même temps que le générateur doit être modélisé, même s'il y a une transmission entre eux, car les mouvements de torsion ont une incidence sur l'autre.

L'ensemble du système ne doit pas être modélisée lorsque les modes latéraux et longitudinaux doivent être analysés. Les vibrations latérales, les vibrations de torsion et les vibrations longitudinales ne peuvent pas toujours être calculé séparément les unes des autres parce qu'elles ont une incidence les unes sur les autres. [17].

8. Equilibrage statique des rotors

Pour éliminer le balourd, il faut rétablir une répartition homogène des masses par ajout ou par enlèvement de matière. Il y a un type d'équilibrages de rotor appelé équilibrage statique :

On obtient cependant une meilleure précision si le balourd est déterminé pendant la rotation. Soit sur machine à équilibre, soit en service avec un appareil de mesure portable. Pour la compensation, on fera une correction de masse dans un plan radial du rotor, de préférence dans le plan de centre de masse.

Quand le balourd est suffisamment important, on peut corriger le déséquilibre statique sans avoir à faire tourner le rotor. En effet, il suffit de poser le disque sur une paire de couteaux parallèles pour que la "partie lourde" du rotor se trouve dans la même position que dans l'exemple montré à la **figure II.6. [9]**.



Figure II. 16 : Balancement d'un rotor

8.1 Technique d'équilibrage statique

D'après les définitions DIN ISO 1925 on nomme ainsi les machines sur lesquelles le rotor à équilibrer ne tourne pas, mais qui indiquent cependant une mesure pour le vecteur balourd en module et en direction.

Elles sont donc beaucoup plus élaborées que de simples équipements de mesure de type couteaux ou galets. Le rotor est installé avec son axe horizontal (**figure II.7**). Le moment du poids qui s'exerce au niveau du centre de gravité, lequel se trouve excentré par rapport à l'axe de prise de pièce est utilisé pour effectuer la mesure.

Sur les machines à équilibrer par gravité, on ne peut effectuer que des équilibrages en un plan, c.-à-d. que l'on ne peut mesurer et corriger que le balourd résultant, car pour le moment de balourd le centre de gravité se trouve déjà sur l'axe de l'arbre.

Les tolérances et les procédés d'équilibrage, ainsi que les valeurs-limites des vibrations sont définis dans des manuels techniques ou des normes telles qu'ISO 1940-1, ISO 10816-3.

L'équilibrage est réalisé sur des balances statiques ou des équilibreuse horizontales et verticales, mais aussi sur site avec des appareils portables.



Figure II. 17 : Balance d'équilibrage statique utilisée pour des Rotors Turbomachine.

8.2 Hypothèse d'équilibrage statique des rotors

8.2.1 Principe fondamental de la statique

En physique, un solide est en équilibre statique dans un repère galiléen si la résultante des forces est nul (équilibre de translation) et la résultante des moments des forces par rapport à n'importe quel point est nul (équilibre de rotation).

Pour un système de plusieurs solides, il faut écrire les conditions précédentes pour chacun des solides. Ceci est une conséquence du « principe fondamental de la statique » qui stipule que « la somme et le moment de toutes les forces qui s'exercent sur lui est nulle ». En toute logique, et si nous possédions de bonnes connaissances mathématiques, il nous faudrait commencer par étudier la statique pour en déduire les formules d'équilibrage statique de notre travail. La théorie de la technique d'équilibrage s'appuie sur des principes physiques généraux. Les paragraphes suivants présentent les équations et les explications les plus importantes pour l'équilibrage. [6].

8.2.2 Équilibrage de plusieurs masses tournant dans le même plan

Pour démontrer la relation qui permet de calculer le balourd et l'angle de correction, on va considérer quatre masses de grandeur m_1, m_2, m_3 et m_4 qui sont éloignées par rapport au centre de rotation à une distance r_1, r_2, r_3 et r_4 avec un angle $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ et α_4 (l'angle α_i signifie la position de la masse par rapport au repère tournant de référence), comme montré dans la **figure II.8**.

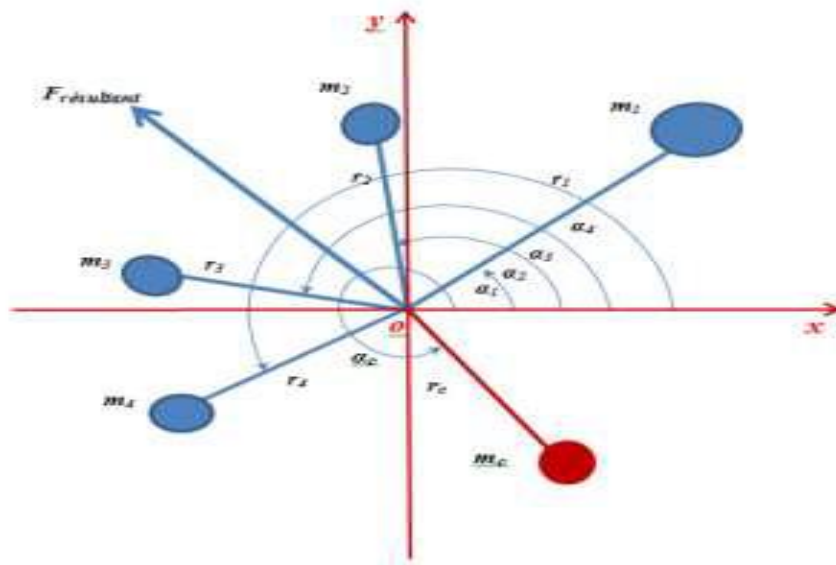


Figure II. 18 : Description du balourd d'un rotor en forme de disque dans le même plan

Le cas le plus simple est représenté par un rotor en forme de disque monté perpendiculairement à l'axe de l'arbre. Si le rotor tourne avec une vitesse angulaire continue de ω rad/s., chaque masse élémentaire m_i engendre sur son rayon $\vec{r}_i$ une force centrifuge $\vec{F}_i$

$$\vec{F}_i = m_i \cdot \vec{r}_i \cdot \omega^2 \dots\dots\dots(\text{equ.1})$$

La force opposée de même intensité, la force d'inertie de la masse, est appelée force centrifuge, son expression est :

$$\vec{F}_c = m_c \cdot \vec{r}_c \cdot \omega^2 \dots\dots\dots(\text{equ.2})$$

La somme vectorielle des forces centrifuges de tous les éléments est la force centrifuge qui agit sur les paliers, et elle s'exprime par :

$$\vec{F} = m_1 \cdot \vec{r}_1 \cdot \omega^2 + m_2 \cdot \vec{r}_2 \cdot \omega^2 + m_3 \cdot \vec{r}_3 \cdot \omega^2 + m_4 \cdot \vec{r}_4 \cdot \omega^2 \dots\dots\dots(\text{equ.3})$$

$$\text{Donc : } \vec{F}_r = \sum_{i=k}^n m_i \cdot \vec{r}_i \cdot \omega^2 \quad N \dots\dots\dots(\text{equ.4})$$

Deux possibilités peuvent se présenter :

- $\vec{F}_r = 0$: aucune force centrifuge ne s'exerce, le rotor est alors sans balourd, il s'agit d'un « rotor parfaitement équilibré ».
- $\vec{F}_r \neq 0$: le rotor est soumis à un balourd.

La question est maintenant de savoir comment exprimer le balourd de la meilleure manière. On peut se représenter la force centrifuge résiduelle comme issue d'un balourd $m_c \cdot r_c$ ou U (équ.5) et l'on simplifie ensuite l'influence du régime des deux côtés (équ.6) :

$$\sum_{i=k}^n m_i \cdot \vec{r}_i \cdot \omega^2 = m_c \cdot \vec{r}_c \cdot \omega^2 \quad N \dots\dots\dots(\text{equ.5})$$

$$\sum_{i=k}^n m_i \cdot \vec{r}_i = \vec{U} \quad g \cdot mm \dots\dots\dots(\text{equ.6})$$

Pour résoudre ces équations mathématiquement, diviser chaque force en ses composants de x et de y :

$$\sum_{i=k}^n m_i \cdot r_i \cdot \cos \alpha_i = U \cdot \cos \alpha \dots\dots\dots(\text{equ.7})$$

$$\sum_{i=k}^n m_i \cdot r_i \cdot \sin \alpha_i = U \cdot \sin \alpha \dots\dots\dots(\text{equ.8})$$

L'addition de la Racine- carré des deux équations ci-dessus (équ.6) et (équ.7) donne :

$$U = \sqrt{(\sum_{i=k}^n m_i \cdot r_i \cdot \cos \alpha_i)^2 + (\sum_{i=k}^n m_i \cdot r_i \cdot \sin \alpha_i)^2} \dots\dots\dots(\text{equ.9})$$

Divisant (équ.7) près (équ.6) :

$$\tan \alpha_c = \frac{\sum_{i=k}^n m_i \cdot r_i \cdot \sin \alpha_i}{\sum_{i=k}^n m_i \cdot r_i \cdot \cos \alpha_i} \dots\dots\dots(\text{equ.10})$$

On a utilisé la méthode analytique pour déduire la masse de correction (argument) et son angle (phase) :

- **Argument** = ***U***

- **Phase**(α_c) = **arctan.** $\frac{\sum_{i=k}^n m_i \cdot r_i \cdot \sin \alpha_i}{\sum_{i=k}^n m_i \cdot r_i \cdot \cos \alpha_i}$

8.3 Qualité d'équilibrage

A l'aide des instruments de mesure disponibles de nos jours, le déséquilibre peut être réduit à de très faibles valeurs. Toutefois, il n'est pas économiquement et même techniquement justifiable de vouloir exagérer les exigences de qualité d'équilibrage.

La norme internationale ISO 1940, "Vibrations mécaniques - Exigences en matière de qualité dans l'équilibrage des rotors rigides", donne des recommandations pour la détermination d'un balourd résiduel admissible et pour la spécification de degrés de la qualité d'équilibrage des rotors en fonction de leur type, de leur masse et de la vitesse de fonctionnement maximale.

Sur la base d'une expérience internationale et de la prise en compte de la similitude, des degrés de qualité d'équilibrage G ont été établis, permettant de classer les critères de qualité d'équilibrage pour des types de rotor.

Bien que certains centres de service utilisent la norme ISO G 2.5 pour les turbines (figure III.6), la norme d'équilibrage G 2.5 est simplement un nombre calculé. C'est une valeur permettant de produire un degré de vibrations acceptable sur une machine universelle en marche à l'intérieur de son propre environnement. La valeur numérique de G équivaut à la vitesse de vibration mesurée en mm/s (2,5 mm/s = 0,1 pouce/s) d'un rotor en appui libre.

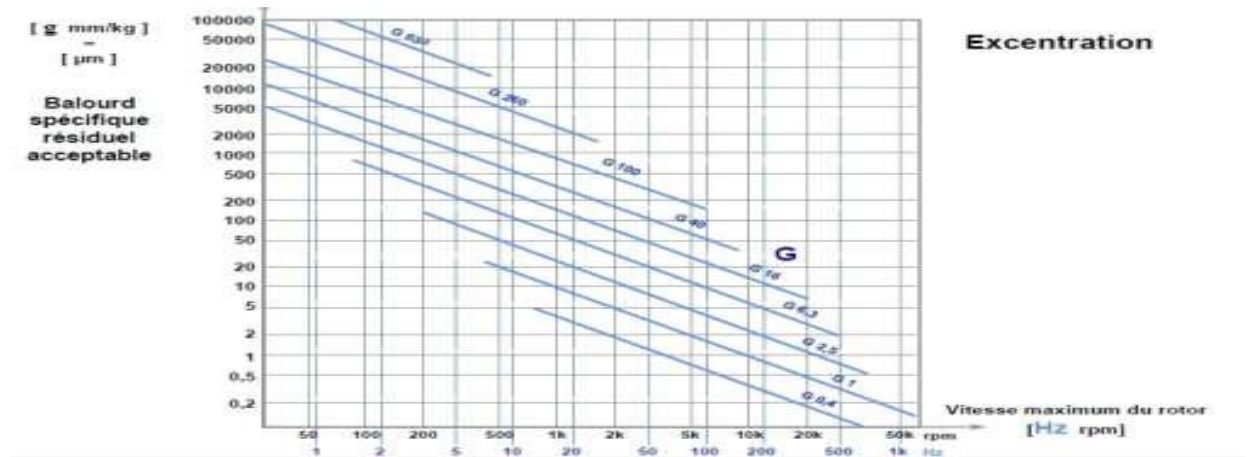


Figure II. 19 : Balourd spécifique résiduel admissible correspondant au degré de qualité d'équilibrage G et à la vitesse nominale n.

9. Préparation et réalisation d'un équilibrage

Pour faciliter la tâche de réalisation d'équilibrage, qui représente parfois une véritable terre inconnue pour certaines sociétés ou certains techniciens, le document de la norme ISO 2953 présente un recueil d'informations permettant de mieux décrire les opérations.

Ce document peut être utilisé pour mettre en gamme et préparer les différentes opérations liées à l'équilibrage :

- le choix de la bonne machine à équilibrer parmi les équipements de l'atelier.
- une sous-traitance de l'opération d'équilibrage à d'autres sociétés.
- l'achat d'une machine à équilibrer adaptée.

Dans cette optique, on distingue les rotors avec et sans arbre propre, et les machines à équilibrer correspondantes (horizontales ou verticales).

9.1 Préparation du rotor

Pour équilibrer un rotor d'une turbine, ce dernier doit être monté sur les paliers puis entraîné, et équipé d'une référence angulaire. Tous les rotors n'intègrent pas ces exigences, ils nécessitent alors une préparation spéciale.

9.2 Répartition des aubes d'un rotor de turbomachine

Procédé de la répartition des aubes d'un rotor de turbomachine doivent être soigneusement étudiés, avant tout pour (figure II.10) :

- La fabrication en série ;
- La correction en dehors de la machine à équilibrer ;
- Les rotors très précieux ou très fragiles ;
- Les rotors difficiles à manipuler ou très lourds.



Figure II. 20 : Procédure de répartition des aubes d'un rotor d'une turbine à gaz 9FB

Dans lequel il est procédé tout d'abord à la mesure des moments statiques radial et tangentiel d'une pluralité d'aubes destinées à former ce rotor, puis ces aubes sont classées par paires selon un critère de choix déterminé dépendant de ces deux moments statiques préalablement mesurés, et enfin les paires choisies sont montées une à une sur le rotor en position diamétralement opposée. Un logiciel optionnel de répartition dénommé BLADIS.Net aide à monter de manière optimum les ailettes sur leur disque afin de réduire au minimum le déséquilibre de l'ensemble. La série de machine de balances pesantes de moment pour des aubes de rotor est capable de la distribution de peser avec précision et de contreponds exactement en utilisant le logiciel. Des aubes sont distribuées avec des algorithmes sans interruption de raffinement le logiciel net de BLADIS a une interface facile à utiliser de touche-écran.

Les balances pesantes de machine sont compactes et peuvent être montées sur le plancher d'atelier sans aucune base ou se boulonner.

- Il est facile de se réunir et installer le modèle.
- Mesure du déséquilibre statique des rotors en forme de disque, par exemple non durcis roues de meulage, propulseurs et ventilateurs.

Utilisation de la machine pour la mesure du déséquilibre, pour des tâches avec correction de déséquilibre dans la production, dans l'inspection entrante, pour la finale équilibrant et pour la mesure de poids.

9.3 Machine à équilibrage

Rapides et faciles de mise en œuvre, elles sont équipées d'une instrumentation et de moyens de calculs autonomes sur microcalculateur, et sont des outils très performants. Elles sont construites suivant la norme ISO 2953 (machines à équilibrer-description et évaluation).



Figure II. 21 : Machine à équilibrer moderne pour une utilisation universelle

Toute opération d'équilibrage doit être exécutée à l'aide d'une machine à équilibrer appropriée. La plupart des machines à équilibrer pouvant accepter des rotors dans une large plage de masses et de dimensions, il est parfois envisageable d'utiliser différents modèles et différentes tailles de machines pour une même application.

Les machines à équilibrer sont des dispositifs de mesure de balourd, et doivent donc être contrôlées régulièrement dans le cadre de l'assurance qualité.

Pour la plupart des machines à équilibrer, la sensibilité et la précision de mesure augmentent avec la vitesse. Les machines à équilibrer universelles, qui couvrent une grande variété de rotors, présentent en conséquence (également pour l'ajustement du couple) plusieurs vitesses de rotors.

Le mode de contrôle et sa fréquence dépendent du type d'application et des risques pouvant survenir à la suite d'une défaillance. Lorsqu'un produit est fabriqué en série, un grand nombre de mesures peuvent être collectées et servir de base à l'évaluation. On met alors théoriquement en œuvre un certain nombre de moyens statistiques. Cela est également valable pour les machines à équilibrer intégrées dans une chaîne de fabrication en série.

Mais, dans le domaine de l'équilibrage, il n'existe en réalité aucune référence propre du type « balourd étalon ». Même les « modèles » que l'on utilise parfois ont leurs limites.



Figure II. 22 : Machine à équilibrer horizontale

9.3.1 Système de mesure et d'affichage des machines

Le système de mesure du balourd est la solution optimale pour l'équilibrage des rotors sur des machines à équilibrer horizontales ou verticale.

Les machines à équilibrer possèdent un système d'affichage pour la valeur du balourd et son angle, ainsi que pour la correction. Tous les systèmes de mesure récents s'appuyant sur des ordinateurs, les affichages typiques sont des zones d'affichage composées de secteurs, ou bien différents types d'écrans.

Les écrans autorisent théoriquement toutes les représentations possibles des mesures, notamment la représentation vectorielle qui permet de comprendre immédiatement le déséquilibre. Ces résultats sont complétés par toute une série d'informations, notamment la vitesse d'équilibrage et le type de balourd, et la tolérance.

9.3.2 Avantages de système d'affichage

Pour déterminer le type d'affichage le plus efficace, vectoriel ou numérique donnant le module et l'angle, il faut savoir de quelle opération d'équilibrage il s'agit, et pour quel rotor, mais il existe des tendances générales :

-L'affichage vectoriel:

Permet de mieux se représenter le caractère vectoriel du balourd et les rapports de module et d'angle des deux plans de correction. Il est fréquemment doublé d'un affichage numérique, permettant une correction très précise.

-Un affichage numérique:

Permet une bonne lisibilité pour la correction de gros rotors, même à grande distance, mais il est plus difficile de se représenter la signification de l'affichage, et avec un module décroissant, l'incertitude croissante sur l'angle n'est plus représentée aussi clairement- Interface Windows permettant une utilisation fiable et simple.

- Ecran tactile permettant un accès rapide et une saisie efficiente

- Grande précision de mesure pour des rotors pour lesquels on recherche une excellente qualité d'équilibrage.
- Calcul direct et rapide des unités spécifiques aux différentes méthodes de correction du balourd.
- Sécurité et disponibilité élevées grâce à différents droits d'accès de la machine on a particulièrement veillé à ce qu'on puisse équilibrer un large spectre de rotors, à l'unité comme en petite série.
- Les pages d'écran sont clairement organisées et complétées par des schémas pour une meilleure compréhension de certains paramètres de saisie. Le système de mesure du balourd aide l'opérateur à corriger manuellement le balourd du rotor.



Figure II. 23 : Système Affichage d'une machine de type H-04 SCHENCK

La **figure II.23** représente l'affichage vectoriel sur un écran, combinée avec un affichage des résultats numérique de correction de balourd et son angle avec logiciel **BLADIS**. Il calcule la correction à apporter pour divers procédés de correction, dans l'unité correspondante. Lorsque la tolérance de balourd saisie ou calculée selon la norme ISO 1940 est atteinte, la valeur de mesure affichée à l'écran change de couleur.

10 déséquilibre

10.1 Déséquilibre statique

Deux déséquilibres (présentés ici comme des flèches) peuvent avoir la même grandeur et la même position angulaire tout en étant situés à la même distance du centre de gravité. Le même état entraîne un déséquilibre deux fois plus important qui agit sur le centre de gravité, donc ici au milieu du rotor.

