



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de L'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique

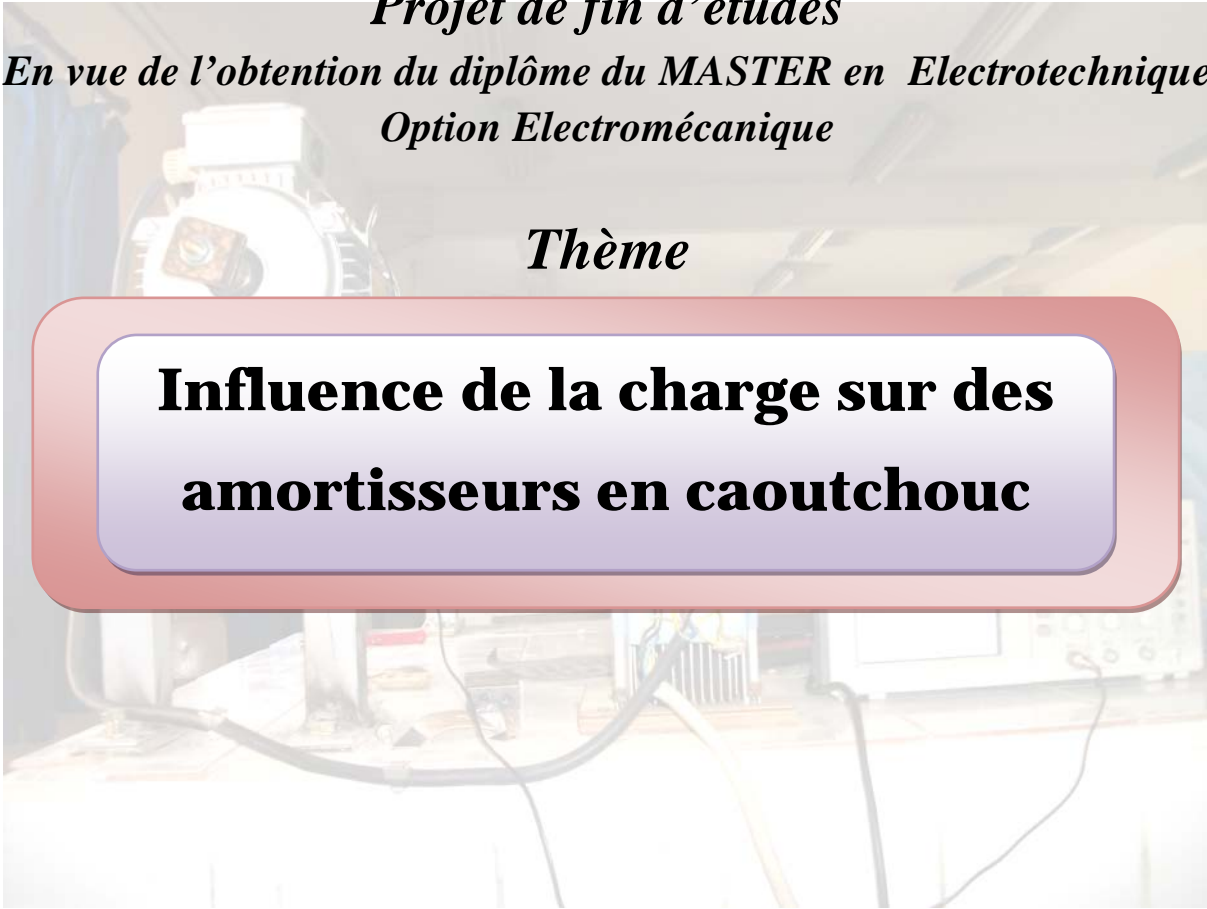
Université Abderrahmane Mira Bejaia
Faculté de technologie

DEPARTEMENT DU GENIE ELECTRIQUE

Projet de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme du MASTER en Electrotechnique
Option Electromécanique

Thème



Influence de la charge sur des
amortisseurs en caoutchouc



Réalisé par :

***M^r*: ABDELALI OUALI**



Encadré par :

***M^r*: Athmane AMRI**



Promotion 2011/2012

Remerciement

Tout d'abord je remercie dieu tout puissant qui nous a gardé en bonne santé afin de faire ce modeste travail et qui nous a permis de vivre ce bonheur.

Tous mes vifs remerciements va à Mr : Athmane AMRI, mon promoteur pour sa gentillesse, sa disponibilité et sa rigueur dans le travail je le remercie pour tout le temps qu'il ma consacré, pour tous ses conseils, et pour ses remarques durant la préparation de ce mémoire.

Je tiens à exprimer mon vive reconnaissance à Mr le président. De nous faire honneur de présider le jury de ce modeste travail.

Je remercie Mr l'examineur, d'avoir accepté la rude tache d'examiner mon modeste travail.

Mr : AHMED Melahi

Mr : LOUCIF Aloui

Je tiens à exprimer mes meilleurs sentiments à Mr : Rezzak ALQAMA, pour tout son aide, sa connaissance, ses exigences et tout le matériel qu'il m'a fourni.

Je voudrai aussi remercier tout le personnel du service technique du hall de technologie, Mr: Rachid YOUSFI, Mr : Nacer BOUAMARA et Mr : SADI bouzid.

et je n'oublie pas de remercier le technicien de département

Mr : AMAR Abdoune...



Dédicace

*Je Dédie Ce Modeste Travail à
Ceux Qui m'ont été le Bon Exemple
Et à Qui Je Suis redevable :*

*Mes Chers Parents
Et
Ma fiancée.*

*Pour Qui Aucune de Mon Dédicace
N'exprimera Le Profondeur De Mon
Amour et Ma Reconnaissance Pour
Leurs Soutiens, Sacrifices Et Patiences.*

Ouali Abdelali

Table Des Matières

Introduction Générale	1
Chapitre I : Les amortisseurs	
I. Introduction	3
I.1. Amortissement	3
I.1.1. Principes	3
I.1.2. Influence du couple température/fréquence	3
I.1.3. Raideurs statique et dynamique	4
I.2. Etude des Amortisseurs en caoutchouc	6
I.2.1. Supports élastiques	6
I.2.2. Choix d'un mode de déformation	7
I.3. Les type des Supports	8
I.3.1. Supports élastomère simples	8
I.3.2. Supports lamifiés	8
I.3.3. Supports élastomère-hydrauliques	8
I.3.4. Supports métalliques à base de ressorts	10
I.3.5. Supports métalliques à base de câbles	10
I.3.6. Supports métalliques à base de câbles	10
I.3.7. Supports pneumatiques	11
I.4. Conclusion	13
Chapitre II : Etude théorique	
II.1. Introduction	13
II.2. Etude les différents systèmes vibratoires	13
II.2.1. Oscillations libres d'un système non amorties à un degré de liberté (1.D.D.L) ...	13
II.2.2. Oscillations forcées non amorties d'un système à un degré de liberté (1.D.D.L)	15
II.2.3. Oscillations amorties d'un système à un degré de liberté	16
II.2.3.1. Dérivation de l'équation différentielle	17
II.2.3.2.1 ^{er} cas : Mouvement aperiodique : $\varepsilon > 1$ (amortissement fort)	17
II.2.3.2.2 ^{eme} cas : Mouvement critique : $\varepsilon = 1$ (amortissement critique)	18
II.2.3.3. 3 ^{eme} cas : Mouvement oscillatoire amorties: $\varepsilon < 1$ (amortissement faible)	18
II.2.4. Les oscillations amorties forcées d'un système à un degré de liberté	19
II.2.4.1. Recherche du régime permanent (solution particulière)	20
II.2.4.2. Résonance d'amplitude	21
II.2.4.3. Variation de phase avec la fréquence	22

Table Des Matières

II.3. Conclusion	23
Chapitre III : Application	
III.I. Introduction	24
III.2. Matériels utilisés	24
II.3.Points de mesures	24
III.4. Application	25
III.4.1. Vibrations forcées dans le cas d'une machine déséquilibrée par un balourd ...	25
III.4.2. Calcul du déplacement forcé par la méthode de FRESNEL	26
III.4.3.Diagramme de FRESNEL	27
III.4.4. Etude de la variation de facteur d'amplification « A »	28
III.5. Force transmise au sol	30
III.5.1.Diagramme de FRESNEL	30
III.5.2. Etude des variations de A_1	31
III.6. Partie pratique	33
III.6.1 Les mesures dans le cas déséquilibré.....	33
III.6.1.1. Force centrifuge et déséquilibré.....	33
III.6.1.2. Rotor déséquilibré.....	33
III.6.2. Les tableaux de mesures	34
III.6.3. les mesures dans le cas rotor à vide (pas de masse)	38
III.6.3.1. Rotor équilibré	38
III.6.4.Les tableaux de mesures.....	39
III.7. Conclusion	43
Chapitre IV : Etude comparative	
IV.1. Introduction	44
IV.2.Etude comparative	44
IV.2.1.Etude et interprétation des mesures cas défauts	44
IV.2.1.1. Etude la fréquence de sortie (f_0) en fonction de la fréquence de l'entrée (excitatrice f)	45
IV.2.1.2. Variation de l'amplitude de sortie (A) en fonction de la fréquence de l'entrée (excitatrice f)	45
IV.2.1.3. Variation de la moyenne de sortie (moy) en fonction de la fréquence de l'entrée (excitatrice f)	45
IV.3. Etude et interprétation des courbes	46

Table Des Matières

IV.4. Etude et interprétation des mesures en absence de masse.....	48
IV.4.1. Le tableau de mesure.....	48
IV.4.1.1. Etude de la fréquence de sortie (f_0) en fonction de la fréquence de l'entrée (excitatrice f).....	48
IV.4.1.2. Variation de l'amplitude de sortie (A) en fonction de la fréquence de l'entrée (excitatrice f)	49
IV.4.1.3. Variation de la moyenne de sortie (moy) en fonction de la fréquence de l'entrée (excitatrice f)	49
IV.4.2 Etude et interprétation des courbes.....	50
IV.5. Conclusion	51
Conclusion Générale.....	52
Bibliographie	
Annexes	

Introduction générale

Toute machine possédant des composantes en mouvement génère un certain niveau de vibration, images des efforts dynamiques, quel que soit le soin apporté à leur fabrication. De ce fait, toute modification du processus dynamique de la machine engendre une variation des énergies vibratoires. Ces vibrations sont stables si la machine fonctionne normalement, si l'environnement est le même. Elles sont aussi caractéristiques de l'état de fonctionnement de l'équipement et constituent sa signature cinématique. Au fur et à mesure que l'état de la machine se détériore, le niveau vibratoire augmente et change radicalement avec l'apparition d'un défaut, première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle de dégradation et de panne. Les vibrations sont le résultat d'un ensemble d'efforts exercés par la machine elle-même ou le résultat de l'interaction avec l'environnement dans lequel la machine est intégrée. On peut distinguer des efforts d'origine mécanique (balourd, désalignement, roulement, engrènement, etc.), d'origine électrique (vibrations de stator, transformateurs, etc.), d'origine hydraulique (cavitation, turbulences, pulsations de pression, etc.) et de réponse du milieu (broutement des machines outils, pompage des compresseurs, etc.). La suspension élastique ou caoutchoutique des machines qui réduit la transmission des vibrations indésirables à leur environnement, est devenue une pratique courante, tout comme le montage souple des systèmes fragiles ou sensibles aux vibrations, afin de mieux les protéger. La mise en œuvre de ces dispositifs pourrait sembler assez simple, dès lors qu'on suit bien les indications particulières pour éviter des résultats malencontreux, allant jusqu'à des usures ou des ruptures prématurées.

L'analyse vibratoire permet l'élaboration d'un « bilan mécanique » complet du système, qui caractérise qualitativement et quantitativement son état à un instant donné, et ainsi d'y reconnaître d'éventuelles de cette machine. Dans ce contexte, et étant donné que le signal vibratoire contient la signature cinématique de la machine, liée aux conditions de fonctionnement.

C'est dans ce contexte que s'inscrit notre travail qui porte sur l'influence de la charge sur des amortisseurs en caoutchouc.

D'abord, nous présentons quelques notions sur les amortissements, principales propriétés, ensuite nous évoquons les supports en caoutchouc, quelques notions d'application et leur comportement dans le milieu.

Le deuxième chapitre nous expose quelques applications sur les différents systèmes vibratoires tels que les oscillations libres d'un système amorti ou non amorti.

Le troisième chapitre traite la réalisation d'un modèle expérimental, exemple : d'un moteur électrique posé sur ces amortisseurs « supports » et étude dynamique du système.

Au quatrième chapitre, nous exposons l'analyse des signaux sur les machines qui se trouvent dans le laboratoire de sciences des matériaux, pour cela, nous avons utilisé un accéléromètre pour la détection des anomalies vibratoire, par la suite nous avons utilisé un oscilloscope digital permettant de diagnostiquer le signal et traitement des mesures.

Dans le dernier chapitre, nous exposons les techniques d'analyse des signaux sur les différentes vitesses et nous avons fait une étude comparative de ces signaux.

Chapitre I :
Les amortisseurs

I. Introduction

Ces vibrations provoquent fréquemment avec des blessures physiques comme des surtensions musculaires, affections auditives et fatigue, mais provoque également des dommages aux bâtiments, les machines en mouvement et détérioration du matériel, etc... En fonction de leur application, les supports anti-vibration sont de diverses utilités. Dans le domaine de l'isolation vibratoire. Ils sont une référence bien reconnue.

Les amortisseurs dans les machines en mouvement on l'objectif d'amortir les vibrations créées par des balourds, roulements etc

I.1. Amortissement

I.1.1. Principes

Amortir des sollicitations vibro-acoustiques vise non seulement à réduire leur capacité à se propager, mais à les dissiper au sens strict, c'est-à-dire les dégrader en chaleur. S'agissant de grandeurs cycliques (déplacements et contraintes vibratoires), cela revient à introduire un phénomène d'hystérésis dans la loi d'élasticité dynamique reliant contraintes et déplacements. La mise en équation montre que :

- l'énergie dissipée par un matériau viscoélastique est proportionnelle à l'accélération vibratoire ;
- l'énergie dissipée par un matériau visqueux est proportionnelle à la vitesse vibratoire ;
- l'énergie dissipée par le frottement, sous réserve d'un effet de seuil, est proportionnelle au déplacement relatif vibratoire.