Si on place un tel rotor sur deux couteaux, il va osciller jusqu'à se placer en "position lourde" vers le bas. Ce déséquilibre agit aussi s'il n'y a pas de rotation ; on l'appelle alors "déséquilibre statique". Il provoque un déplacement du centre de masse par rapport à l'axe géométrique, moyennant quoi,

Durant son utilisation, le rotor oscille parallèlement à son axe de rotation. Un déséquilibre statique doit être compensé au niveau de centre de gravité. Pour ce faire, il faut retirer de la matière de la "position lourde" ou en rajouter à l'opposé. La compensation du déséquilibre statique s'effectue fréquemment sur les rotors en forme de disque. Les machines à équilibrer verticales sont bien adaptées pour effectuer un tel type d'équilibrage.

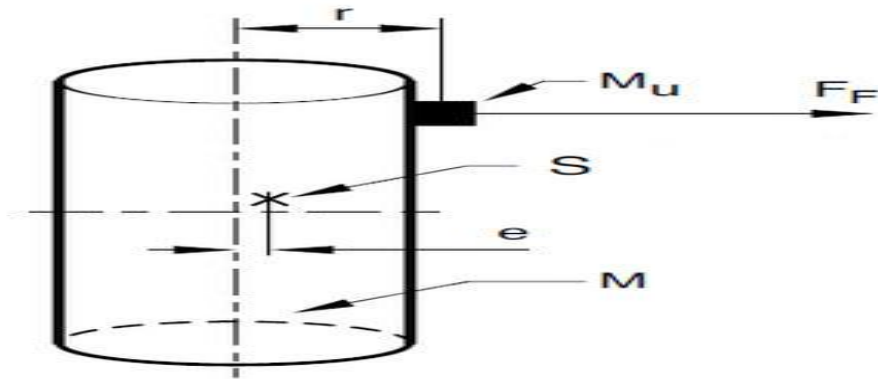


Figure II. 24 : Schéma indiquent que Le centre de gravité d'un rotor se trouve en dehors de l'axe de rotation

- également mesurable quand l'élément n'est pas en mouvement, ex: balance pour meule.
- exerce pendant la rotation une force centrifuge perpendiculaire à l'axe de rotation.
- peut être supprimé par un équilibrage en 1 plan. La situation du plan est sans importance. Un Moment de déséquilibre peut subsister après l'équilibrage statique.

M_u = Masse du déséquilibre (en g).

r = Distance entre le déséquilibre (M_u) et l'axe de rotation (en mm).

M = Masse du rotor (en kg).

e = Distance entre le centre de gravité et l'axe de rotation (en μm).

S = Centre de gravité.

F_F = Force centrifuge.

Valeur du déséquilibre statique: $D = M_u \cdot r = M \cdot e$.

Unité du déséquilibre: $[D] = \text{g} \cdot \text{mm} = \text{kg} \cdot \mu\text{m}$.

10.2 Déséquilibre en couple

Deux déséquilibres (présentés ici comme des flèches) peuvent avoir la même grandeur, mais leur position angulaire se situer exactement à 180° l'un par rapport à l'autre. Cette répartition du déséquilibre ne peut plus être déterminée par oscillation, car le rotor n'accepte plus aucune position stable. Le rotor tourne,

ce qui donne un mouvement de lacet autour de son axe (verticalement par rapport à l'axe de rotation), car les deux déséquilibres déclenchent un couple. Par conséquent, ce type de répartition est en couple.

Pour corriger ce déséquilibre de couple, il est nécessaire de créer un couple résistant, donc de générer deux déséquilibres de correction de même force, et de les positionner à 180° du déséquilibre originel. Les déséquilibres de couple doivent être surtout pris en considération pour les rotors cylindriques de grandes longueurs. Les machines à équilibrer horizontales sont bien adaptées pour effectuer un tel type d'équilibrage.

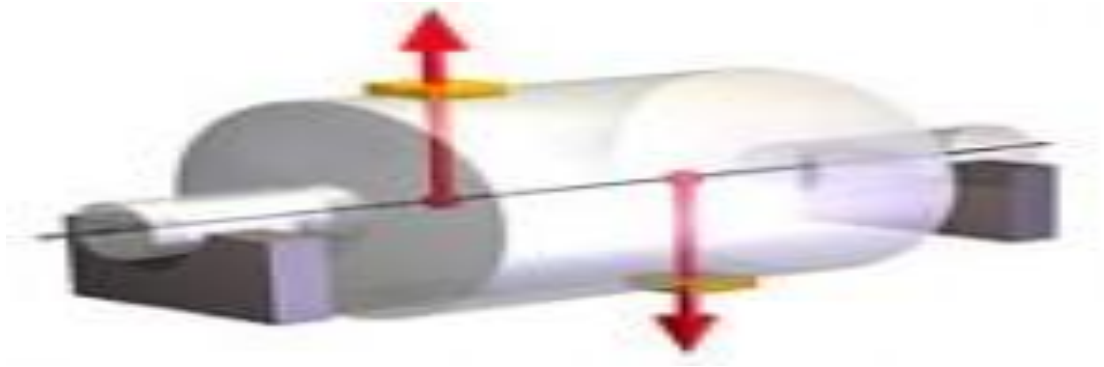


Figure II. 25 : Déséquilibre en couple.

10.3 Déséquilibre dynamique

En réalité, le rotor ne possède pas qu'un seul déséquilibre, mais théoriquement plusieurs qui sont répartis aléatoirement le long de l'axe de rotation. Ceux-ci peuvent être représentés par deux déséquilibres résultants (comme ici, représentés par les flèches) dans deux plans quelconques qui ont en général des grandeurs et des positions angulaires différentes. Puisque ce déséquilibre ne peut être mis en évidence que pendant la rotation, on parle d'un déséquilibre dynamique. Il peut se décomposer en un déséquilibre statique et un déséquilibre de couple, moyennant quoi, soit l'un, soit l'autre peut prédominer...

Pour corriger complètement le déséquilibre dynamique, il est nécessaire d'avoir deux plans de correction. Le déséquilibre dynamique se produit pratiquement sur tous les rotors. C'est pourquoi, on emploie, pour effectuer l'équilibrage, des machines à équilibrer aussi bien horizontales que verticales.



Figure II. 26 : Déséquilibre dynamique

10.4 Mesure du déséquilibre

10.4.1 Principe de mesure

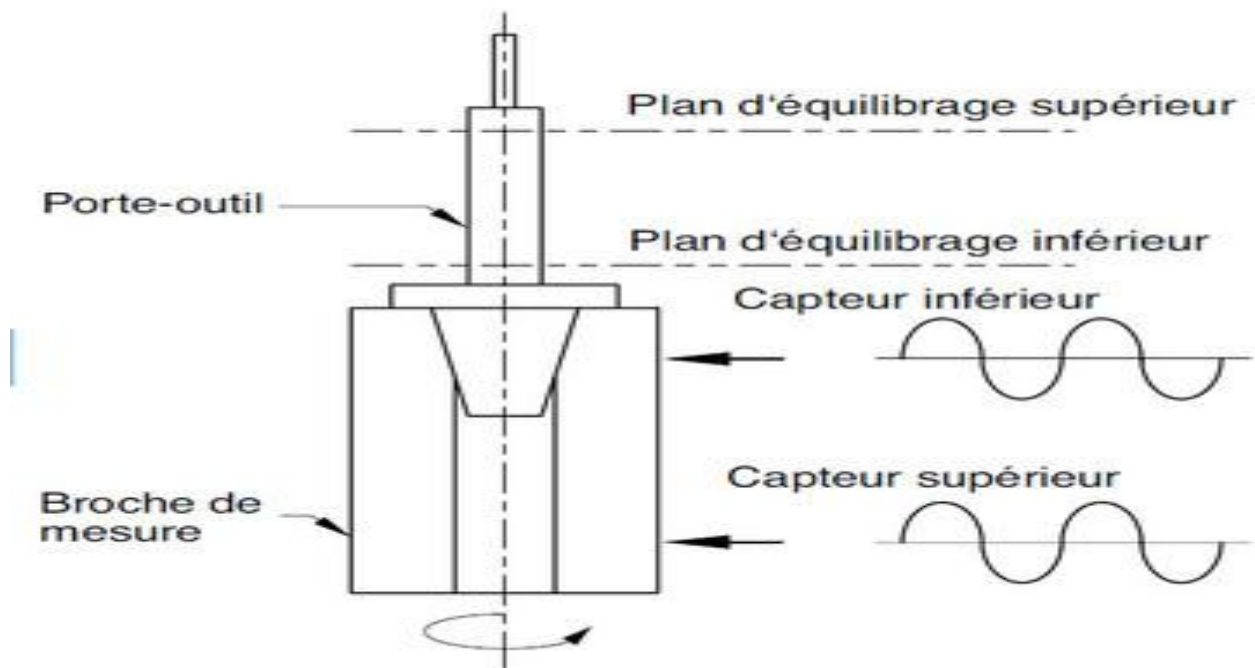


Figure II. 27 : Schéma indiquant Le porte-outil est placé dans la broche d'équilibrage et est mis en rotation.

- Les forces centrifuges engendrées sont mesurées par les capteurs de force.
- La mesure des forces centrifuges est effectuée sur 2 plans / niveaux différents sur la broche d'équilibrage en suspension. Du fait que les trajectoires des forces tournent avec la broche, il résulte un signal de force sinusoïdale. Hormis la force du signal, il faut également déterminer la position angulaire par rapport à la broche.
- Les signaux de force du déséquilibre sont déterminés par les plans d'équilibrage. Si la position des plans est modifiée elle intervient dans le calcul du déséquilibre.
- Le calcul du déséquilibre détermine les corrections d'équilibrage.

11 Conclusion

La correction de balourd est une procédure permettant de rectifier la répartition des masses (aubes) du rotor. La correction s'effectue la plupart du temps en ajoutant ou en enlevant de la matière, de telle manière que la somme des forces centrifuges soit égale à zéro pour un plan de correction.

De nombreux dispositifs ont été réalisés à cette fin mais ils demandent souvent une mise en œuvre délicate puisque l'équilibrage est obtenu lorsque l'amplitude et la phase ou position angulaire du balourd correcteur engendré par la masse rapportée sont respectivement sensiblement égale et opposée à celles du balourd résiduel du rotor.

Chapitre III :
*Simulation d'un BANC
d'essai d'un rotor d'une
turbine à gaz*

1. Introduction

La simulation numérique a connue depuis longtemps, l'une des utiles les plus importants pour le calcul en dynamique des structures et vibration.

Ce chapitre présente la partie de modélisation et simulation de notre mémoire c'est la partie la plus importante de notre travail, l'objet de ce chapitre est de faire une étude des vibrations par éléments finis du rotor rigide et flexible.

Pour mener notre étude par une simulation numérique, on utilise le code de calcul numérique ANSYS. Donc, on commence par le dimensionnement et la conception du rotor rigide composé d'un disque rigide posé sur deux paliers rigides à l'aide du logiciel en suite nous allons entamer la partie de simulation numérique on WORKBENCH, où on va faire l'analyse modale pour déterminer les modes propres du rotor après nous allons faire à la fin de ce chapitre l'analyse harmonique pour déterminer les vitesses critiques de rotation. [14]

2. Conception du rotor sous logiciel WORKBENCH

Comme il a été mentionné au début de ce chapitre, nous avons utilisé le logiciel de modélisation WORKBENCH pour la conception de notre rotor voir figure III.28.

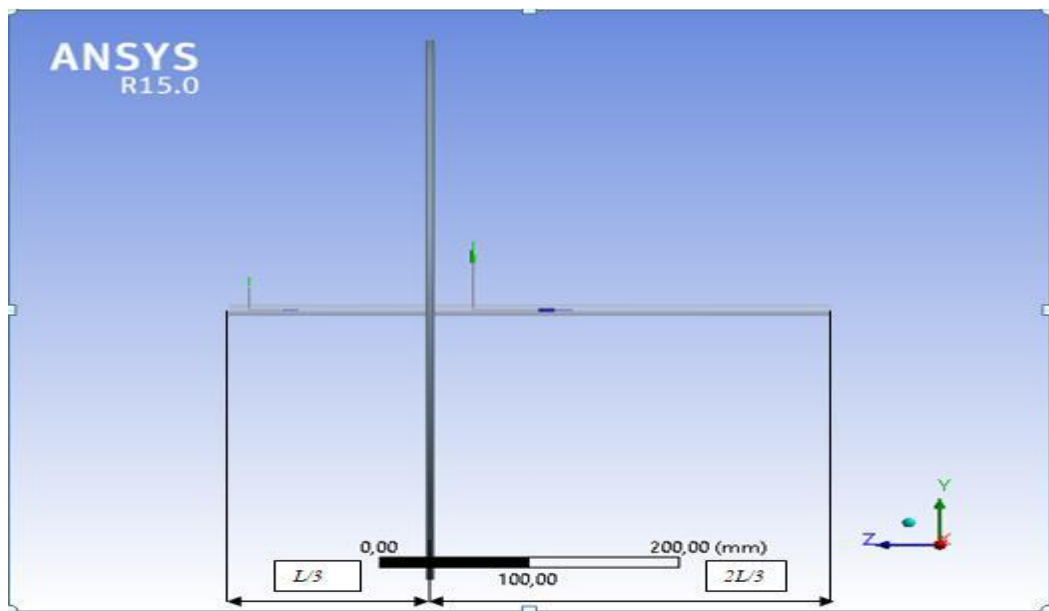


Figure III. 1 : Logiciel de modalisation workbench

3. Simulation du Rotor en ANSYS 15.0 (workbench)

Le code d'éléments finis ANSYS 15.0 (workbench) (3D) est utilisé dans cette partie pour simuler le comportement vibratoire de notre rotor. Voir figure39.

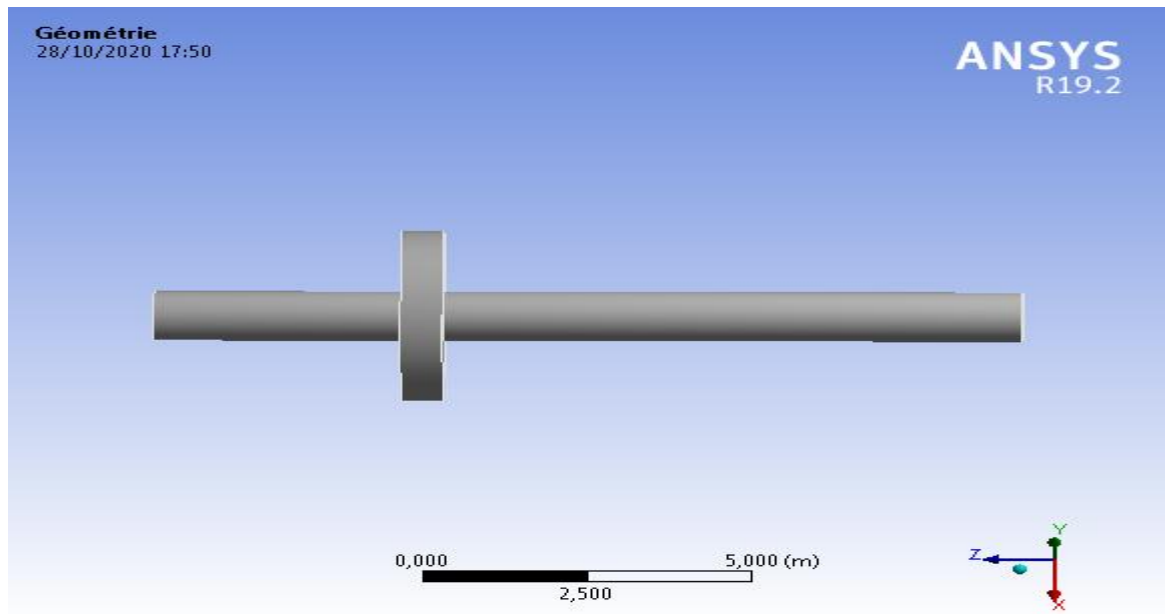


Figure III. 2 : Simulation d'un rotor d'une turbine à gaz

Dimensionnement du rotor :

Tableau III.1 : Dimension rotor étudié

Les propriétés géométriques du rotor	Valeur numérique
Rayon intérieur de disque	565 mm
Rayon extérieur de disque	1950 mm
Épaisseur de disque	640 mm
Position de disque sur le rotor	8800 mm
Rayon de l'arbre	565 mm
Longueur de l'arbre	13200 mm

4. Module de modélisation

4.1 Géométrie

Ouvrez un nouveau projet et démarrez une analyse modale. Entrez le module de création géométrique et sélectionner millimètre comme unité. Créez un nouveau dessin voir figure 30.

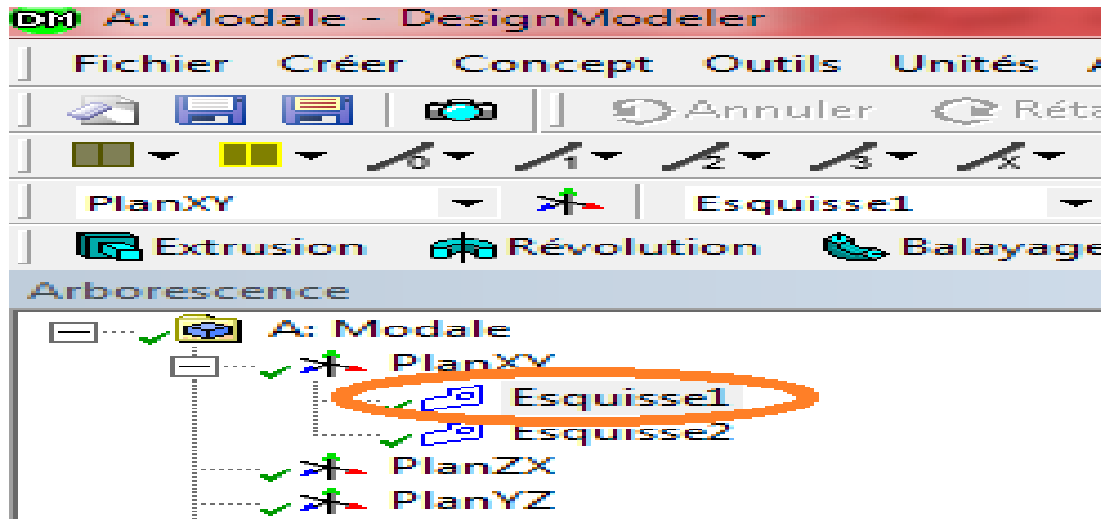


Figure III. 3 : Création de la géométrie

Clique gauche sur esquisse puis sur l'onglet esquisse pour obtenir boîtes à outils d'esquisse. Cliquez gauche sur Line voir figure 31.

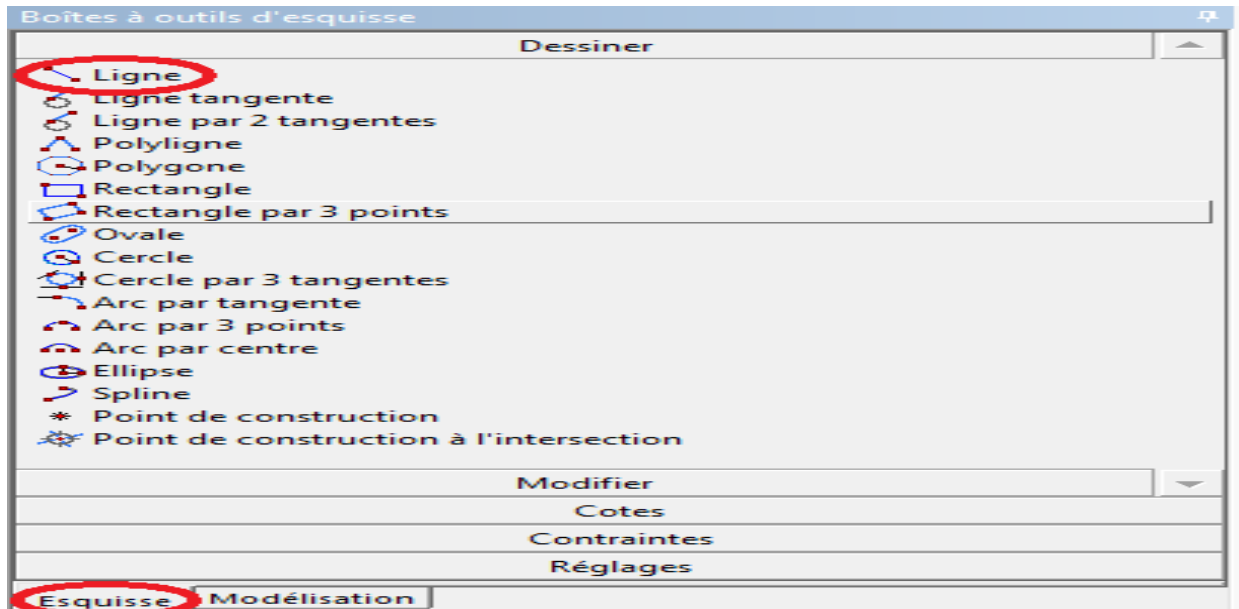


Figure III. 4 : Outils de dessin.