Cette capacité de dissipation proportionnelle à l'accélération donne donc à l'amortissement viscoélastique une capacité particulière à amortir les vibrations de fréquence élevée, ce qui est particulièrement nécessaire si la gêne finale est acoustique, du fait de la sensibilité croissante de l'audition de 20 à 1 000 Hz.

I.1.2. Influence du couple température/fréquence

L'emploi des matériaux viscoélastiques est limité par la nature même des mécanismes dissipatifs dont ils sont le siège, et qui n'existent que dans une plage étroite de températures et de fréquences. La figure 1.1 montre l'évolution du module de Young (E) et de l'amortissement ($\tan \delta$) d'un élastomère donné en fonction de ces deux facteurs.

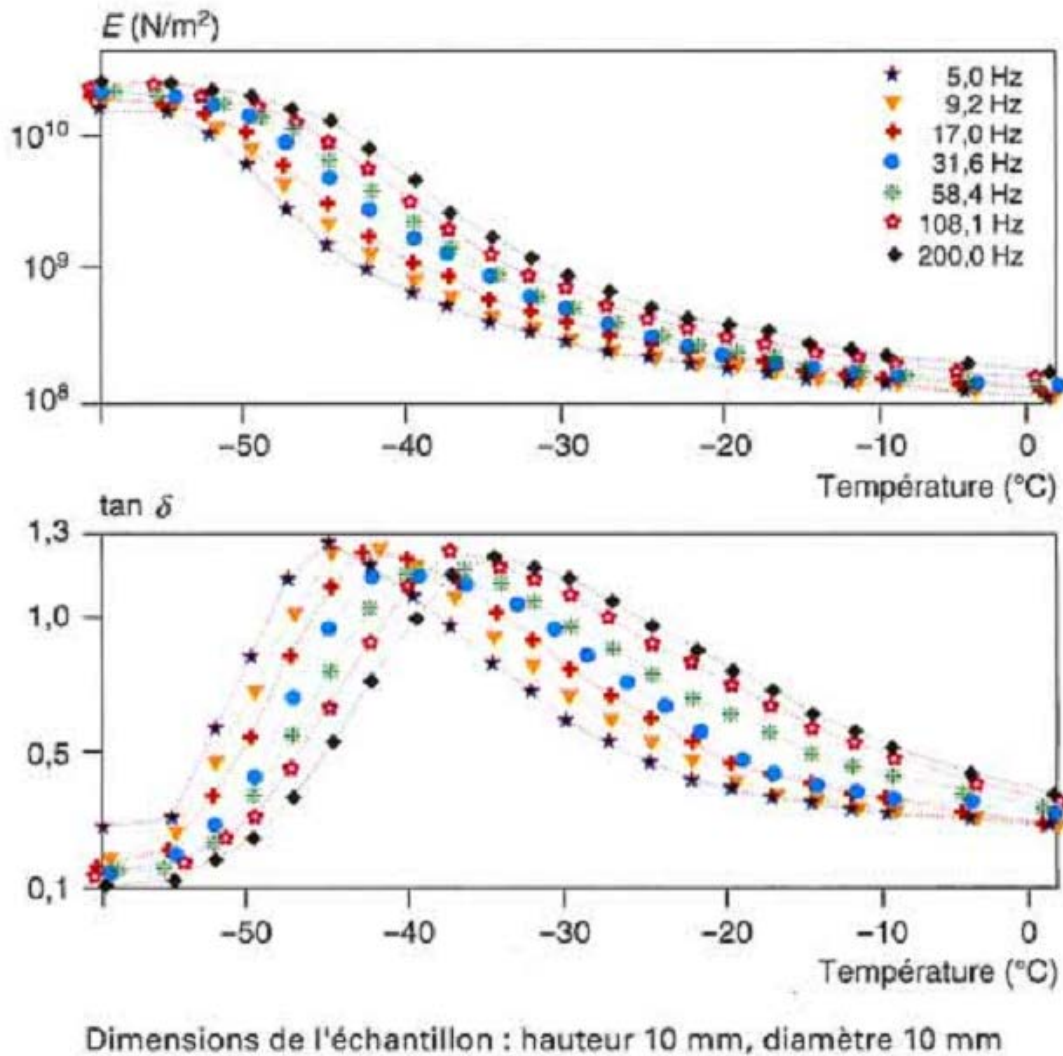


Figure 1.1– Évolution du module de Young (E) et de l'amortissement ($\tan \delta$) en fonction de la température à différentes fréquences (de 5 à 200 Hz)

NB: À différentes fréquences (de 5 à 200 Hz) qu'il ne permet pas de répondre, par exemple, à un besoin de dissipation vibratoire importante ($\tan \delta \approx 1$) avec un module d'Young dynamique compris entre 10^9 et 10^{10} N/m² par voie viscoélastique.

I.1.3. Raideurs statique et dynamique

Un point essentiel de toute la problématique du découplage antivibratoire ou antichoc est de distinguer les notions de raideurs statique et dynamique pour tous les éléments de la chaîne de transfert, sachant que le commentaire fait sur la raideur dynamique vaut de même pour les cinq autres grandeurs que l'on peut définir en analyse vibratoire.

On doit en effet conjuguer :

— un problème de statique, qui est de supporter de manière convenable le poids des machines et équipements suspendus.

L'introduction des éléments de suspension assez souples entraîne donc une déformation continue qui se traduit par une flèche mesurable de la suspension (article isolation antivibratoire et antichoc) allant du millimètre au centimètre selon la fréquence propre visée, et qui peut légèrement augmenter avec le temps (fluage des élastomères) ;
 — un problème de dynamique, avec une première région de fréquences caractéristiques correspondant aux modes de la suspension, puis à diverses fréquences à priori plus élevées correspondant aux modes internes du support, ou aux modes de la structure aval ou de la machine elle-même (figure 1.2).

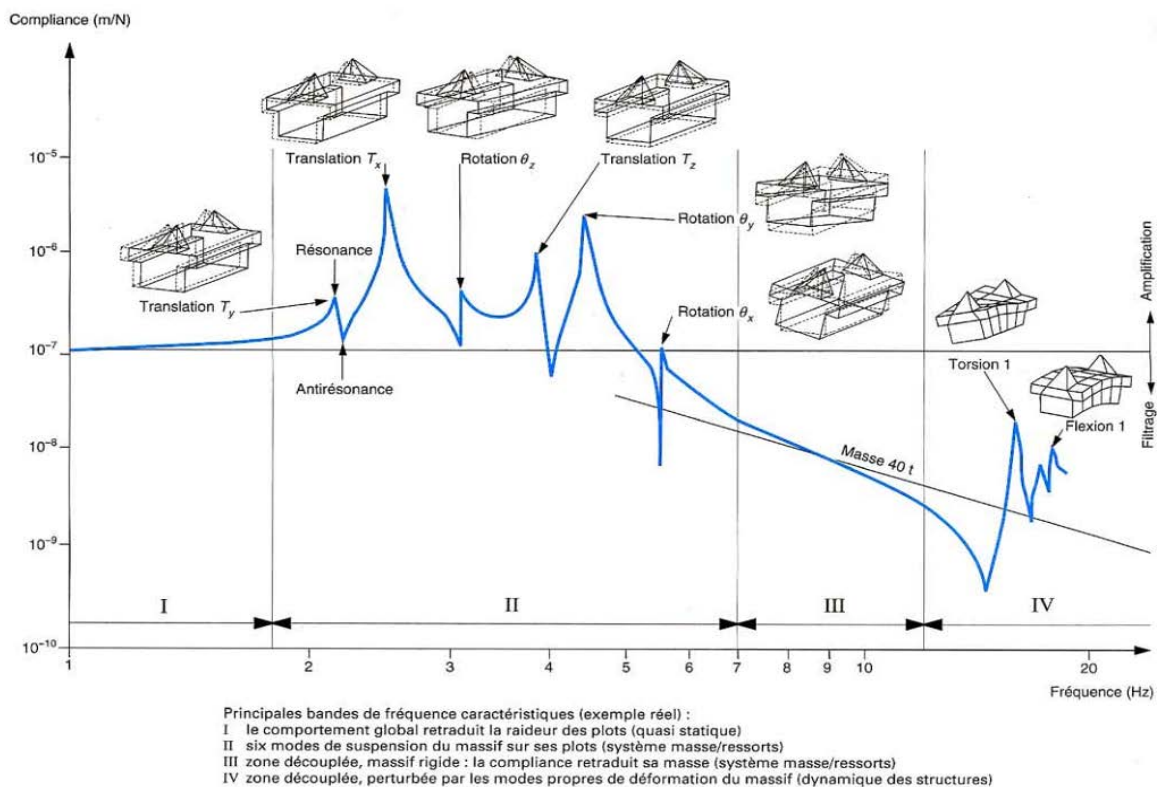


figure 1.2 Complication d'un massif suspendu en fonction de la fréquence

La fréquence d'antirésonance d'un bloc homogène d'élastomère ne dépend que de sa hauteur : la vitesse de l'onde de compression C_L étant de l'ordre de 250 à 500 m/s dans un caoutchouc courant, la première antirésonance intervient à la fréquence f_1 telle que la hauteur h du plot qui correspond à $1/2$ de la longueur d'onde de compression, soit : $f_1 = \frac{C_L}{2h}$ de 500 Hz pour un support de forte charge/ fort débattement à 5 kHz pour un tout petit plot.

Les fréquences suivantes correspondent à la coïncidence de la hauteur du plot avec successivement les $2/2, 3/2, 4/2, 5/2$, etc. de la longueur d'onde de compression, soit : $f_2 \approx 2f_1, f_3 \approx 3f_1$, etc. Ces modes peuvent induire des amplifications de 10 à 100 selon l'élastomère [1].

I.2. Étude des Amortisseurs en caoutchouc

Rappelons les différentes fonctions demandées conjointement à une suspension de machine :

- supporter le poids de l'ensemble suspendu, moyennant une déflexion permanente dite statique ;
- assurer la connexion d'éléments tels que les arbres de transmission (accouplements élastiques), les lignes de fluides (manchons élastiques, flexibles d'échappements...), etc.
- compenser les effets des vibrations, corriger les désalignements, rattraper les jeux ;
- absorber les efforts transitoires, les à-coups, les chocs, en étalant la restitution d'énergie ;
- amortir l'énergie vibratoire en la dégradant en chaleur du fait de la structure moléculaire de l'élastomère choisi ;
- découpler la machine de son environnement pour minimiser la propagation des vibrations et la génération de bruit par les structures environnantes à moins qu'il ne s'agisse du cas inverse où l'on souhaite se protéger d'une machine voisine générant de fortes vibrations, ou d'un environnement susceptible de générer des chocs (séismes), etc.

I.2.1. Supports élastiques

Sous cette dénomination, considérons tous les éléments permettant de supporter un équipement et une machine, au sens origine d'en reprendre le poids.

Les supports élastiques doivent en outre satisfaire les objectifs suivants, à un niveau de priorité qui varie selon l'application :

- Compenser les erreurs ou tolérances entre la géométrie des points d'attache côté machine et côté support ;
- compenser des variations relatives entre ces deux géométries du fait de dilatations différentielles en fonction de la température ;
- compenser les déformations de la machine ou de l'équipement liées à son fonctionnement ;
- filtrer les vibrations et/ou les chocs, grâce au grand contraste de raideur entre le support élastique et les structures « amont » et « aval ».

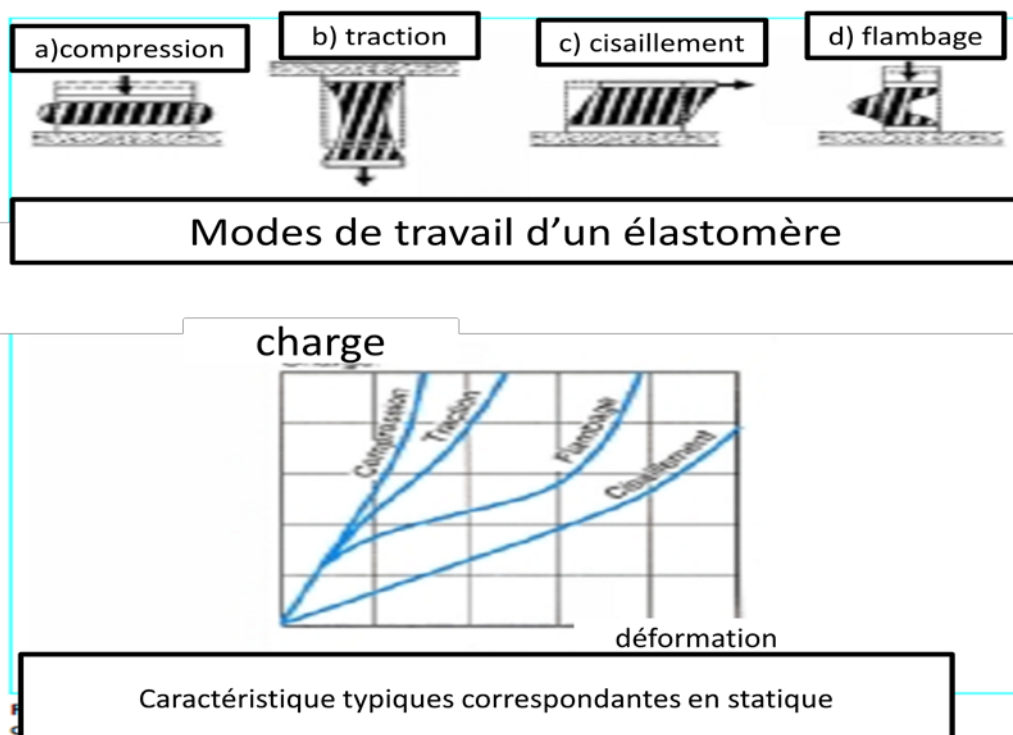
I.2.2. Choix d'un mode de déformation

L'élasticité des supports est obtenue en jouant à la fois sur le choix d'un matériau et d'un facteur de forme. On classe en général les modes de déformation de l'élément élastique en termes :

De compression (figure 1.3a) : dans ce cas, comme le matériau est lui-même quasi incompressible au sens d'une réduction de volume en fonction de la pression, la déformation de l'élément élastique est obtenue par expansion vers ses flancs.