4.2 Propriétés du matériau

Workbench utilise de l'acier structural par défaut d'où le crochet vert pour Données matériaux. Il faut par contre modifier les propriétés. Double clic sur Données matériaux. Clic sur Acier standard. Clic sur la valeur masse volumique et entrez 7800 Kg /m³. Le module de Young est bien de 2e+11 Pa et le coefficient de poisson est bien de 0.3 voir figure III.5.

Arborescence de Schéma A2 : Données matériaux					
	A	B	C	D	E
1	Contenu de Données matériaux			Source	Description
2	Material				
3	Acier standard				Les données de fatigue à niveau de contrainte moyenne nul sont tirées du ASME BPV Code 1998, Section 8, Div. 2, Table 5-110.1
*	Cliquez ici pour ajouter un nouveau matériau.				

Propriétés de Ligne d'arborescence 3 : Acier standard				
	A	B	C	D E
1	Propriété	Valeur	Unité	
2	Variables des champs matériaux	Table		
3	Masse volumique	7800	kg m ⁻³	
4	Coefficient isotrope sécant de dilatation thermique			
5	Coefficient de dilatation thermique	1,2E-05	C ⁻¹	
6	Elasticité isotrope			
7	Dériver de	Module de Young...		
8	Module de Young	2E+11	Pa	
9	Coefficient de Poisson	0,3		
10	Module d'élasticité	1,6667E+11	Pa	
11	Module de cisaillement	7,6923E+10	Pa	

Figure III.5 : Données matériaux

4.3 Maillage du modèle

ANSYS AIM fournit des capacités de maillage pour différents modèles géométriques.

Lorsque la géométrie représente une région structurale (ou une partie solide), ou lorsque la géométrie représente une région fluide (ou un débit de fluide), utilisez un maillage partiel pour créer un maillage. Vous pouvez également utiliser un maillage partiel pour créer des mailles distinctes pour les régions fluides et les régions structurales.

Lorsque la géométrie représente des parties solides et qu'un volume d'écoulement doit être extrait, utilisez la tâche de création de volume, avec le maillage du volume de flux, pour créer un maillage. Dans ce cas, le maillage du volume d'écoulement consiste à identifier l'emplacement du volume d'écoulement, à générer un maillot d'enveloppe de surface pour le volume extrait, puis à engranger le volume lui-même. Lorsque la géométrie représente plusieurs parties solides que vous souhaitez unir pour créer une région d'écoulement unique, ou si vous souhaitez simplifier un corps avec plusieurs patchs de surface, utilisez une

tâche de création de volume pour simplifier la géométrie et générer le maillage de surface, puis utiliser Flux de volume maillant pour créer le maillage du volume voir figure III.6.

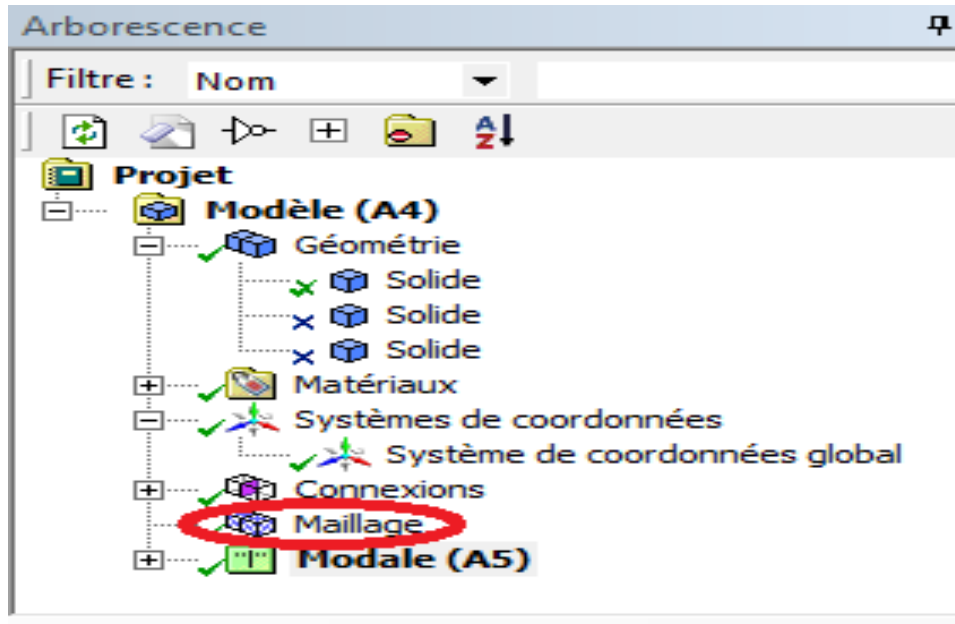


Figure III. 6 : Objet de maillage.

Tableau III. 2 : Type de maillage.

Affichage	
Style d'affichage	Utiliser les réglages de géométrie
Réglages par défaut	
Physique de préférence	Mécanique
Ordre des éléments	Contrôlé par le programme
☐ Taille des éléments	Par défaut
Dimensionnement	
Utilise un dimensionn...	Oui
Résolution	Par défaut (2)
Simplification du maill...	Oui
☐ Taille de simplificat...	Par défaut
Transition	Lente
Centre d'angle de cou...	Fin
Taille d'élément initiale	Assemblage
Diagonale de la boîte ...	14,398 m
Aire de surface moyen...	5,4128 m ²
Longueur d'arête mini...	3,55 m
Qualité	
Vérifier la qualité du ...	Oui, Erreurs
Contrôle de forme	Mécanique standard
☐ Qualité cible	Par défaut (0.050000)
Lissage	Elevé
Paramètres de maillage	Qualité de l'élément
☐ Min	0,30612
☐ Max	0,99971
☐ Moyenne	0.82469

☐ Ecart type	0,10811
Inflation	
Utiliser l'inflation tét. ...	Aucun
Option Inflation	Transition progressive
☐ Rapport de transiti...	0,272
☐ Maximum couches	5
☐ Taux de croissance	1,2
Algorithme d'inflation	Pré
Afficher les options av...	Non
Avancés	
Nombre de CPUs pour...	Contrôlé par le programme
Eléments à arêtes recti...	Non
Nombre de tentatives	0
Comportement de cor...	Dimensionnellement réduit
Mailleur surfacique tri...	Contrôlé par le programme
Vérification topologi...	Non
Tolérance de pincement	1, m
Générer le pincement ...	Non
Statistiques	
☐ Nœuds	11495
☐ Eléments	7116

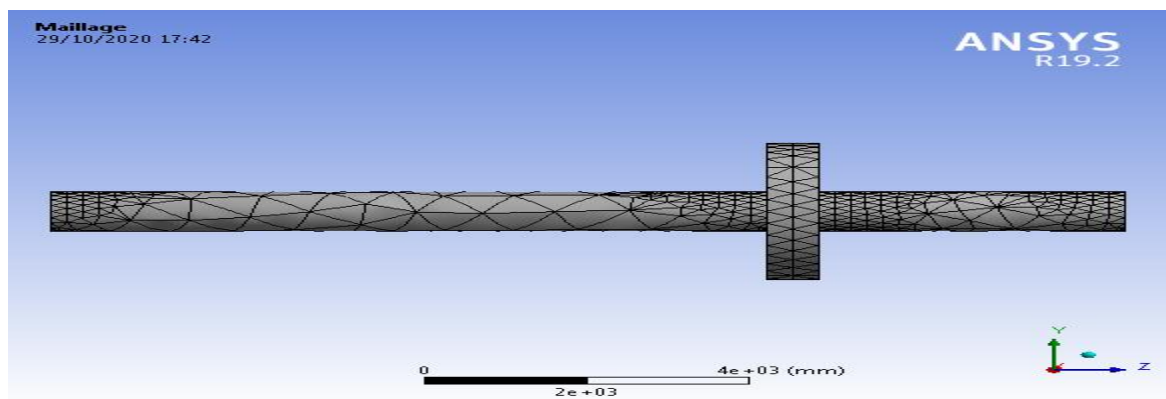


Figure III. 7 : Maillage du model.

4.4 Module de simulation

Entrez le module de simulation. N'oubliez pas de sélectionner corps filaire dans les propriétés de la géométrie. Le module de simulation ne reconnaitra pas votre géométrie dans le cas contraire.

4.5 Conditions aux limites

Clic droit sur Modal, clic sur Palier (Raideur) voir figure III.8.

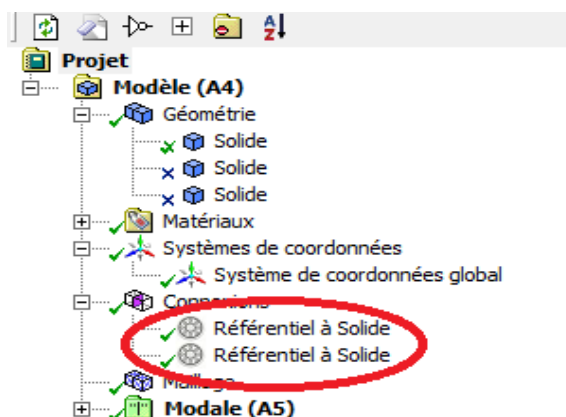


Figure III. 8 : Raideur des paliers.

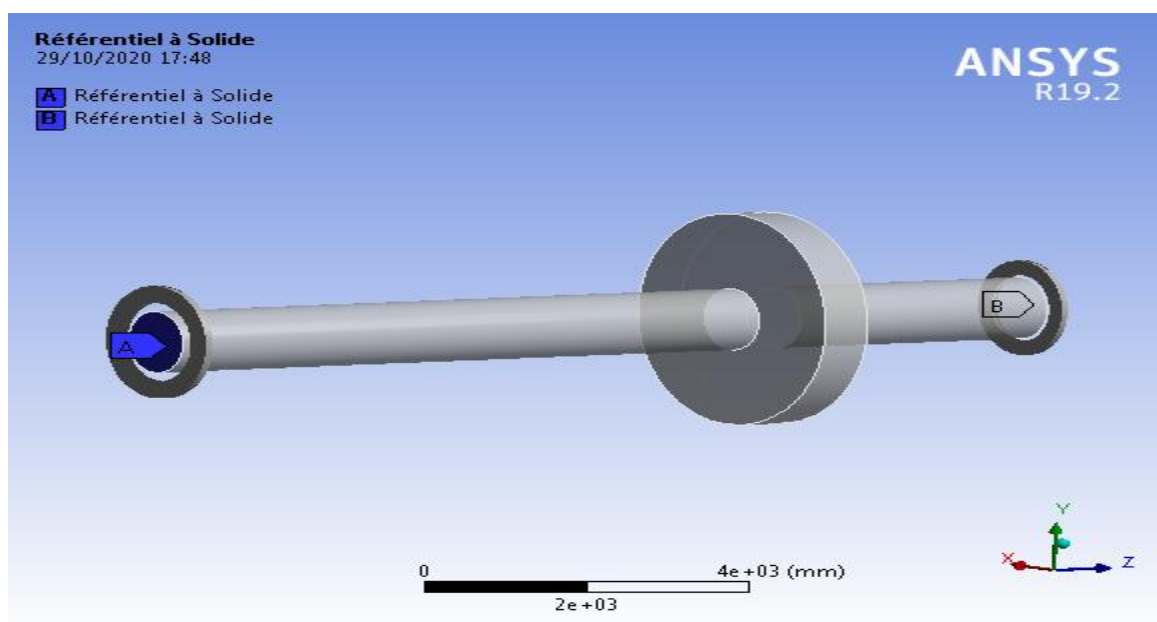


Figure III. 9 : Rotor avec paliers

4.6 Coefficient d'amortissement

Clic sur Modal, clic sur Palier coefficient d'amortissement voir figure III. 10.

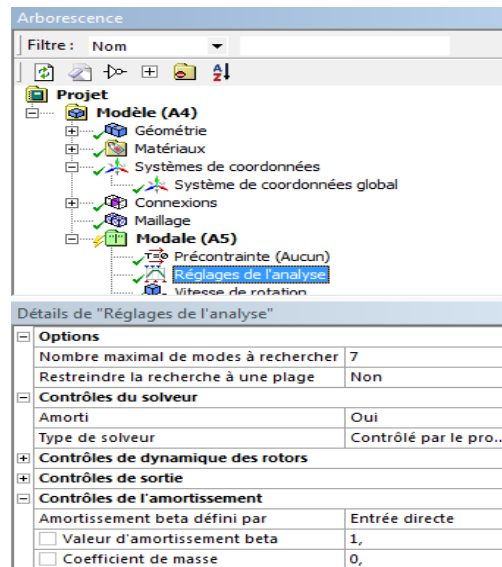


Figure III. 10 : Coefficient d'amortissement des paliers.

4.7 Vitesse de rotation et effet gyroscopique

On déclare la vitesse de rotation et l'effet gyroscopique voir figure III.11 On active l'effet de Coriolis dans le contrôle de dynamique des rotors

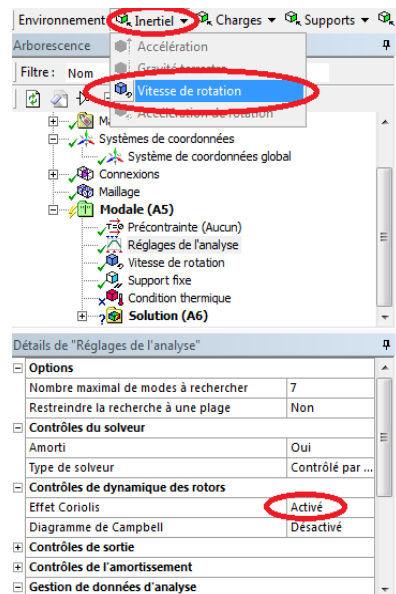


Figure III. 11 : Vitesse de rotation et l'effet gyroscopique

Par suite on active le diagramme de Campbell, on insert 10 points pour le diagramme.

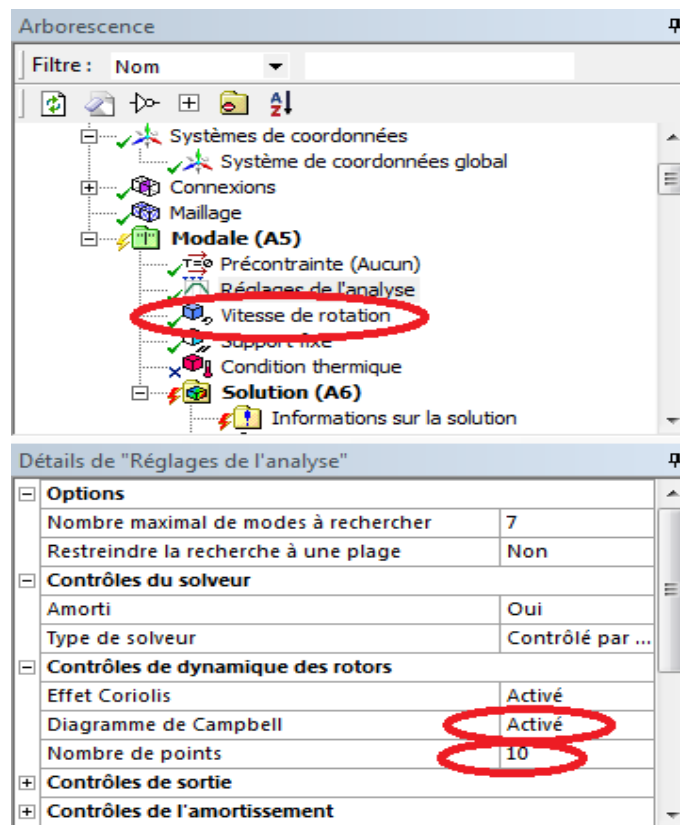


Figure III. 12 : Réglage du diagramme de Campbell

On donne pour chaque point le nombre de tour par minute du rotor dans l'axe Z.

Le tableau et le graphe suivants sont la représentation des valeurs du tour par minute du rotor dans l'axe Z des chaque 10 points.

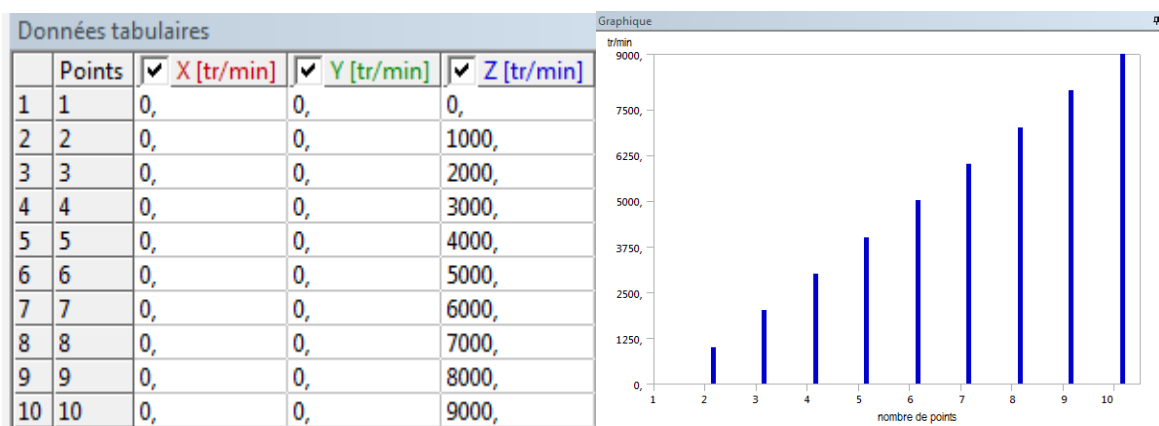


Figure III. 13: Représentation numérique et graphique des données tabulaires

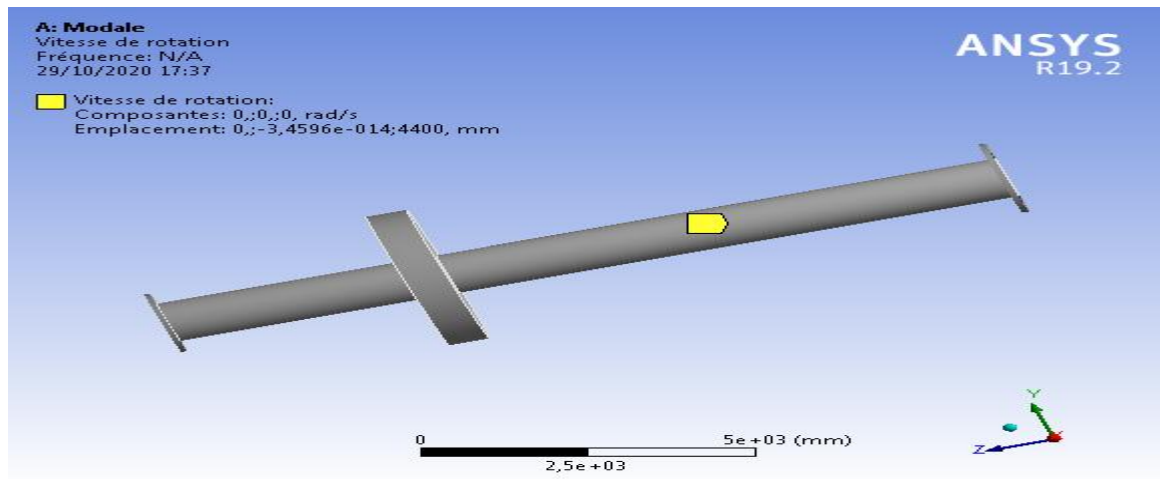


Figure III. 14 : Vitesse de rotation de notre modèle

4.8 Diagramme de Campbell et diagramme de stabilité

La figure 3.18 ci-dessous pour l'affichage de diagramme de Campbell et de stabilité