De cette déformation qui est très dépendante du rapport hauteur/ largeur, et qui conduit à des supports raides et non linéaires, la rigidité devenant très grande à partir d'un écrasement donné (figure 1.3b).

De traction (figure 1.3b), où cette fois le poids est repris en allongeant l'élastomère par un effet inverse de creusement des flancs du support. Aux petites déformations, la raideur est la même qu'en compression. On observe par contre un assouplissement du support au-delà d'un étirement donné (figure 1.3b), qui peut bien sûr conduire ensuite à la rupture. Toutefois, la qualité des élastomères et des adhésions sur les supports amène à reporter ce risque de rupture à des allongements spectaculaires de 300 à 400 %.



Un dernier point à prendre en compte est le taux de charge continue admissible par le matériau du support sans risque de fluage important, donc de dégradation progressive de sa géométrie et de ses caractéristiques. Ce taux de charge maximal varie selon le mode de déformation : pour les caoutchoucs, il ne dépasse pas 50 kPa en cisaillement, mais peut atteindre dix fois plus en compression. En pratique, cela limite leur emploi à des suspensions au-delà de 7 à 10 Hz en cisaillement et au-delà de 3,5 à 5 Hz en compression.

I.3. Les types de supports

I.3.1. Supports élastomère simples

Les supports les plus utilisés dans l'industrie sont les supports réalisés en adhérissant un bloc d'élastomère à des embases métalliques permettant leur fixation par boulonnage.

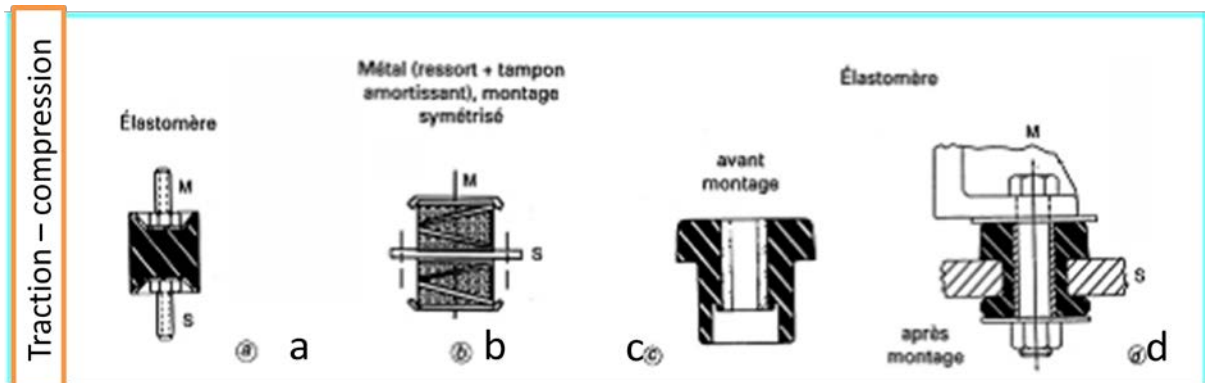
I.3.2. Supports lamifiés

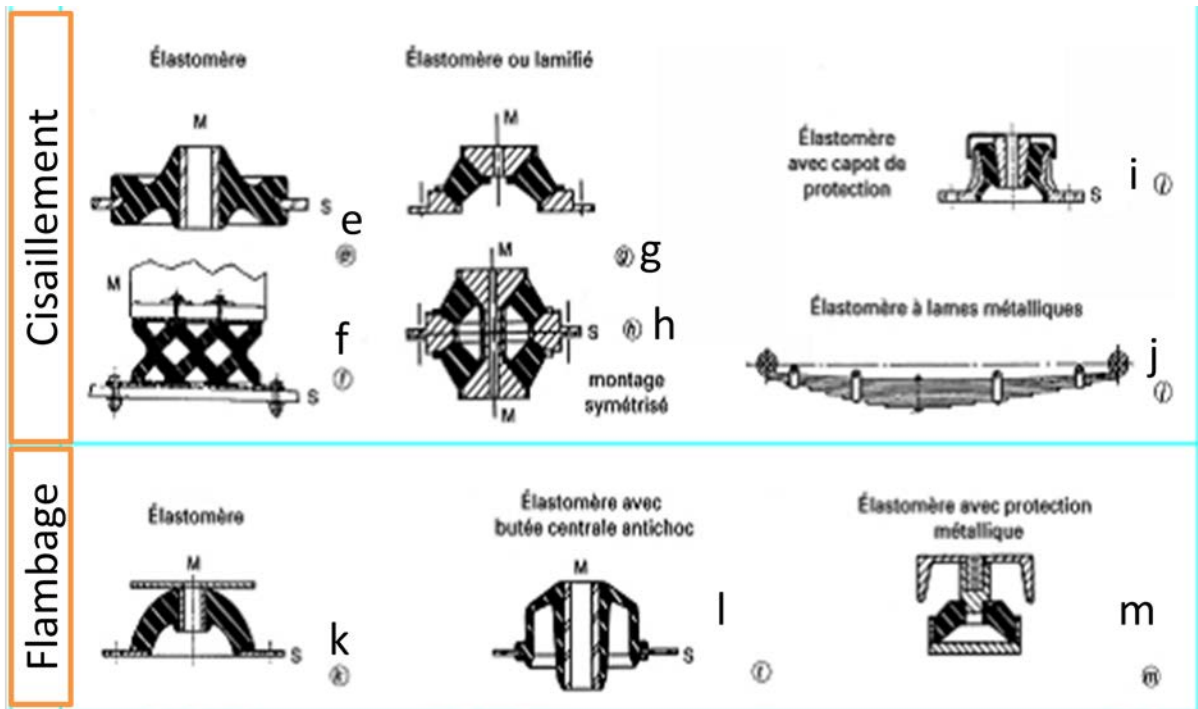
La recherche de raideurs très anisotropes dans certains cas amène au besoin d'augmenter la raideur en compression d'un bloc d'élastomère sans modifier sa raideur en cisaillement. Pour cela, on remplace le bloc initial par un feuilletage métal/ élastomère/métal/ élastomère, etc. Les inserts métalliques intermédiaires bloquent alors la capacité d'expansion latérale de l'élastomère en compression, sans affecter sa capacité au cisaillement qui reste celle de la somme des couches ainsi constituées.

I.3.3. Supports élastomère-hydrauliques

Un perfectionnement, apparu il y a une quinzaine d'années dans le domaine des supports élastiques, et particulièrement pour le découplage des moteurs d'automobiles à des fins de réduction de bruit dans l'habitacle, est l'association d'un support élastomère et d'un amortissement par un fluide – en général une huile silicone.

La figure 1.4-récapitule des exemples variés de composants standardisés :





M : fixations côté machine ou équipement, S : fixation côté support. Les plots (b), (c), (e), (h), et (l) nécessitent évidemment du support.

Figure 1.4-Diversité des supports élastiques industriels

Le but de ces amortisseurs est d'optimiser l'amortissement des débattements de grande amplitude (basses fréquences associées au ralenti du moteur, changements soudains de régime, cahots) sans pénaliser pour autant le filtrage des hautes fréquences (confort acoustique), grâce à des transferts de fluide entre deux chambres à travers des conduits capillaires ; ces derniers s'ajustent éventuellement avec la charge, et peuvent présenter en eux-mêmes des résonances intéressantes pour modeler le filtrage à des fréquences particulières (figure 1.5).

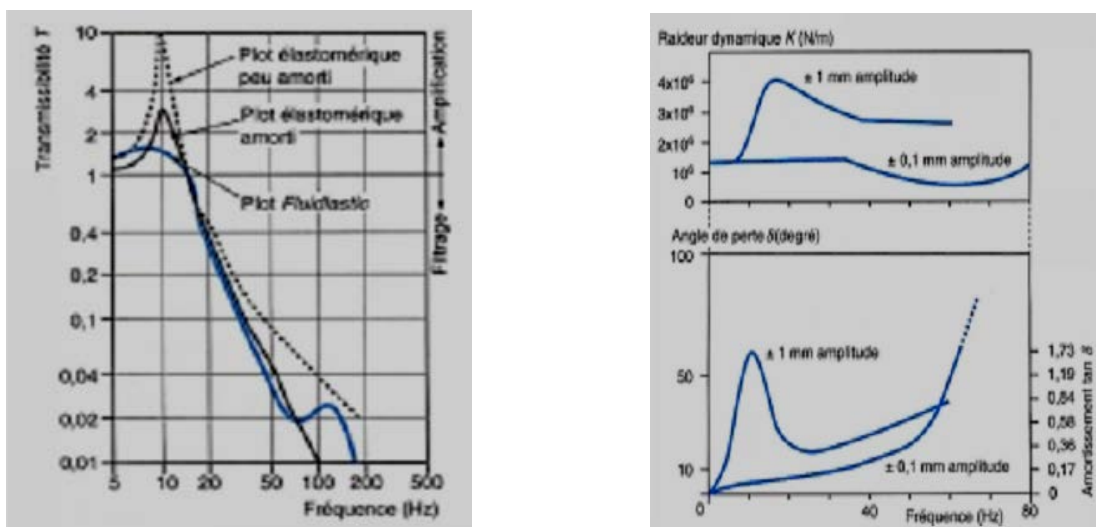


Figure 1.5-Performances du plot fluid-elastic

On observe ainsi qu'autour de 10 Hz on a pu obtenir 20 fois plus d'amortissement à forte amplitude (± 1 mm) qu'à faible amplitude ($\pm 0,1$ mm) et une raideur dynamique triple. La surtension du mode de suspension ne dépasse pas 1,5.

I.3.4. Supports métalliques à base de ressorts

Les ressorts métalliques à base de fil d'acier dur sont souvent plus encombrants que des blocs d'élastomère pour la même charge, mais ils ont l'énorme avantage d'être très peu sensibles à la température, au flux neutronique ou à des gaz agressifs pour les élastomères tels que l'ozone, les vapeurs d'essence, etc. Ils ont donc un domaine d'applications largement défini par des contraintes d'environnement.

I.3.5. Supports métalliques à base de câbles

L'acier admet des taux de charge très élevés qui permettent donc de réaliser ainsi des suspensions à très basse fréquence dès 2 à 3 Hz.

Leur principal inconvénient est de présenter un amortissement intrinsèque très faible (l'acier présente un $(\tan\delta)$ de l'ordre de 10^{-3}), donc de conduire :

- à de très grandes amplitudes si la suspension est excitée à sa résonance ;
- à des pertes très importantes de filtrage aux plus hautes fréquences lors des résonances des spires les unes vis-à-vis des autres.

Les palliatifs usuels sont les suivants :

- Une première approche est d'utiliser le frottement entre les différents éléments du ressort, comme le traditionnel ressort à lames encore utilisé dans les suspensions de poids lourds.
- une deuxième approche est de bourrer le ressort avec un tampon de paille de fer, gardant la même insensibilité à l'environnement et créant un amortissement de frottement – avec ses avantages d'efficacité aux grandes amplitudes et ses inconvénients de filtrage très médiocre aux fréquences élevées.
- une troisième approche est d'introduire çà et là entre les spires des blocs d'élastomère venant décaler leurs fréquences propres respectives et apporter un amortissement viscoélastique.

I.3.6. Supports métalliques à base de câbles

Ces supports sont en général constitués d'un câble hélicoïdal travaillant transversalement comme une série d'anneaux identiques (figure 1.6). Les déformations vibratoires induisent un frottement des brins élémentaires du câble entre eux, donc un amortissement important par friction, qui reste non négligeable même à petits niveaux de

vibration. Surtout, on conserve à ces petits niveaux l'élasticité du câble, ce qui limite le raidissement observé dans les mêmes conditions sur les dispositifs à paille de fer et rapproche les performances de ce système de celles des ressorts à lames des suspensions de véhicules industriels et de wagons : la raideur dynamique effective varie en fonction des sollicitations vibratoires :



Figure 1.6-Exemples de suspensions à base de câbles métalliques

- à fort niveau, la raideur totale est la somme de la raideur des différents brins considérés comme indépendants ;
- à faible niveau, la raideur totale correspond à la raideur plus élevée d'un barreau d'acier compact de même diamètre que le câble.

Ces supports offrent en particulier une excellente protection antichoc, outre l'insensibilité à l'environnement générale aux dispositifs métalliques. Ils existent dans une très large gamme de charges unitaires. Ils sont, par contre, moins performants aux fréquences élevées que les systèmes élastomères, les mieux conçus, et peu avantageux par conséquent pour traiter des problèmes de gêne acoustique.

I.3.7. Supports pneumatiques

L'air comprimé est à la fois très élastique et assez visqueux, et offre donc en soi une manière de réaliser la faible raideur amortie requise pour constituer une suspension.

En excluant le cas particulier du pneumatique, l'automobile est la première, aux États-Unis, à avoir mis en œuvre des suspensions pneumatiques pour ses lourdes limousines.