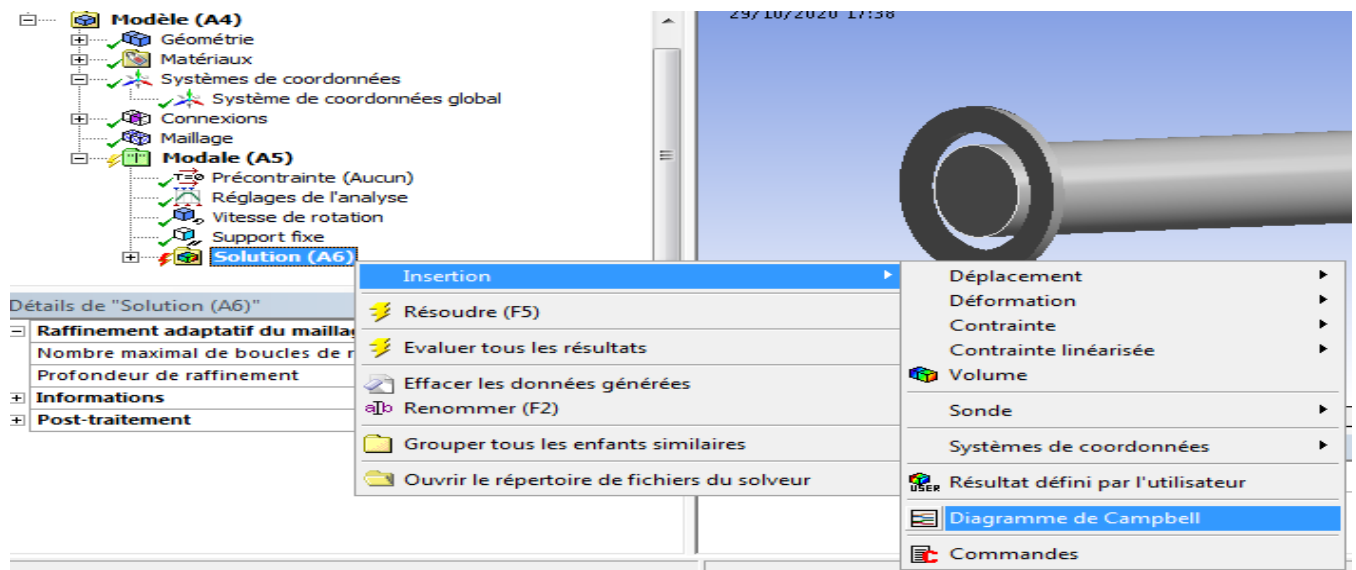


Figure III. 15 : Insertion du diagramme de Campbell

On clique sur le diagramme de Campbell :

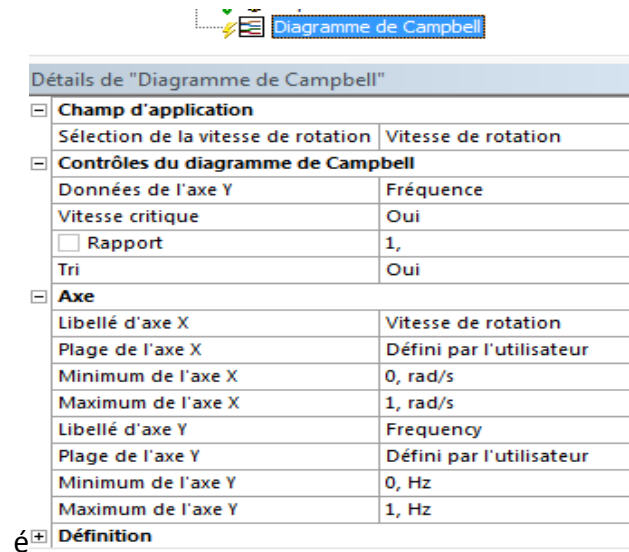


Figure III. 16 : Paramètre du diagramme de Campbell

4.9 Résolution du modèle

Pour résoudre le modèle, clique sur diagramme de Campbell, clic droit, évaluer tous les résultats. Pour visualiser l'information sur la solution, clic sur Solution Information voir figure III.17.

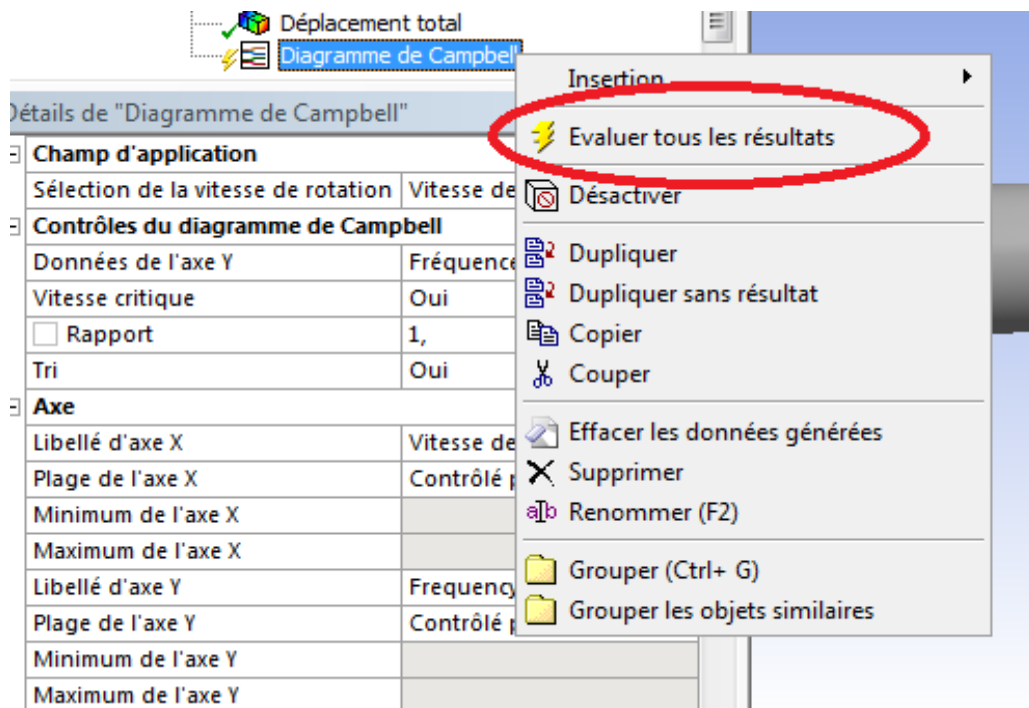


Figure III. 17 : Résolution.

4.10 Affichage des résultats

Pour affiché la déformation. Clic droite sur déformation, clic sur Evaluer tous les résultats voir figure III.18.

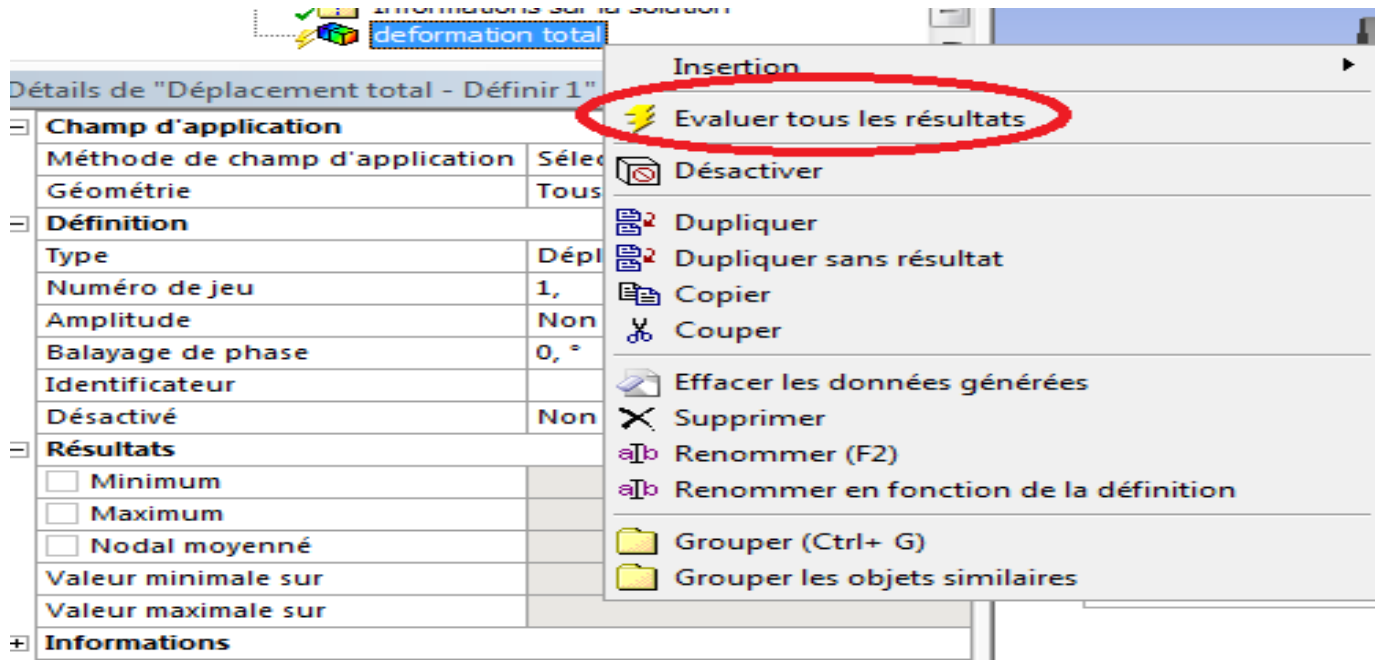


Figure III. 18 : Déformation total.

- Résultats de l'étude :

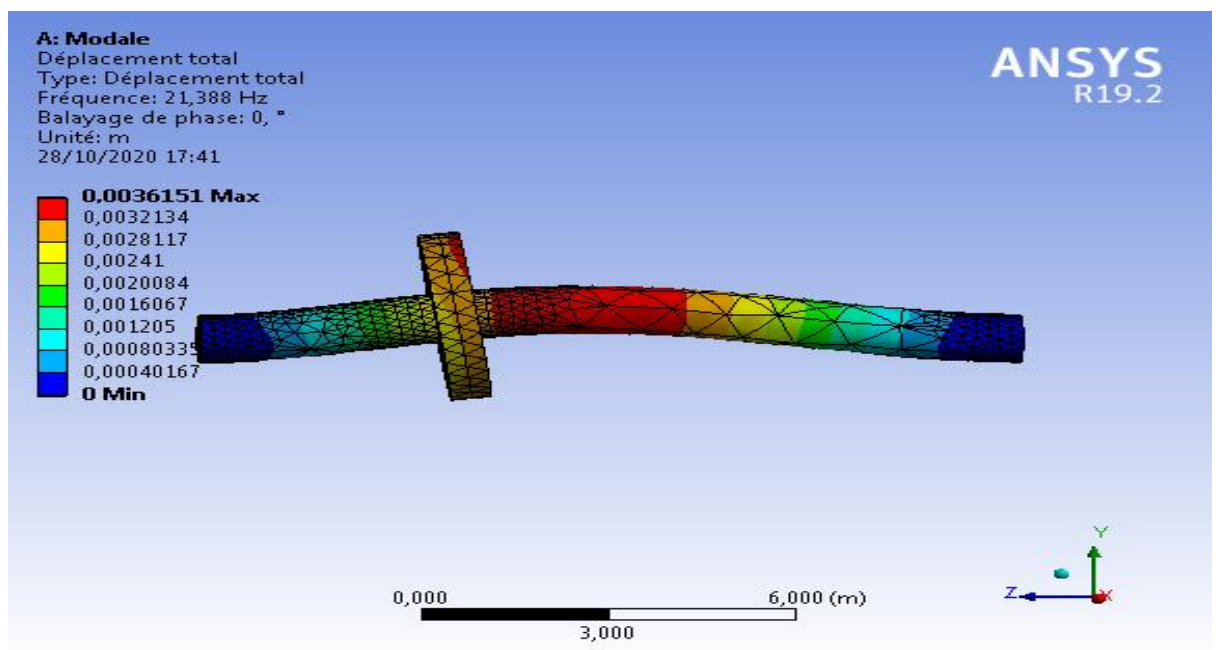


Figure III. 19 : Déformation du Rotor

5. analyse d'équilibrage

5.1 Interface de l'analyse

Pour faire une étude d'équilibrage avec ansys if faut suivre les étapes suivantes.