Actuellement, on retrouve principalement ces systèmes (figure 1.7) pour la suspension à très basse fréquence de systèmes très lourds tels que :

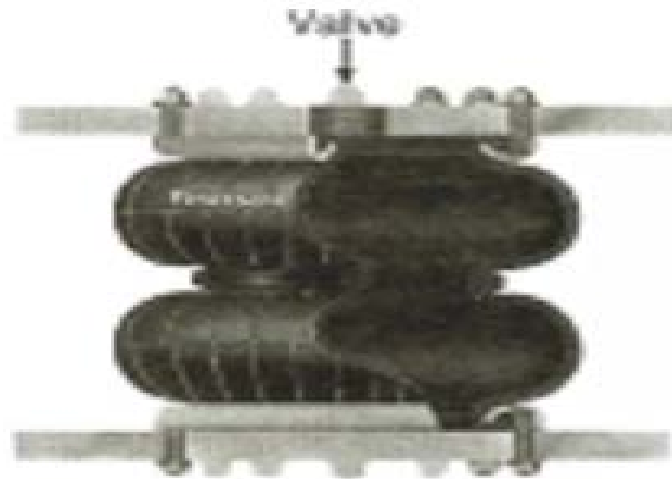


Figure 1.7-Suspension pneumatique industrielle

- les rames ferroviaires (TGV, en substitution aux ressorts métalliques précédemment cités) ; ces dispositifs compacts sont implantés sur les bogies reliant les éléments de caisse ;
- les massifs destinés à des instruments très sensibles aux vibrations, tels que des microscopes électroniques.

Inversement, un avantage intéressant est l'ajustement et la correction d'assiettes, obtenues par un dispositif annexe de gonflage variable des divers plots – puisque chaque plot est en même temps, par nature, un vérin pneumatique.

Toutefois, ces réglages jouent sur la fréquence propre de la suspension, qui est une fonction non linéaire de la pression. Elle se calcule assez simplement en tenant compte des équations d'équilibre thermodynamique du gaz dans les deux chambres[2].

I.4. Conclusion

Les matériaux les plus couramment utilisés pour l'isolation des vibrations mécaniques sont le caoutchouc, le liège et le feutre. Les ressorts métalliques sont également employés. L'efficacité de chaque type dépend toujours des conditions particulières d'emploi.

Les ressorts métalliques hélicoïdaux ont l'avantage d'être peu sensible aux états ambiants (température, graisse,...). Les inconvénients viennent de leur faible capacité d'amortissement et de leur facilité à transmettre les bruits. On peut remédier à cela en les posant sur du caoutchouc ou du feutre.

Les supports caoutchouc sont utilisés généralement pour l'isolation des machines légères. Le caoutchouc a de bonnes propriétés d'amortissement mais elles varient en fonction de la charge, de la température et des conditions ambiantes.

Le liège est surtout employé pour l'isolation acoustique mais donne également de bons résultats pour l'isolation mécanique de machines légères. Ses caractéristiques élevées d'amortissement ne sont pas affectée par des contacts d'huiles ou d'eaux et les variations faibles de températures. Par contre, il n'est pas parfaitement élastique.

Le feutre permet d'éviter la transmission des vibrations hautes fréquences.

Chapitre II :
Étude théorique

II.1. Introduction

Une vibration est un mouvement oscillant autour d'un point d'équilibre d'un solide, d'un liquide ou d'un gaz. Elle se caractérise par sa fréquence, mesurée en Hertz, son amplitude, mesurée en mètres, la vitesse mesurée en (m/s), et son accélération, mesurée en mètres par seconde au carré (m/s^2).

L'étude des vibrations d'un système mécanique commence souvent par la recherche de la position d'équilibre, ce qui permet ensuite d'effectuer un changement de variable, pour étudier le mouvement du système autour de la position d'équilibre.

II.2. Etude les différents systèmes vibratoires [3]

II.2.1. Oscillations libres d'un système non amorti à un degré de liberté (1D.D.L)

➤ Oscillateurs libres (masse ressort)

On entend par vibrations libres : les vibrations qui résultent lorsqu'on écarte un système de sa position d'équilibre ou on donne une vitesse initiale à un point matériel constituant le système puis on le laisse vibrer librement.

Le système représenté sur la figure ci-dessous (figure 2.2) est un système à 1DDL et qui peut osciller par ce que 'il possède les propriétés principales pour osciller qui sont : l'inertie et l'élasticité ou leurs analogues.

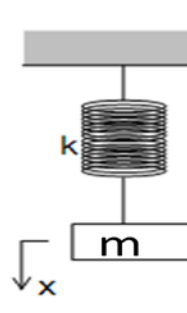


Figure 2.2-Masse ressorts

- **Méthode de Newton**

Une masse m est attachée à l'une des extrémités d'un ressort de constante de raideur k et de longueur naturelle l_0 l'autre extrémité est fixe. Soit Δl l'élongation du ressort sous l'effet du poids de la masse et prenons le sens positif du mouvement du haut vers le bas (voir figure 2.3)

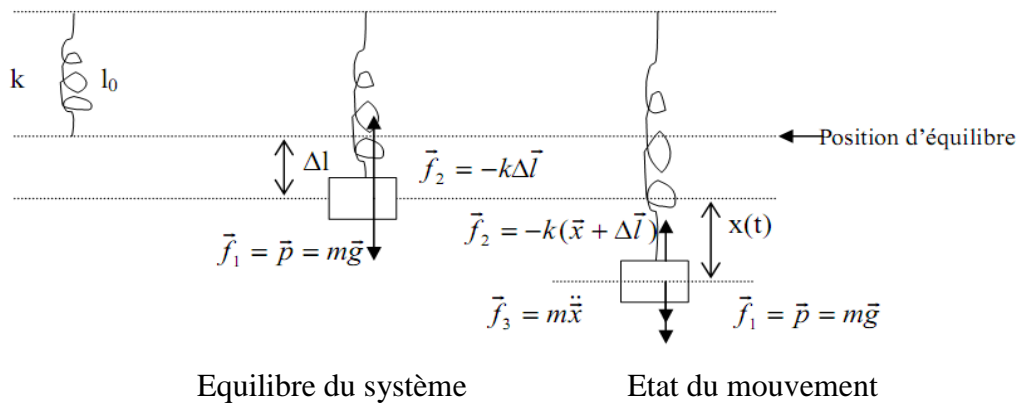


Figure 2.3- système masse-ressort

A l'équilibre : il y a deux forces qui agissent sur la masse m ; son poids et la tension due au ressort : $\sum \vec{F}_i = \vec{0}$

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_2 = mg - k\Delta l$$

$$mg - k\Delta l = 0 \Rightarrow mg = k\Delta l$$

Cette relation qui s'appelle condition d'équilibre reste toujours vérifiée.

En mouvement : Il y a trois forces qui agissent sur m (son poids, force de rappel et force d'inertie). La deuxième loi de Newton nous permet d'obtenir l'équation différentielle du mouvement : $\sum \vec{F}_i = m\vec{\gamma}$

$$\sum \vec{F}_i = m\vec{\gamma} \text{ avec :}$$

$$\gamma = \ddot{x} \text{ accélération}$$

Après la projection sur les axes, on a: $m\ddot{x} = mg - k(x - \Delta l)$

En utilisant la condition d'équilibre précédente on obtient :

$$m\ddot{x} + kx = 0$$

$$\ddot{x} + \frac{k}{m}x = 0 \tag{2.1}$$

Elle s'appelle l'équation différentielle du mouvement qu'on peut écrire sous la forme standard suivante :

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = 0 \tag{2.2}$$

Où $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ est la pulsation (fréquence) propre du système.

$$x(t) = A \cos(\omega_0 t + \varphi) \tag{2.3}$$

La période est donnée par : $T = \frac{2\pi}{\omega_0}$ La solution générale de la relation (2.2).