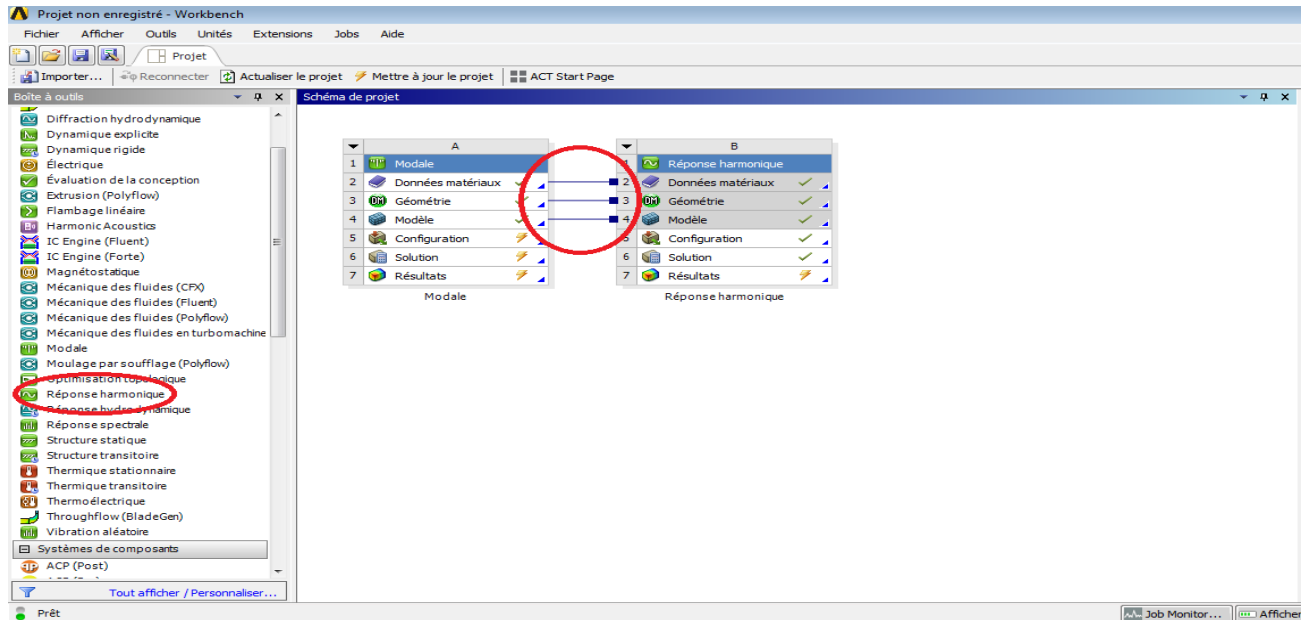


Figure III. 20 : Interface

5.2 Réglage de l'analyse

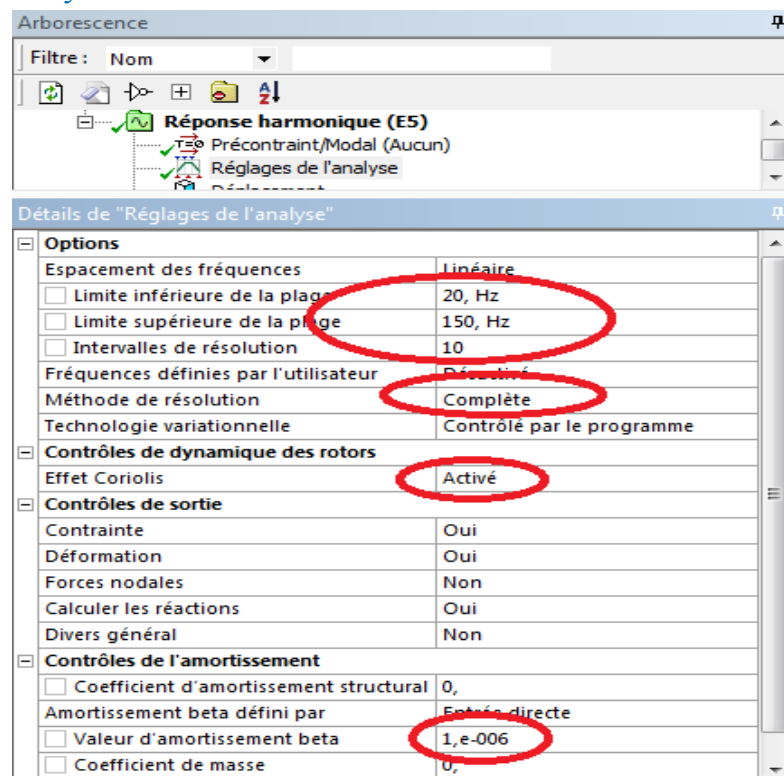


Figure III. 21 : Réglage

5.3 Déplacement

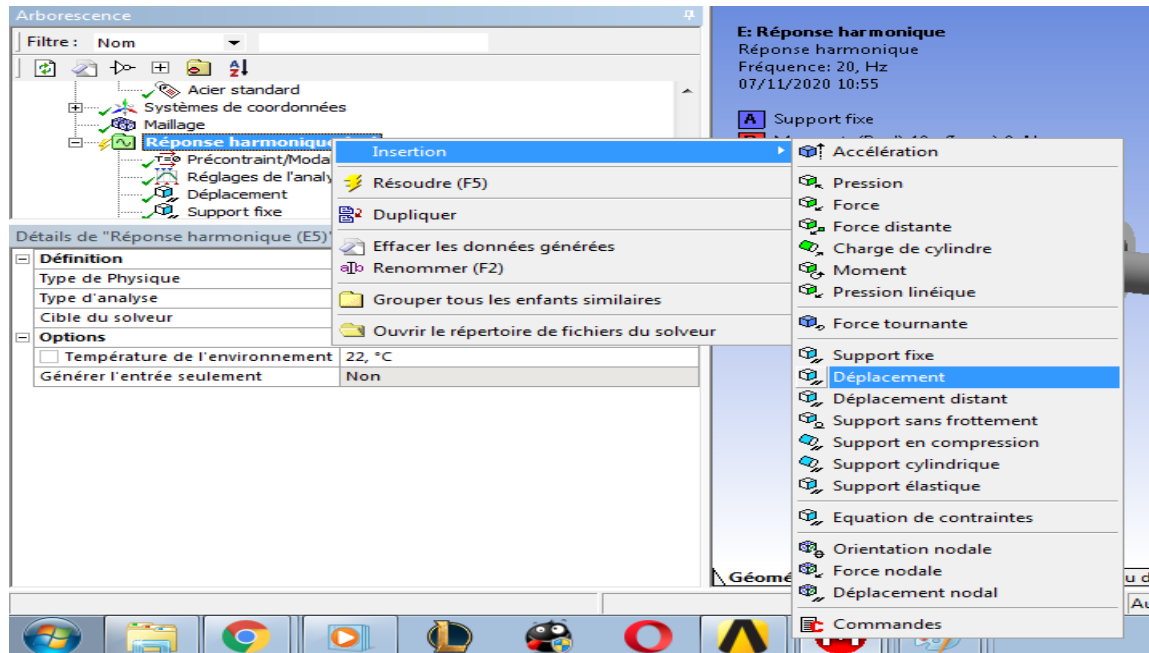


Figure III. 22 : Insertion de déplacement

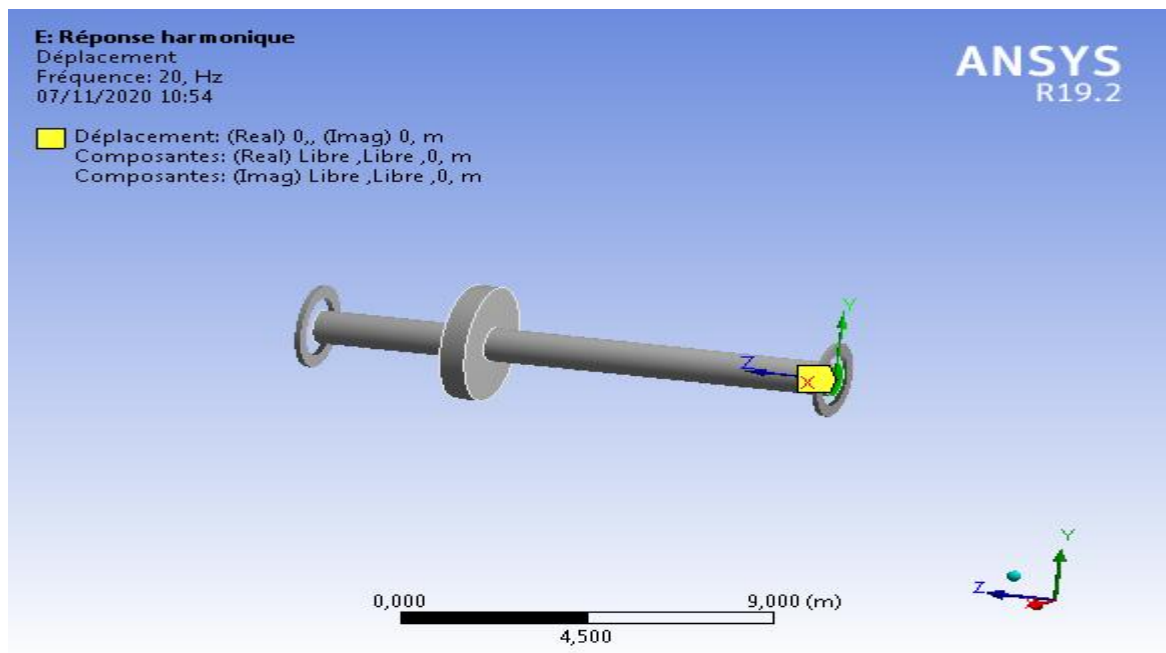


Figure III. 23 : Application de déplacement dans le rotor

5.4 Force tournante

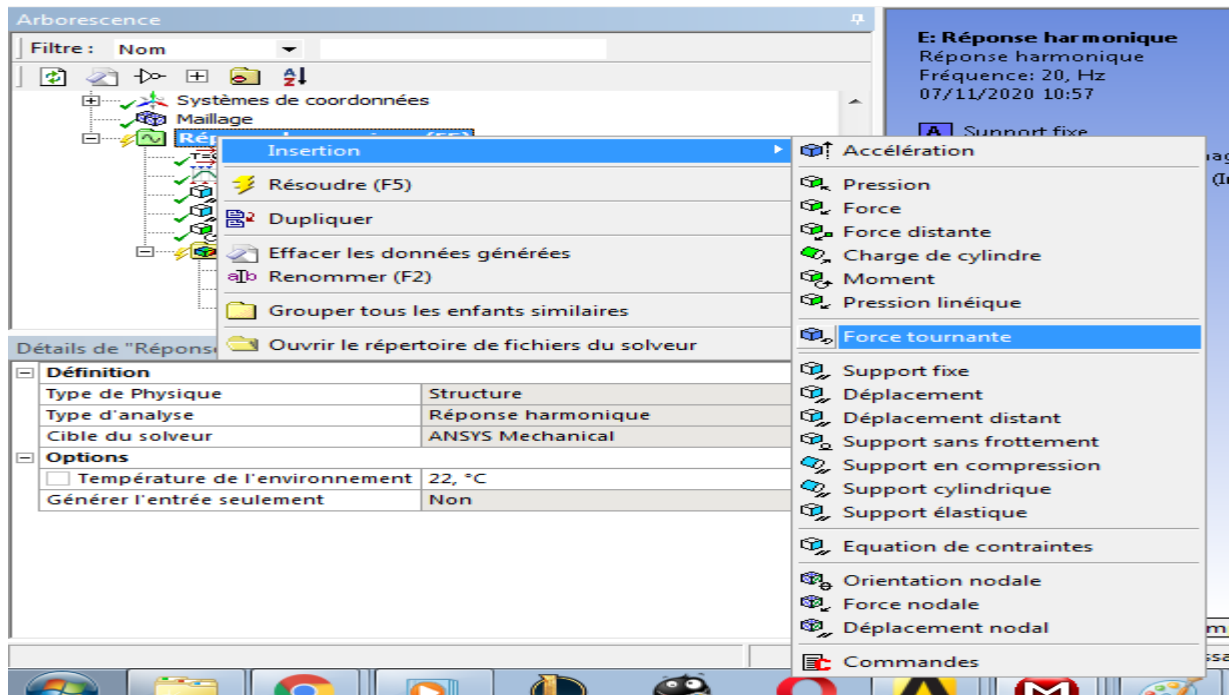


Figure III. 24 : Insertion d'une force tournante.

On déclare l'axe de la force :

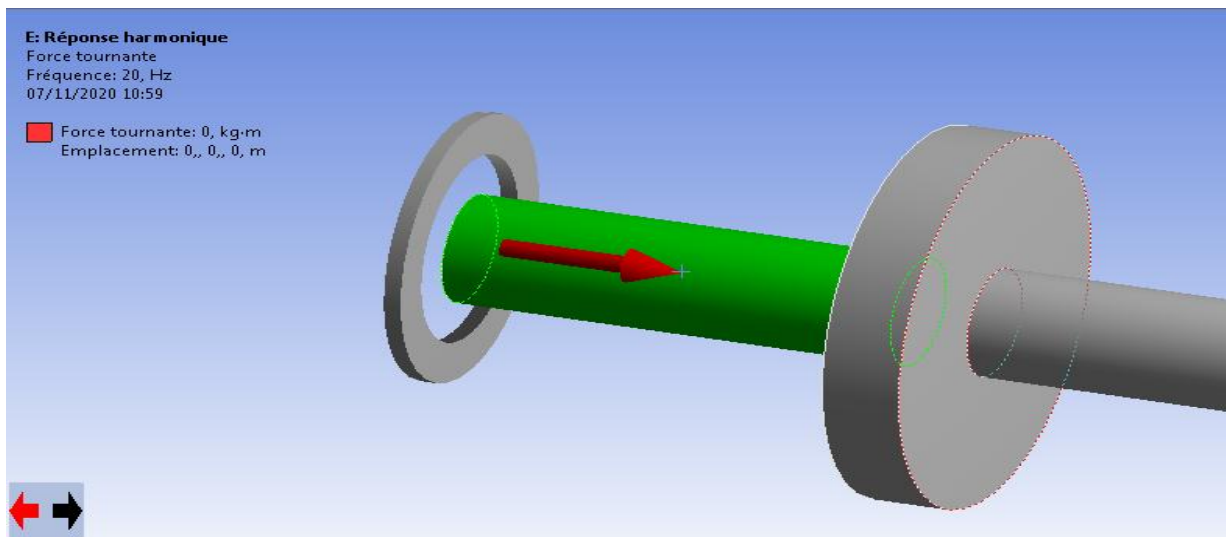
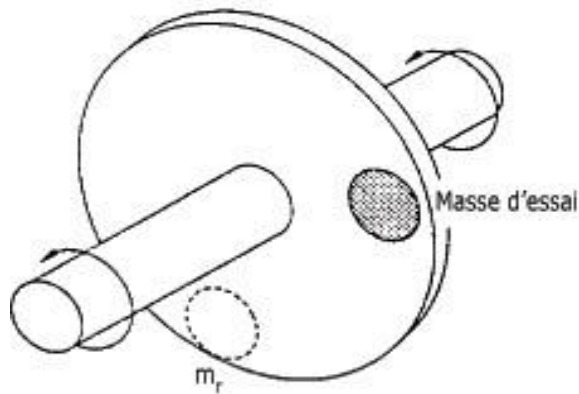


Figure III. 25 : Axe de la force tournante

Calcul de la masse d'essai :

$$m_r = \frac{\text{Balourd spécifique} \times \text{Masse du rotor}}{\text{Rayon de correction}}$$



Exemple

Degré d'équilibrage	6.3
Vitesse	20 Hz, soit 1 200 tr/min
Masse du rotor	157880 kg
Balourd spécifique	20 µm (ISO 1940)
Rayon	1 400 mm

$$m_r = \frac{20 \times 1578800}{1400} \text{ [kg]} = 22,55 \text{ [kg]}$$

Masse d'essai = 22,55 [kg]

Paramètre de la masse d'essai :

Maillage
Sélections nommées
Réponse harmonique (C5)
Précontraint/Modal (Aucun)
Réglages de l'analyse
Support fixe
Force tournante
Solution (C6)

Détails de "Force tournante"

Système de coordonnées	Système de coordonnées global
Coordonnée X	989,95 mm
Coordonnée Y	989,95 mm
Coordonnée Z	8800, mm
Emplacement	Cliquez pour modifier
Définition	
Type	Force tournante
Calculé à partir de	Masse non équilibrée
☐ Masse	22,55 kg
☒ Rayon de rotation	1400, mm
Force non équilibrée	31570 kg·mm
☐ Angle de phase	0, °
Sélection du point du modèle	Nœud du maillage
Désactivé	Non
Informations	

Figure III. 26 : Insertion de la masse d'essai

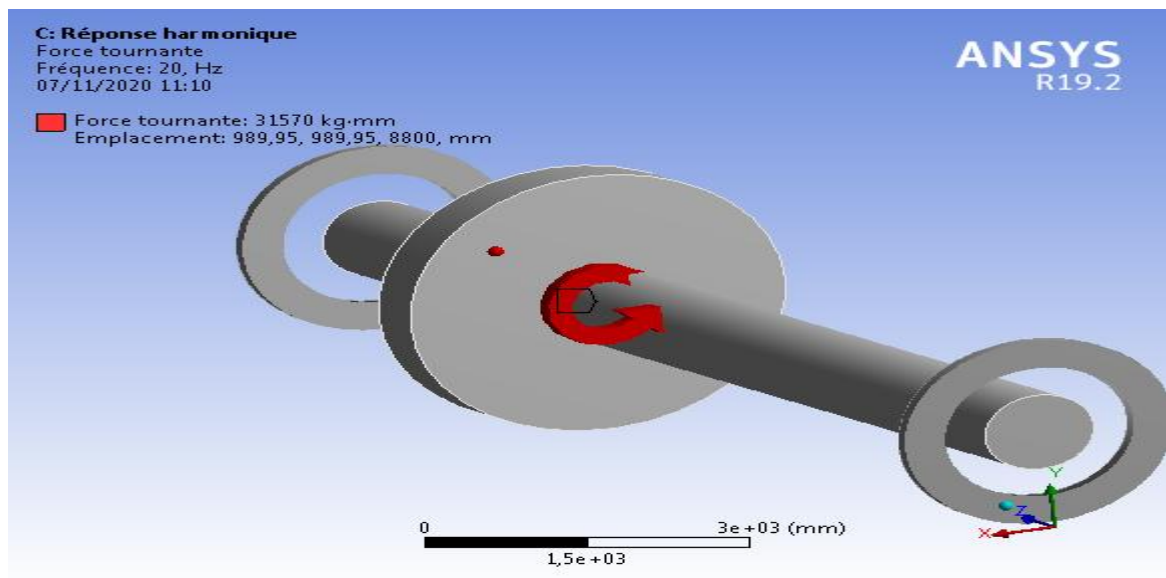


Figure III. 27 : Simulation du rotor avec la masse d'essai entrée

Chapitre IV :

Résultats et interprétations

1. Introduction

Dans ce chapitre, nous vous proposons les résultats de notre étude et analyse pour divers exemples d'applications pour étudier l'influence des paramètres physiques et géométriques les conditions aux limites, influence des paliers (rigides ou flexibles), la position du disque su l'arbre tournant , un arbre tournant avec plusieurs disques .Nous étudions cette influence de ce paramètres sur les fréquences propres et les vitesses critiques de l'arbre et l'arbre avec disque, pour la stabilisation du rotor.

2. Matériels du travail

Le travail a été réalisé avec micro-ordinateur Compaq (HP) de configuration suivante :

- Système d'exploitation Win7 (64)
- Intel® Core™ I3 CPU @ 2,53 GHZ
- Mémoire physique 4 Go
- Logiciel : Ansys version 19.2 (Ansys workbench)

3. Résultat et interprétation

Dans cette partie, nous allons étudier l'influence des paramètres cités dans l'introduction précédente. La modélisation et la simulation sont faites par le logiciel Ansys, en utilisant un modèle 3D voir figure

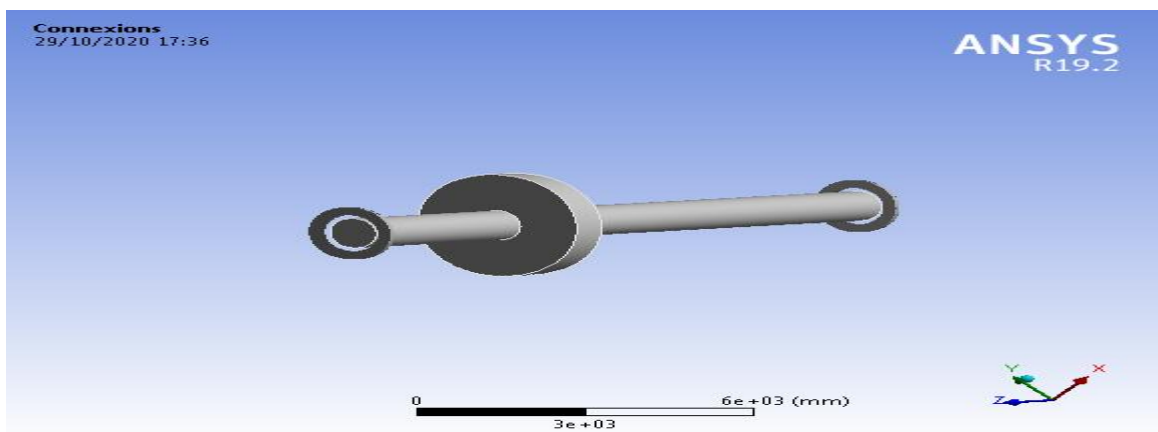


Figure IV. 1 : Model 3D du rotor

3.1 Influence des propriétés géométriques de l'arbre sur les fréquences propres et la vitesse critiques

Dans le premier exemple, on varie les paramètres géométriques de l'arbre (rapport entre la longueur **L** et le diamètre **D**) pour avoir ces influences sur les fréquences propres, les vitesses critiques et la stabilité du rotor, on garde les mêmes conditions aux limites (bi-appui flexible amorti) et les mêmes propriétés physiques de l'arbre.

- Les propriétés physiques et géométriques de l'arbre sont :
 - $E = 2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$; $\rho = 7800 \text{ Kg/m}^3$; $\nu = 0.3$.
 - $[E]$: Module de Young. ; $[\rho]$: La masse volumique. ; $[\nu]$: coefficient de poisson.
 - Les raideurs : $K_{yy} = K_{zz} = K_p = 10^8 \text{ N/m}$.
 - Les coefficients d'amortissement : $C_{yy} = C_{zz} = C_p = 6 \times 10^4 \text{ N.s/m}$
 - La longueur de l'arbre tournant : $L = 13,2 \text{ m}$.
- Les figures IV.2, IV.4, présentent les Diagrammes de Campbell pour les différents rapports L/D . On observe que si le rapport L/D augmente la vitesse critique diminue et l'inverse est juste.
- Les figures IV.3, IV.5, présentent les Diagrammes de la stabilité pour différents rapports L/D . On observe que si le rapport L/D augmente (tans les modes sont stables) l'arbre tournant tend vers la stabilité.
- Les résultats montrent que les propriétés géométriques d'un arbre tournant ont une influence très importante sur les fréquences propres et par conséquent sur les vitesses critiques et la stabilité de l'arbre tournant.

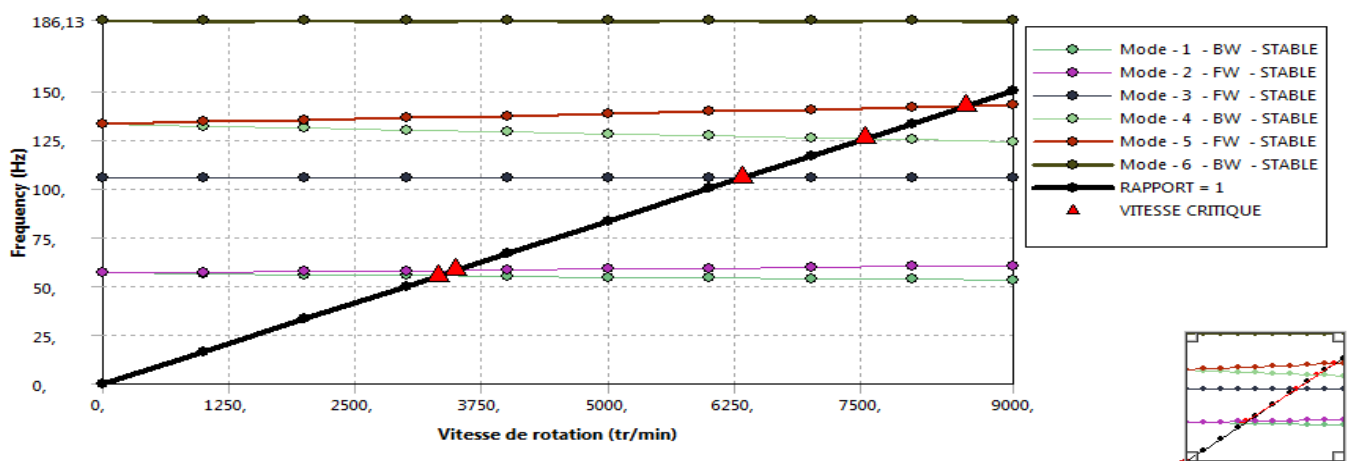


Figure IV. 2 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour $L/D=5$.

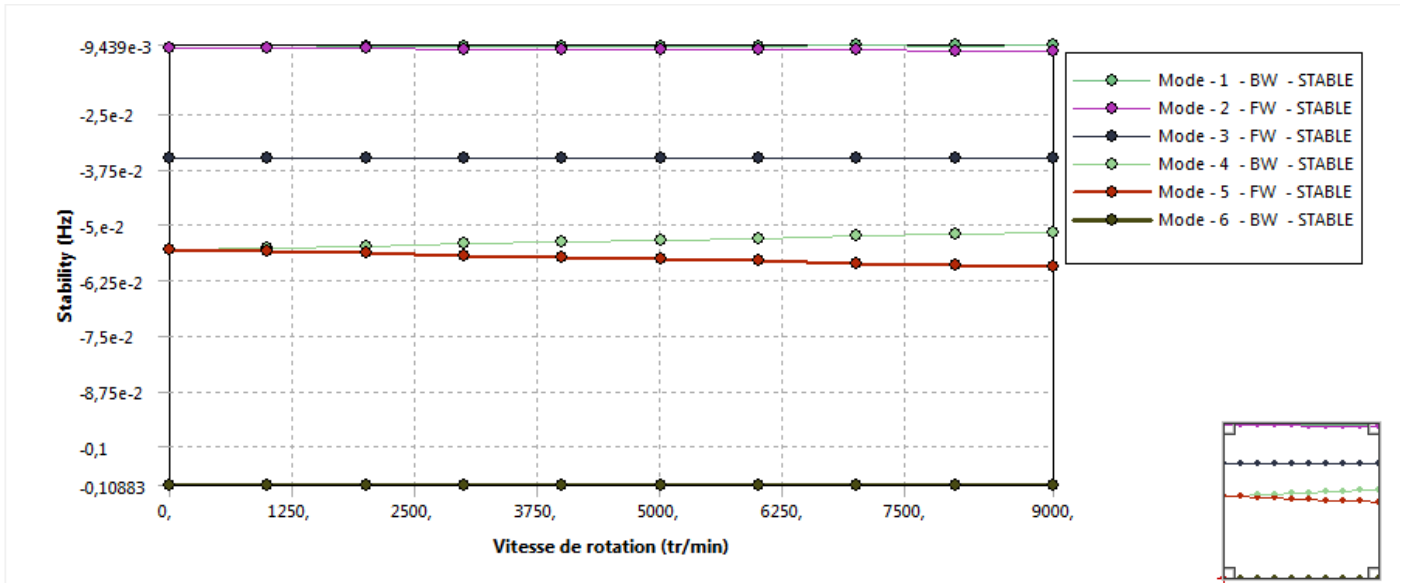


Figure IV. 3 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour $L/D=5$.

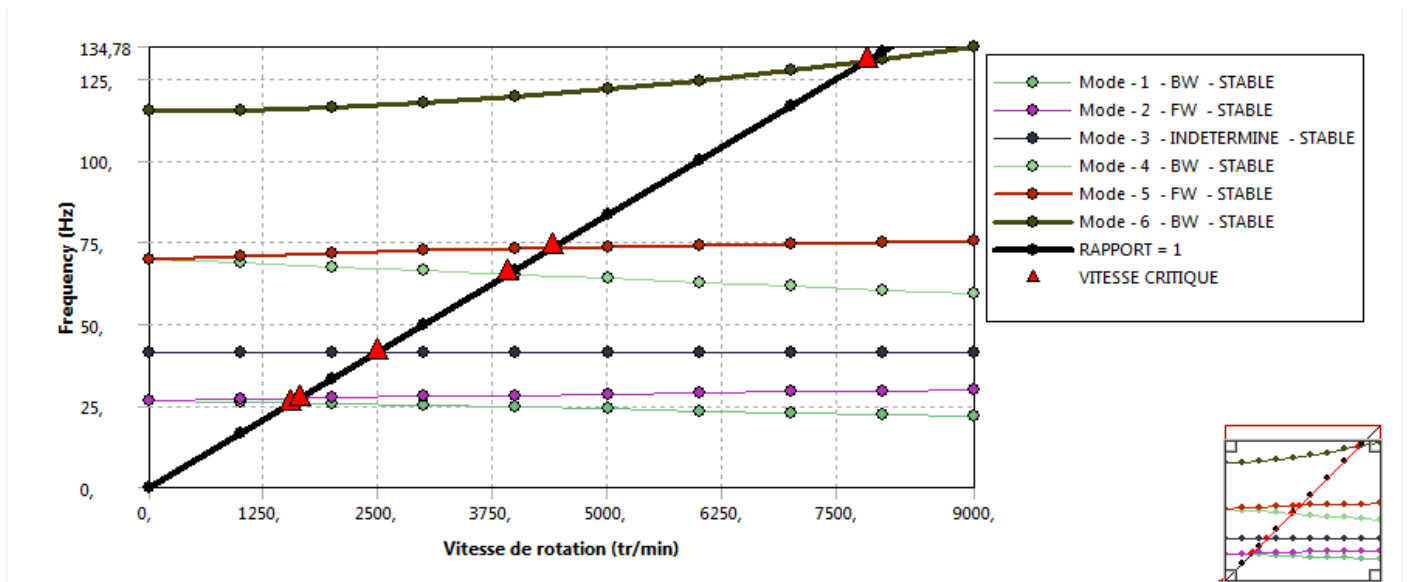


Figure IV. 4 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour $L/D=10$.

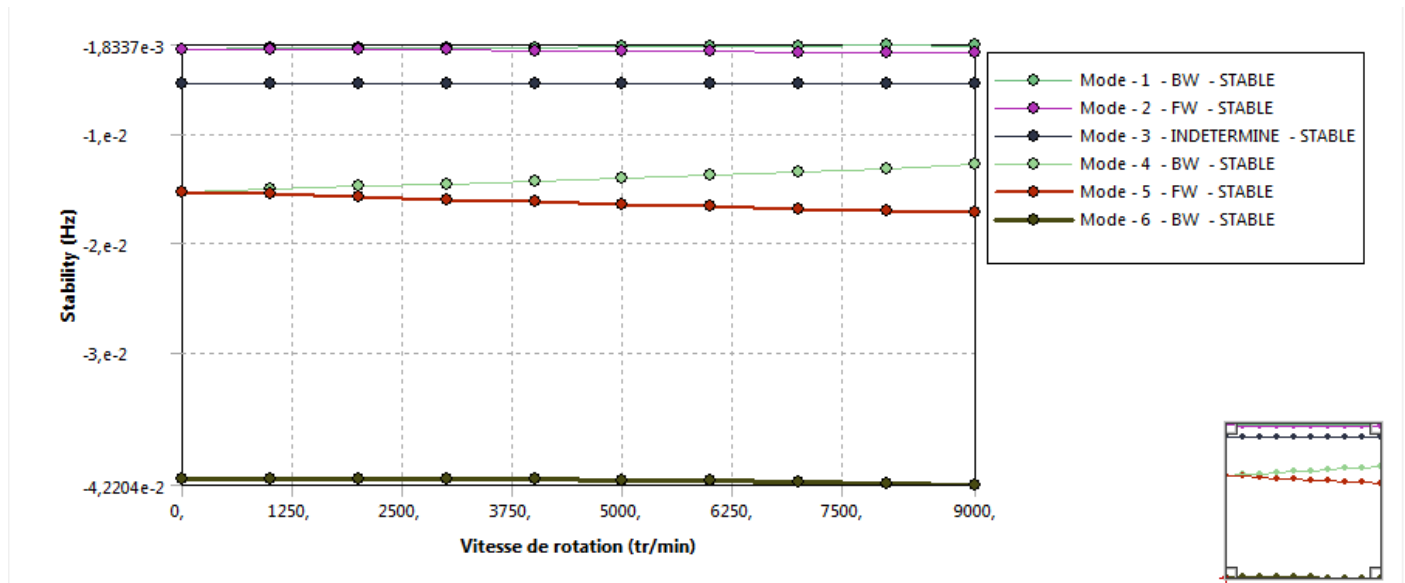


Figure IV. 5 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour L/D=10.

3.2 Influence des propriétés physiques de l'arbre sur les fréquences propres et les vitesses critiques

Dans le deuxième exemple, en gardant les mêmes propriétés géométriques de l'arbre et les mêmes conditions aux limites de l'exemple précédent, et on varie les propriétés physiques de l'arbre étudié dans l'exemple précédent voir le tableau IV.1.

Tableau IV.1 : Matériaux utilisé

Les matériaux	ρ (Kg/m ³)	E (N/m ²) $\times 10^9$	ν
Acier	7800	210	0,285
Aluminium AU4G	2800	75	0,33
Cuivre	8300	110	0,34
Fonte grise	7200	110	0,28

- Les figures IV.6, IV.8, IV.10 et IV.12 montrent respectivement les Diagrammes de Campbell pour les trois premiers modes d'un arbre tournant avec différents matériaux. Les résultats obtenus montrent que les matériaux de l'arbre tournant influent sur les fréquences propres et aussi par conséquent sur les vitesses critiques de l'arbre tournant.
- Les figures IV.7, IV.9, IV.11 et IV.13 donnent respectivement les Diagrammes de stabilité de chaque arbre. On constate que les matériaux et plus efficaces pour la stabilisation de rotor par classement sont : l'acier, l'aluminium, fonte, cuivre.

Pour les résultats obtenus, les caractéristiques physiques de l'arbre influent sur la stabilité

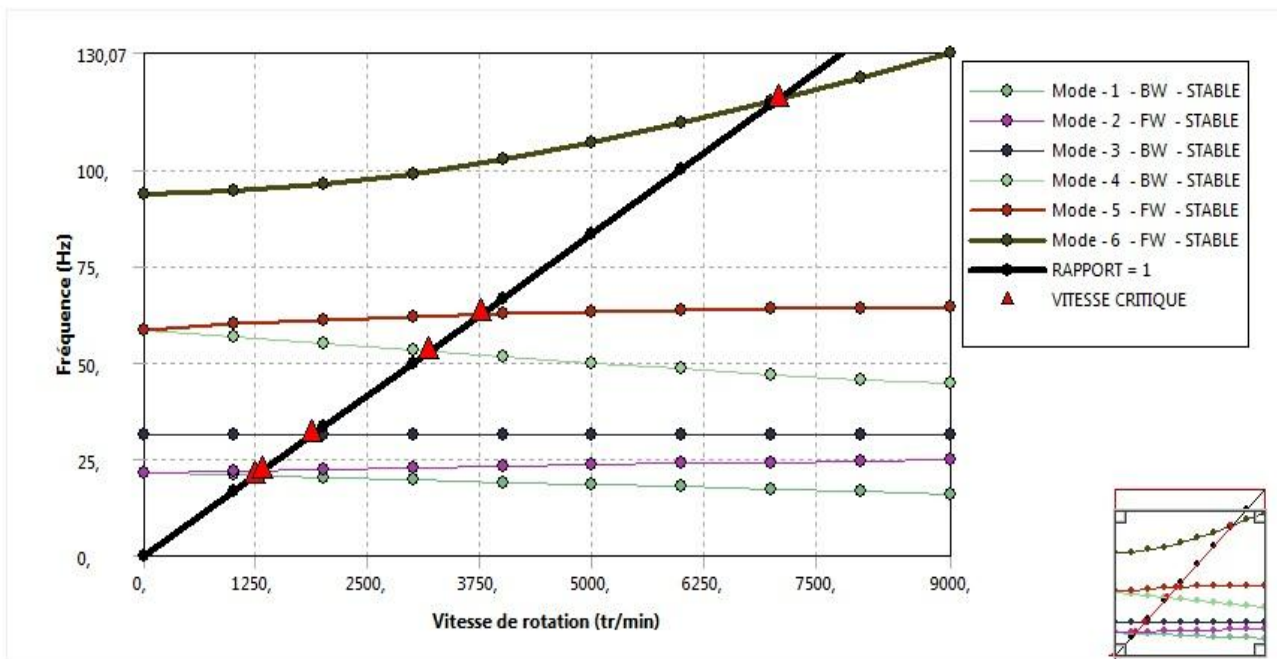


Figure IV. 6 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour un arbre en acier.

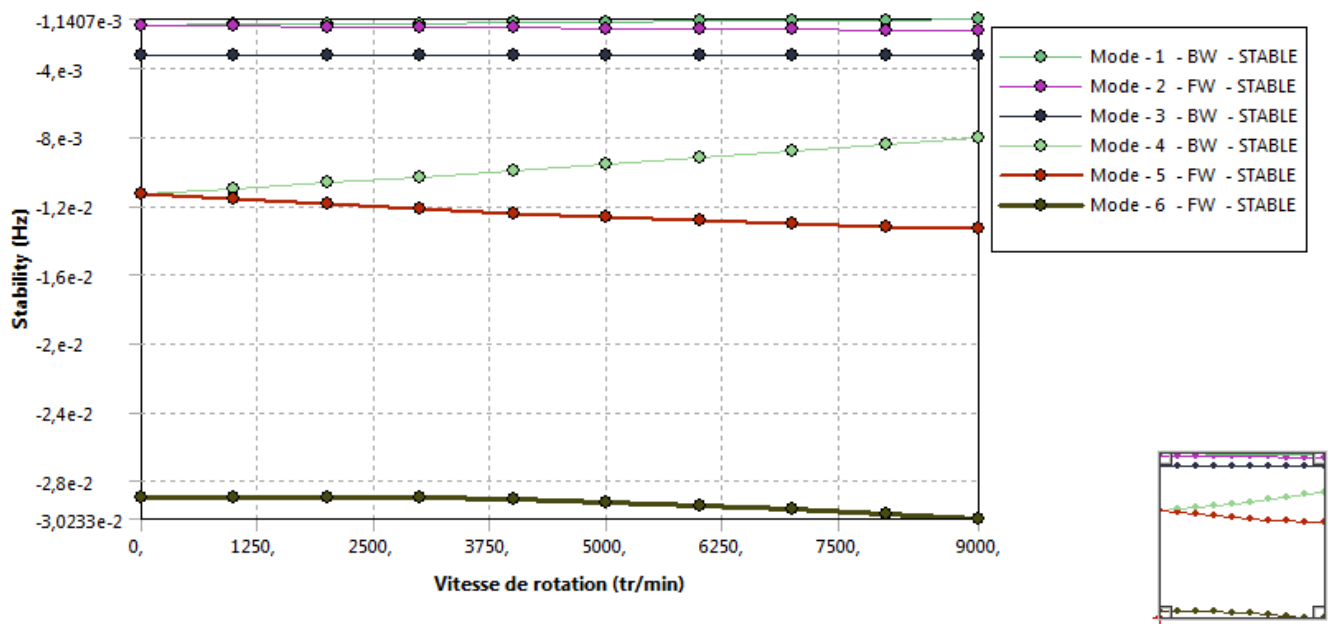


Figure IV. 7 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour l'acier.

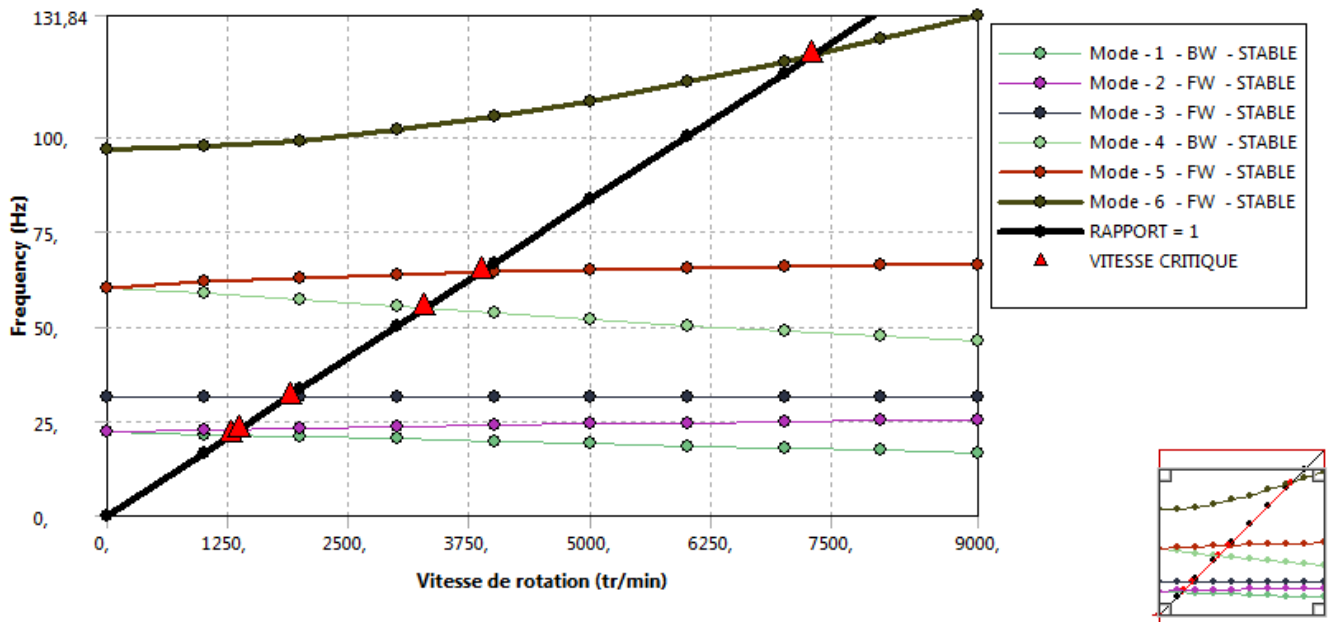


Figure IV. 8 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour un arbre en aluminium.

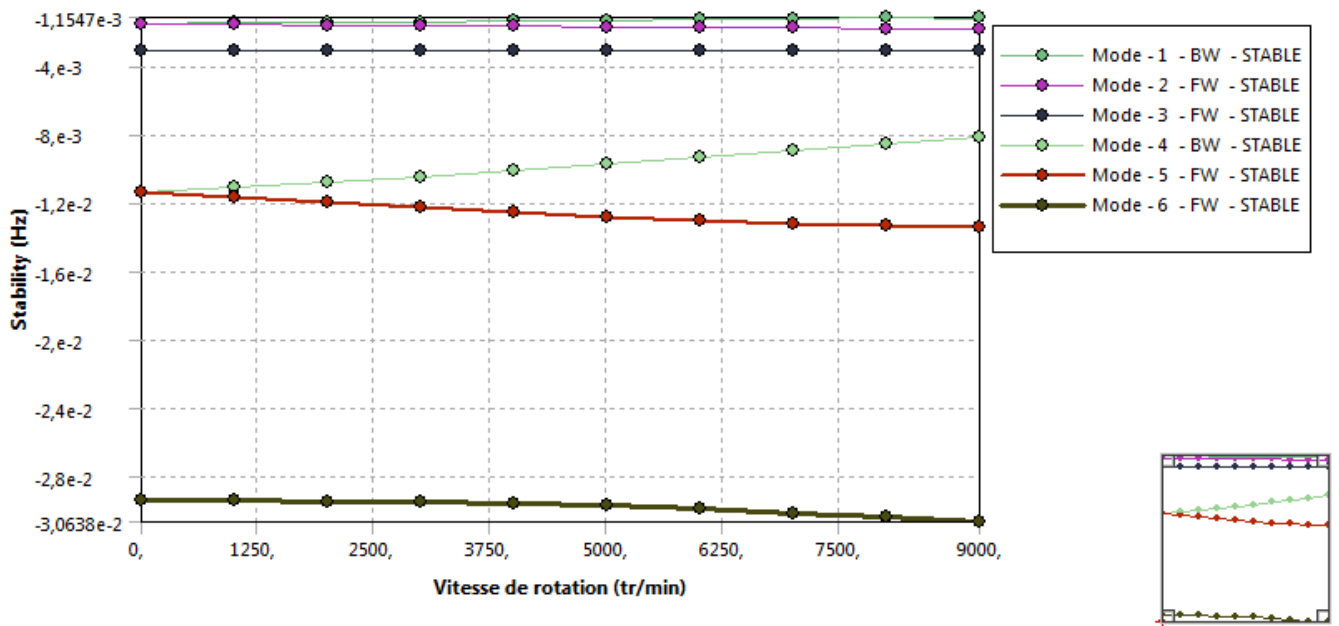


Figure IV. 9 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour un arbre en aluminium.

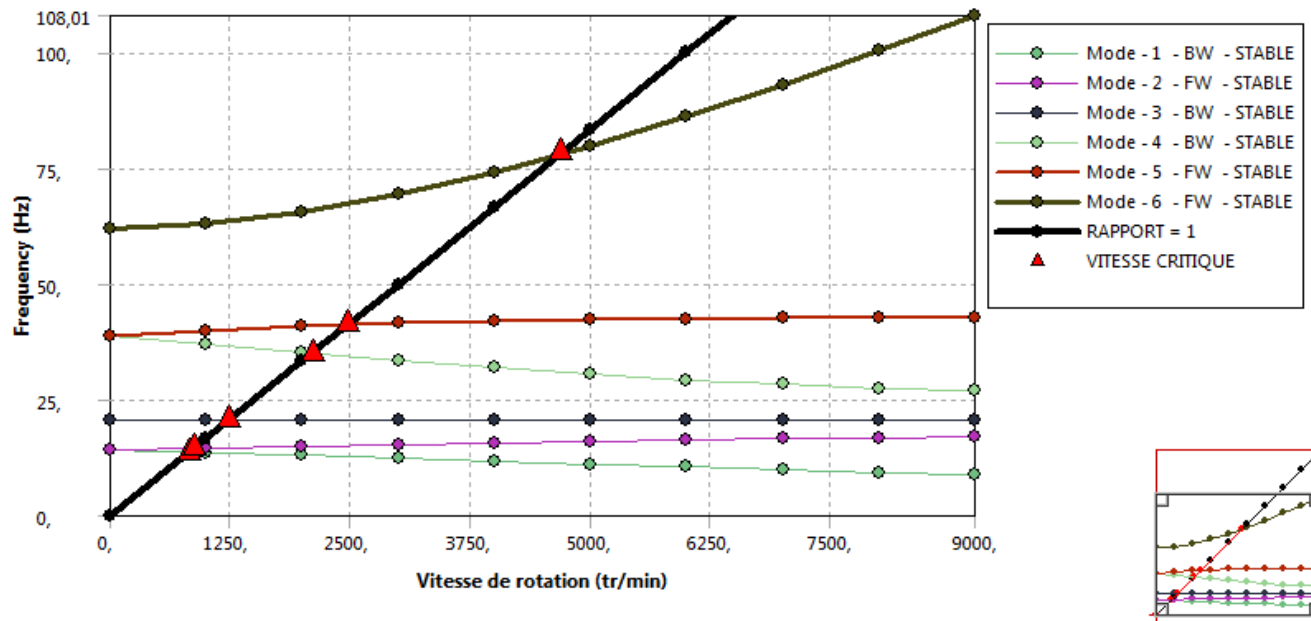


Figure IV. 10 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour un arbre en cuivre.

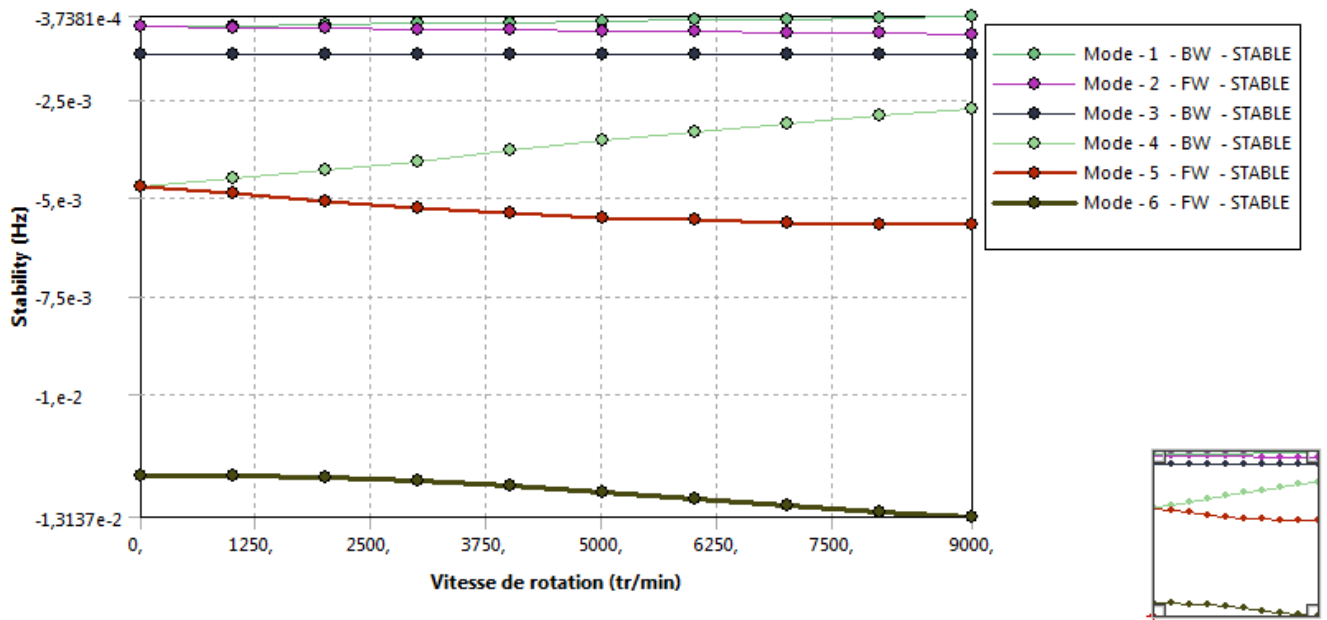


Figure IV. 11 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour un arbre en Cuivre

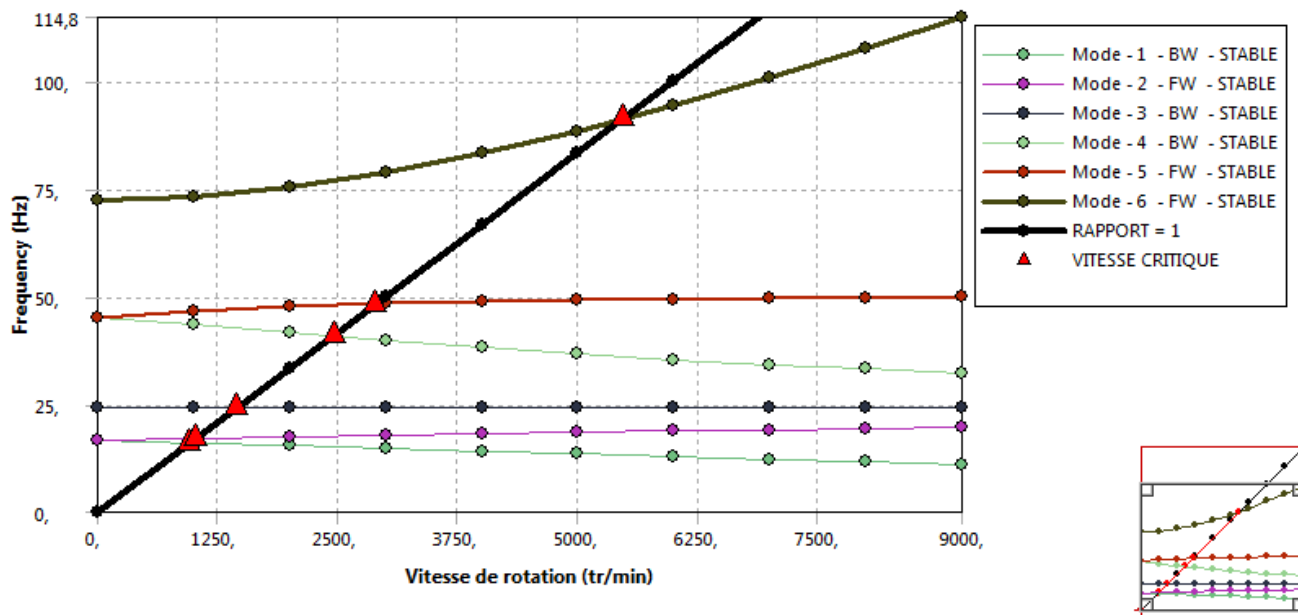


Figure IV. 12 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour un arbre en Fonte gris.

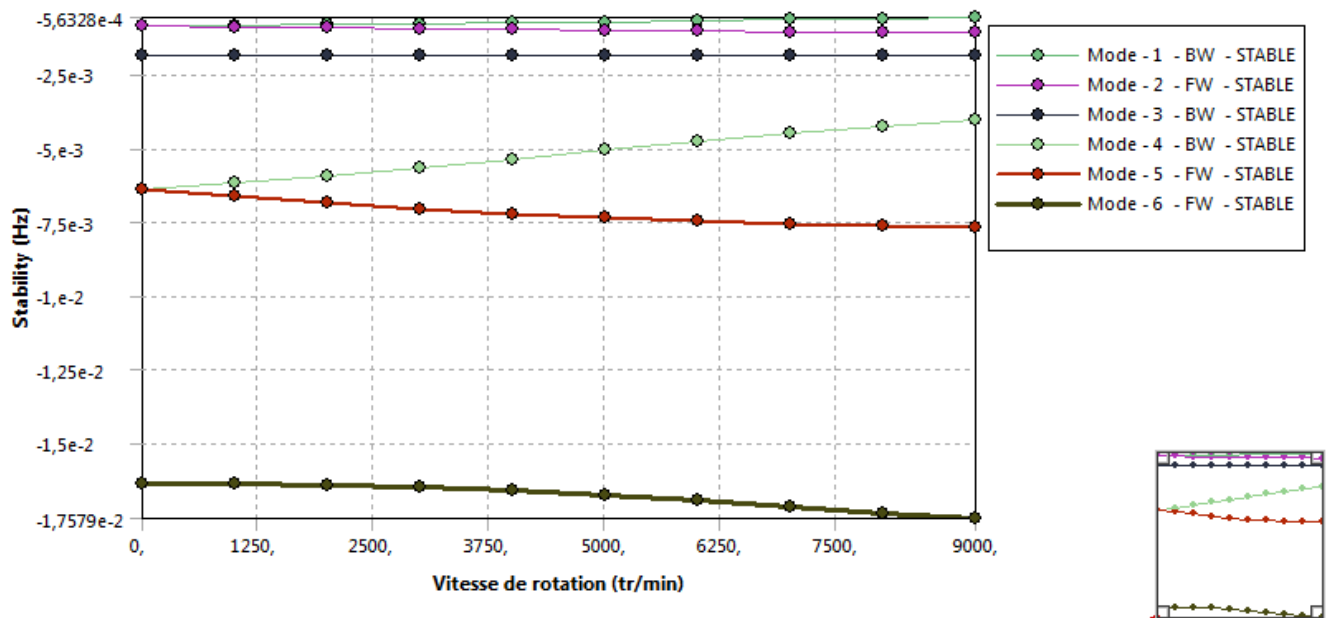


Figure IV. 13 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour un arbre en fonte.

3.3 Influence de la position du disque sur les fréquences propres

Dans cette, partie les propriétés physiques de l'arbre :

$$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2, \rho = 7800 \text{ Kg/m}^3, \nu = 0.3.$$

Les propriétés géométriques :

- Arbre : Longueur $L = 13,2\text{m}$, Le diamètre $D = 1.13\text{m}$
- Disque (déformable) : Diamètre extérieur = $1,95 \text{ m}$; Epaisseur = $0,64\text{m}$.
- Les paliers: $K_{yy}=K_{zz}=K_p=1,195 \cdot 10^5 \text{ N/m}$; $C_{yy}=C_{zz}=C_p=360 \text{ N.s/m}$.
- On varie la position du disque sur l'arbre tournant : $(x/2, x/4, x/8)$, voir figure IV.14

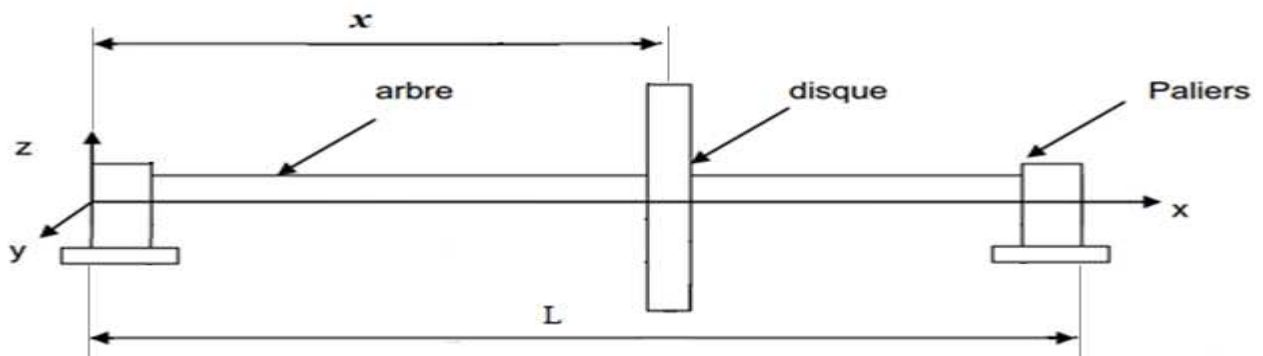


Figure IV.14 : Système arbre-disque supporté par deux paliers.

Les figures IV.15, IV.17 et IV.19 présentent les diagrammes de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour différentes positions du disque sur l'arbre tournant. On constate que pour ces figures lorsque le disque s'approche du palier les fréquences de flexion augmentent.

Les figures IV.16, IV.18 et IV.20 présentent les diagrammes de stabilité pour les trois premiers modes de flexion ω pour différentes positions du disque sur l'arbre tournant, on constate que pour ces figures lorsque le disque s'approche de palier l'instabilité du rotor augmente.

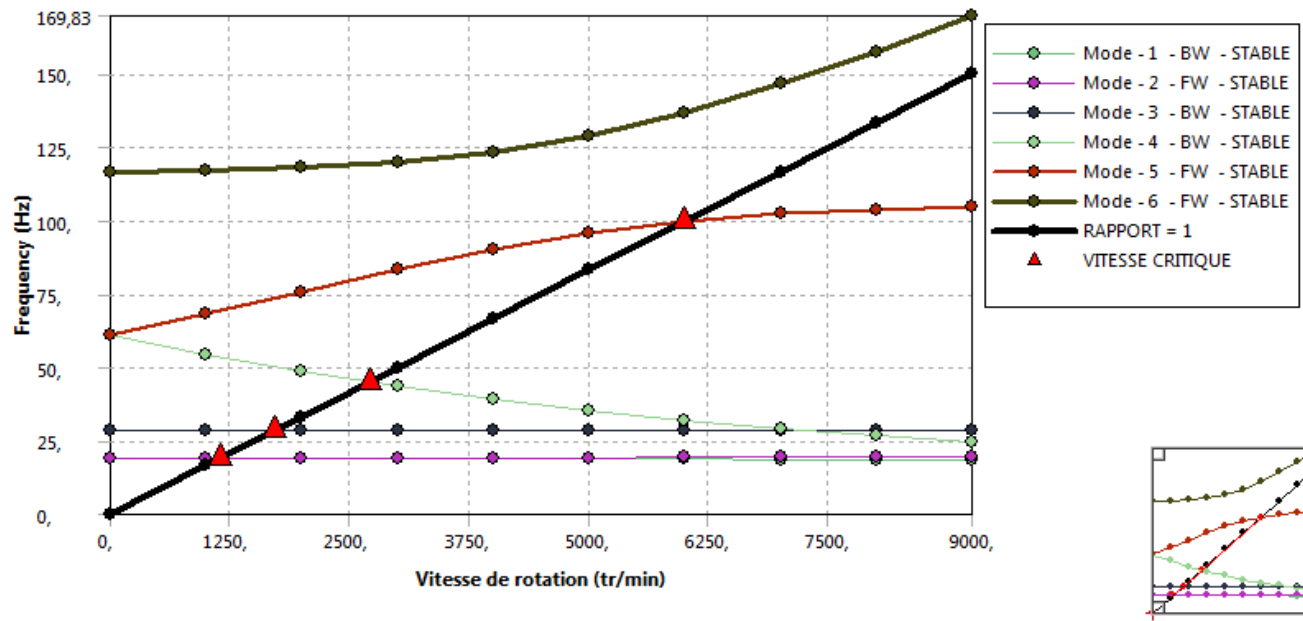


Figure IV. 15 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour $X=L/2$.

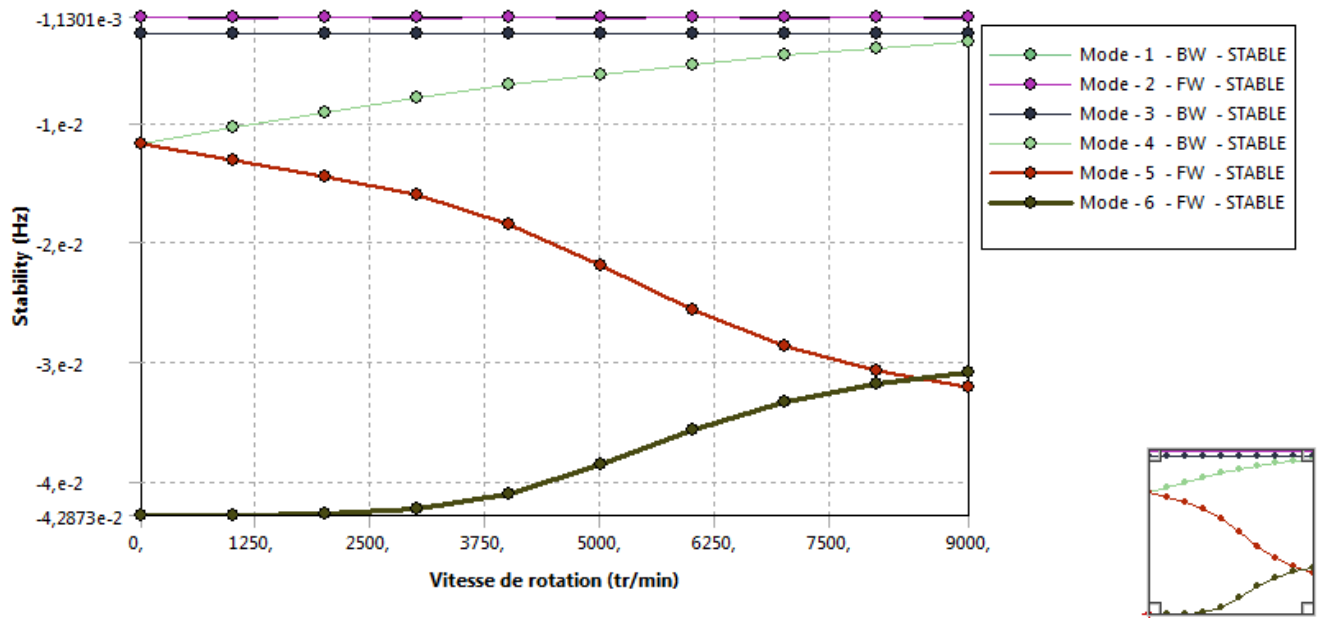


Figure IV. 16 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour $X=L/2$.

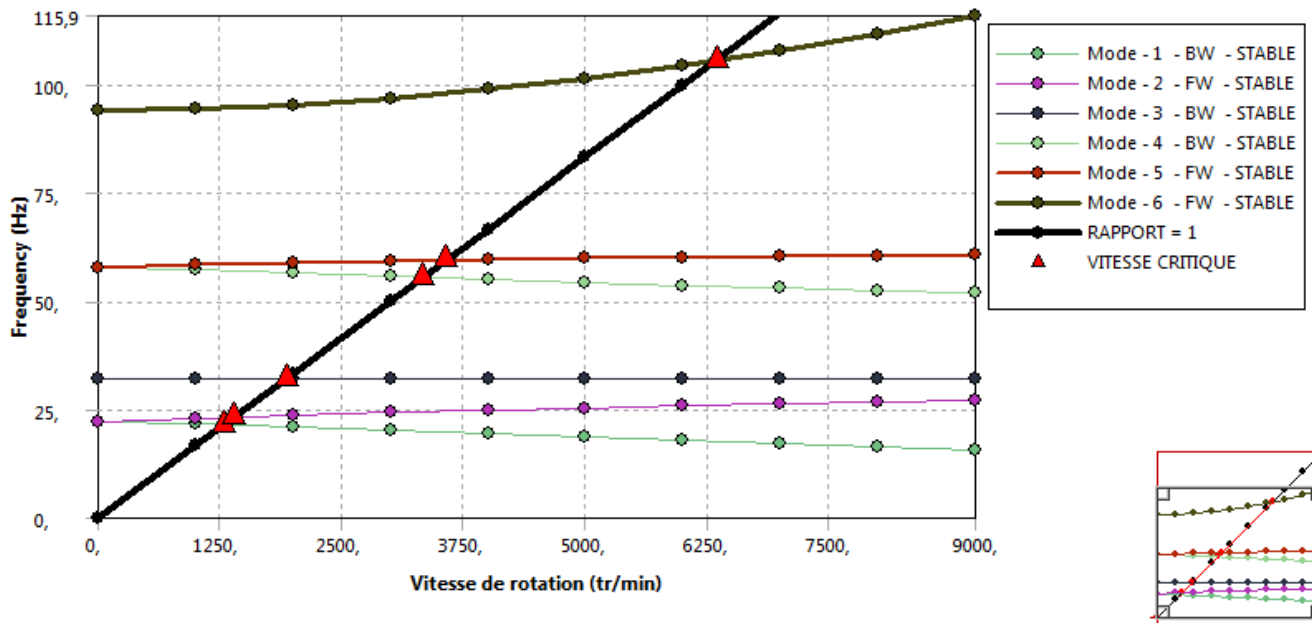


Figure IV. 17 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes de flexion ω pour $X=L/4$.

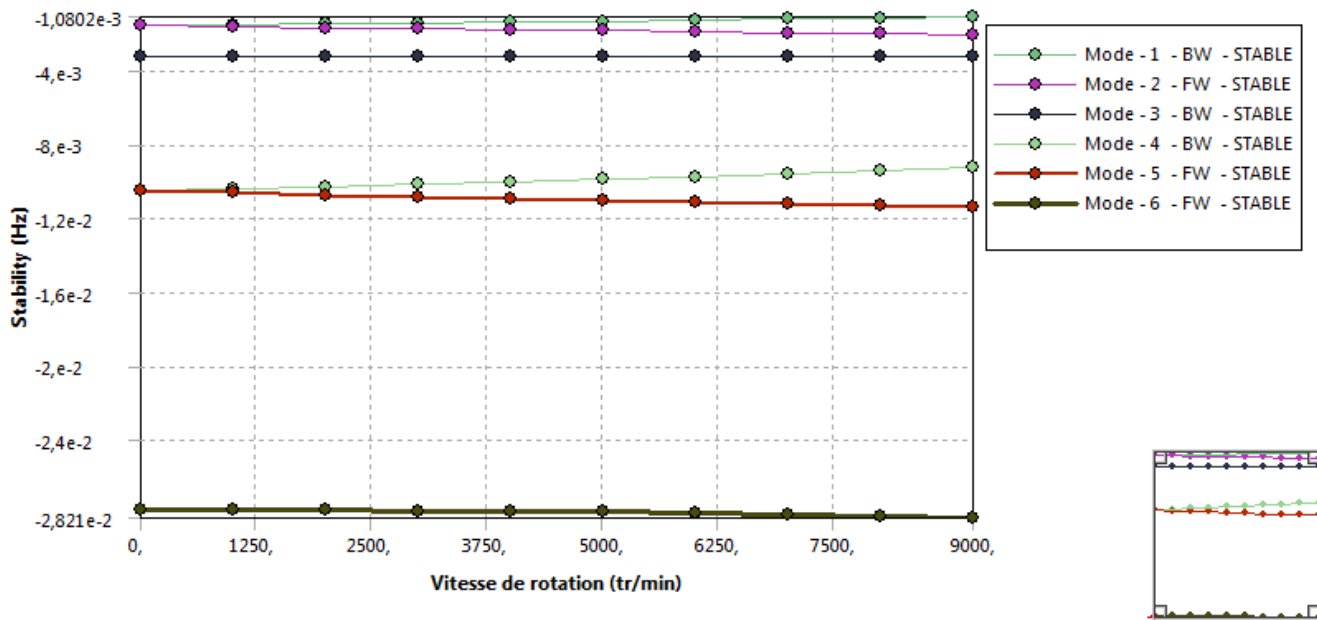


Figure IV. 18 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes $X= L/4$.

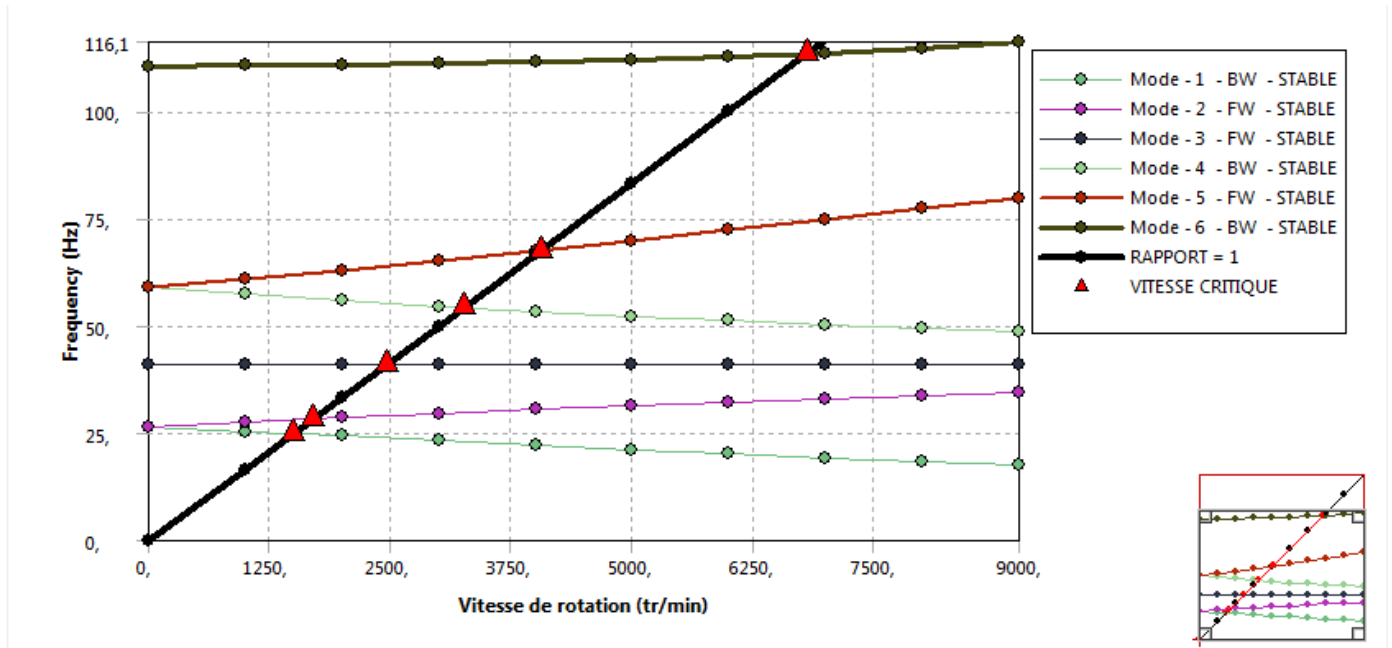


Figure IV. 19 : Diagramme de Campbell pour les trois premiers modes pour $X=L/8$.

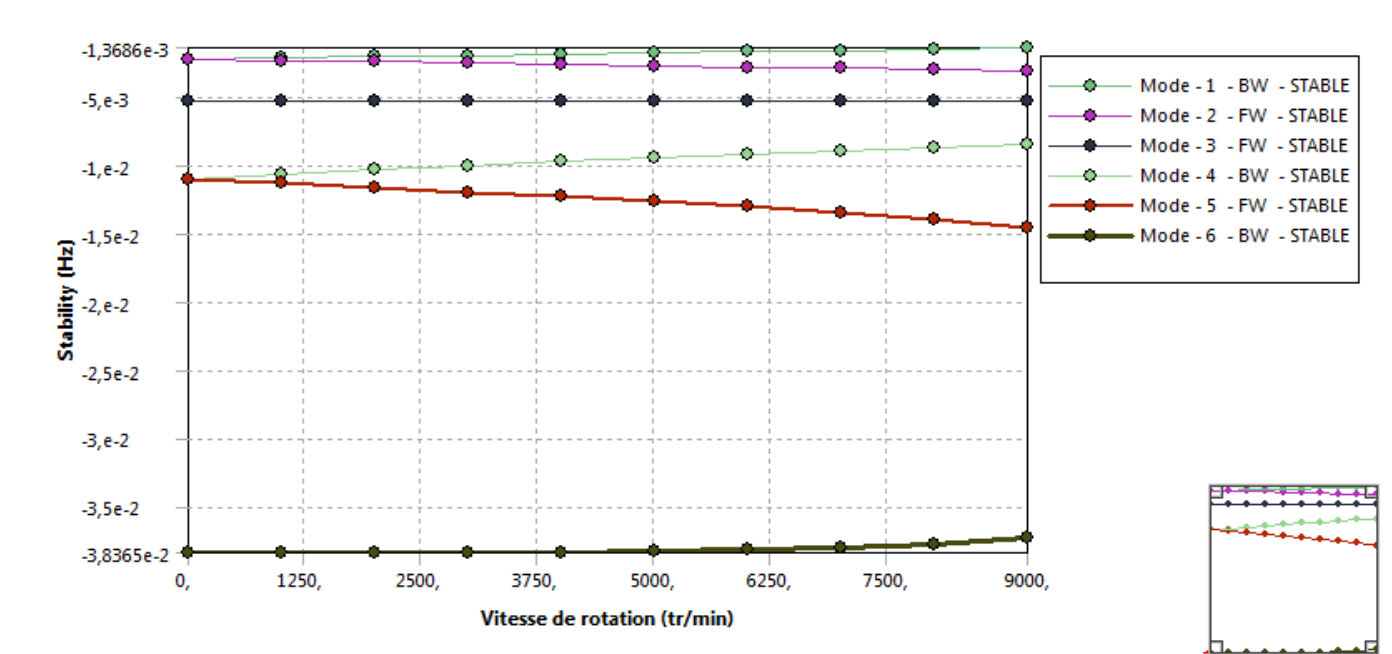


Figure IV. 20 : Diagramme de stabilité pour les trois premiers modes pour $X=L/8$.

4. Etude d'équilibrage avec masse d'essai

Dans cette partie on va étudier l'équilibrage du rotor et le disque on ajoute une masse d'essai

$M_r = 22,55$, placé dans le disque d'un rayon de $r = 1400$ mm du centre de l'arbre.

4.1 Sans masse d'essai

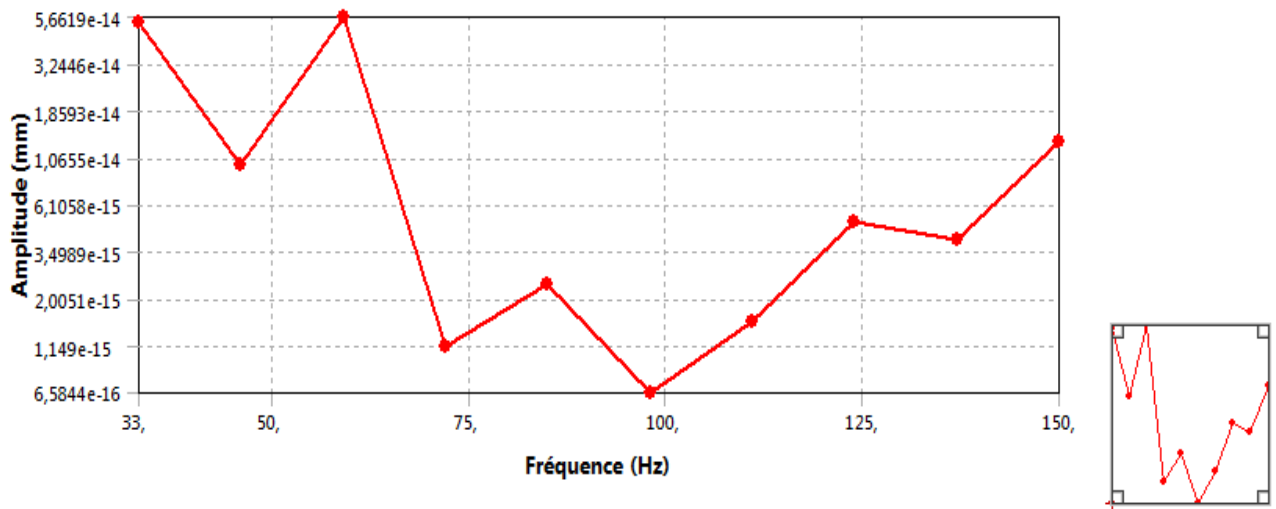


Figure IV. 21 : Equilibre de l'arbre sans masse d'essai

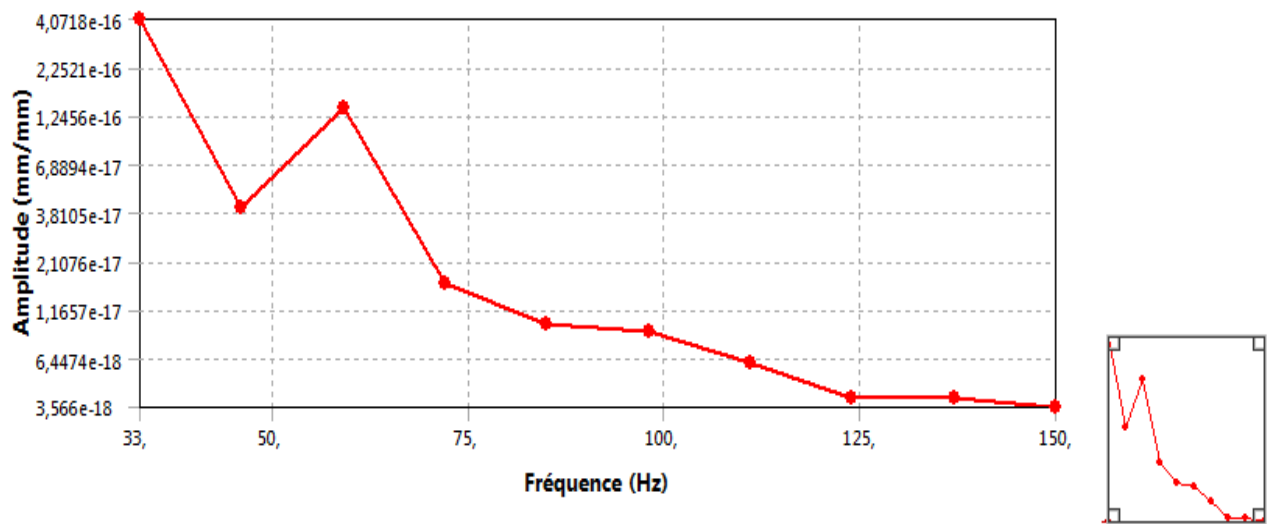


Figure IV. 22 : Equilibre du disque sans masse d'essai

4.2 Avec masse d'essai

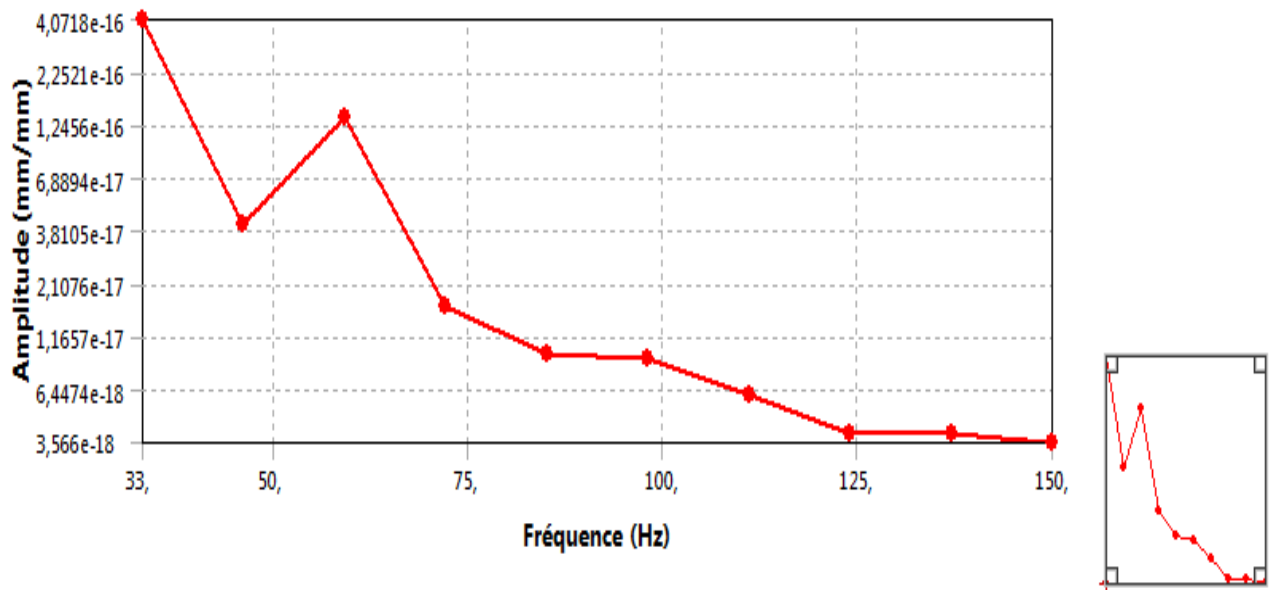


Figure IV. 23 : Equilibre de l'arbre avec une masse d'essai

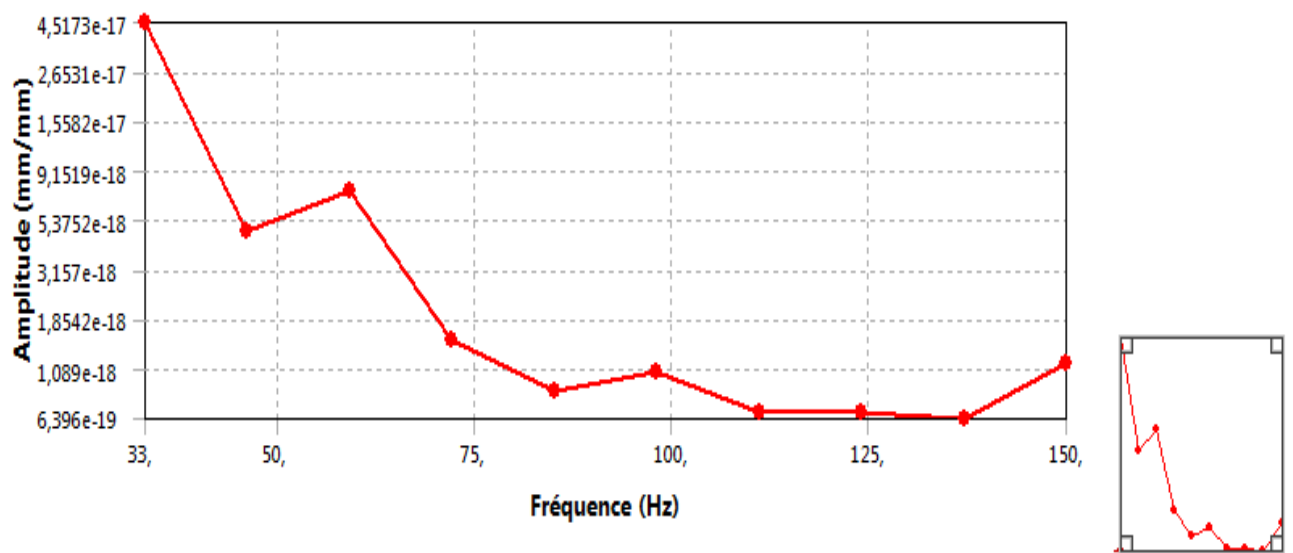


Figure IV. 24 : Equilibre du disque avec une masse d'essai

Conclusion générale et Perspectives

Ce mémoire est une initiation à l'étude de l'équilibrage statique et dynamique de rotor. Notre objectif est de comprendre le phénomène lié à la dynamique des rotors, et pour déterminer les fréquences propres et les vitesses critiques d'un rotor par logiciel Ansys Workbench. On a présenté les éléments constituant un rotor et qui sont : l'arbre, le disque et les paliers.

La modélisation et la simulation sont faites par logiciel Ansys en utilisant un modèle 3D. Avec plusieurs exemples ont été traités pour déterminer l'influence des différents paramètres géométriques et physiques des arbres tournants sur paliers rigides et amortis. Ce travail nous a permis d'aboutir aux conclusions suivantes :

1. Les paramètres géométriques de l'arbre représenté pour rapport L/D influent sur le comportement vibratoire et la stabilité des arbres tournants.
2. Les paramètres mécaniques (les caractéristiques mécaniques) influent sur le comportement vibratoire et la stabilité des arbres tournants.
3. La maîtrise de comportements vibratoires nécessite une prévision des caractéristiques d'amortissement des rotors, en particulier l'amortissement des paliers. Cette prédiction est fondamentale dans la conception des machines tournantes afin de fournir une idée précise des plages sécurisées en termes de vitesses de rotation.
4. Les raideurs des paliers influent sur le comportement vibratoire et la stabilité du rotor.
5. Les caractéristiques dynamiques du système (arbre+disque+paliers) sont influencées sensiblement en changeant la position du disque sur l'arbre.
6. La masse d'essai (correction) diminue l'amplitude de l'arbre et disque en fonction de la fréquence, on constate que quand la fréquence augmente on remarque que l'équilibre est maintenu.

Bibliographie

- [1] Rapport de stage entreprise SNC-Lavalin Hadjret Ennous 2018.
- [2] documentation de la centrale électrique Hadjret Ennous .
- [3] Document Manuel Machine Equilibrage, Bruel et Kjaer Vibro, Equilibrage dans la condition de service, 2002, France.
- [4] Turbine à gaz à cycle combiné, URL: [Www. Wikipédia.com](http://Www.Wikipédia.com).
- [5] Documents GE (General Electric), NP (Nuovo Pignone).
- [6] L. W. Chen and D. M. Ku. Dynamic stability analysis of a rotating shaft by the finite element method.
- [7] Hatto Schneide, Technique d'équilibrage, Traduction des 6 éditions allemandes, Springer-Verlag France, Paris 2006.
- [8] Nassim Gougam, Equilibrage dans les Conditions de Service, société Brüel & Kjæ, 2002, France.
- [9] ISO 1940-1, Mechanical vibration Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state.
- [10] R. Bigret et J. -L. Féron : "Diagnostic - maintenance disponibilité des machines tournantes", MASSON 1995.
- [11] LUCIEN VIVIER : Turbines à gaz, EDITION ALBIN MICHEL.
- [12] Philippe Bisch. Mécanique des structures.2008.

[13] M.DAKEL Zakia, Mémoire de docteur, Université d'Alep, stabilité et dynamique non linéaire de rotors embarques, septembre 2014.

[14] E.S.Zorzi and H.D.Nelson “finite element simulation of rotor bearing system with internal damping” ASME, journal of engineering for power.

[15] S.Timoshenko “vibration problems in engineering” New York, van nostrand reihold company, 1955.

[16] A.Tondl “some problems of rotor dynamics”, London, Champman and Hall 1965.

[17] R.Sino “comportement dynamique et stabilité des rotors : application aux rotors composites” thèse doctorat INSA Lyon.

[18] M.Lanane and G.Ferraris “rotordynamic prediction in engineering” John Wiley Sons 1990.

[19] F.C.Nelson “a review of the origins and current of rotor dynamics” In IFTomm-sixth international conference on rotor dynamics, Sydney, Australia, 2002.