Avec : A et φ sont deux constantes arbitraires à déterminer à partir des conditions initiales

II.2.2. Oscillations forcées non amorties d'un système à un degré de liberté (1D.D.L)

➤ **Oscillateur forcé (masse ressort)**

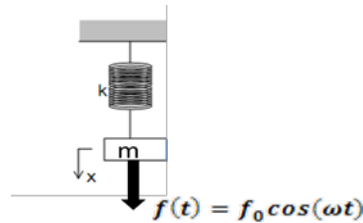


Figure 2.4 : système masse ressort forcé

Pour étudier ce type d'oscillations, on considère un oscillateur harmonique amorti sur lequel agit une force extérieure, ou une force excitatrice de la forme : $f(t) = f_0 \cos(\omega t)$

L'équation différentielle du mouvement est :

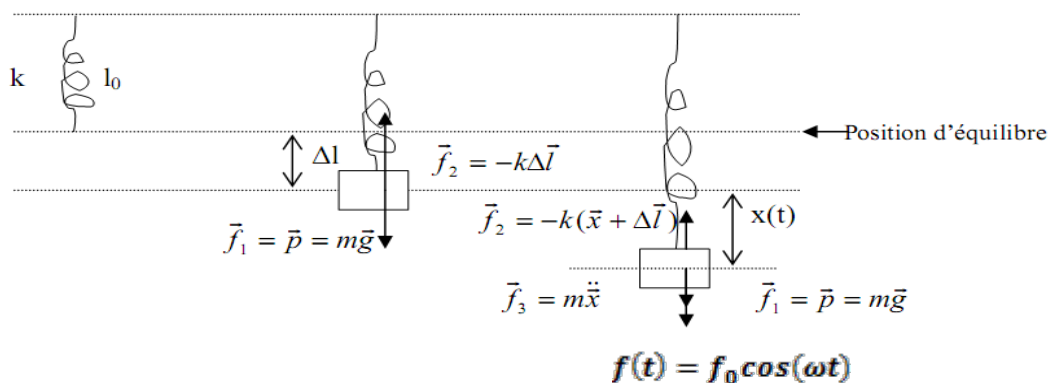
$$\sum \vec{F}_i = m\vec{\ddot{x}}$$

À l'équilibre : il y a trois forces qui agissent sur la masse m ;

- poids (P),
- la tension due au ressort(k) et la force excitatrice (f(t)) :

• **Méthode de Newton :**

Une masse m est attachée à l'une des extrémités d'un ressort de constante de raideur k et de longueur naturel l_0 l'autre extrémité est fixe. Soit Δl l'élongation du ressort sous l'effet du poids de la masse et d'une force excitatrice, prenons le sens positif du mouvement du haut vers le bas (voir figure 2.5)



Equilibre du système

Etat du mouvement

Figure 2.5-système masse-ressort avec une force excitatrice

$$\sum \vec{F}_i = m\vec{\gamma}$$

Après la projection sur les axes on a :

avec γ : accélération = \ddot{x}

$$m\ddot{x} = mg - k(x - \Delta l) + f(t)$$

En utilisant la condition d'équilibre précédente on obtient :

$$m\ddot{x} + kx = f(t) \quad (2.4)$$

Elle s'appelle l'équation différentielle du mouvement qu'on peut écrire sous la forme standard suivante :

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = \frac{f_0}{m} \cos(\omega t) \quad (2.5)$$

Où $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ est la pulsation (fréquence) propre du système.

$$x(t) = A_0 \cos(\omega_0 t + \varphi_0) + A_f \cos(\omega t + \varphi_f) \quad (2.6)$$

La période est donnée par : $T = \frac{2\pi}{\omega_0}$

La solution générale de la relation (2.5) est l'équation (2.6)

Avec : A et φ sont deux constantes arbitraires à déterminer à partir des conditions initiales

II.2.3. Oscillations amorties d'un système à un degré de liberté

➤ Oscillateur libéré (masse ressorts)

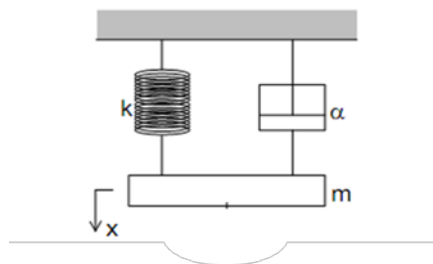


Figure 2.6 : Système amorti libre

On prend un système masse-ressort et on suppose que la masse est soumise à une force de frottement fluide, c'est-à-dire $f = -\alpha\dot{x}$

- α est une constante positive.

II.2.3.1. Dérivation de l'équation différentielle

- **Méthode de Newton**

$$\sum \vec{F}_i = m\ddot{x}$$

$$m\ddot{x} = -k(\Delta l + x) + mg - \alpha\dot{x}$$

$$m\ddot{x} + \alpha\dot{x} + kx = 0 \tag{2.7}$$

Donc l'équation différentielle sous la forme

$$\ddot{x} + 2\varepsilon\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = 0 \tag{2.8}$$

Avec

- $\varepsilon = \frac{\alpha}{2m}$: coefficient d'amortissement
- $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$: est la pulsation (fréquence) propre du système

- **Solution de l'équation différentielle**

Prenons : $X = Ae^{rt}$ et remplaçons dans l'équation différentielle (2.8), on obtient l'équation caractéristique suivante :

$$r^2 + 2\varepsilon\omega_0r + \omega_0^2 = 0 \tag{2.9}$$

L'équation (2.9) équation de seconde ordre, pour la résoudre on calcule delta (Δ')

$$\Delta' = B'^2 - AC$$

Et on calcule les solutions r_1 et r_2 , avec $r_{1,2} = \frac{-B' \pm \sqrt{\Delta'}}{A}$ on aura :

$$r_{1,2} = \omega_0[-\varepsilon \pm \sqrt{\varepsilon^2 - 1}]$$

La solution $x(t)$ et la nature du mouvement dépendent du signe du discriminant, $\varepsilon^2 - 1$ de l'équation caractéristique.

II.2.3.2. 1^{er} cas : Mouvement apériodique : $\varepsilon > 1$ (amortissement fort)

L'équation caractéristique a deux racines réelles négatives $r_{1,2} = \omega_0[-\varepsilon \pm \sqrt{\varepsilon^2 - 1}] < 0$, et la solution s'écrit

$$X = Ae^{r_1t} + Be^{r_2t} \tag{2.10}$$

$\Rightarrow x(t)$ diminue avec le temps. Si les conditions initiales sont par exemple x_0 et \dot{x}_0 les valeurs de A et B sont :

$$A = \frac{r_2x_0 - \dot{x}_0}{r_2 - r_1}$$

$$B = \frac{x_0 - r_1 x_0}{r_2 - r_1}$$

Le système revient à sa position d'équilibre sans osciller, le mouvement est apériodique.

II.2.3.2. 2^{ème} cas : Mouvement critique : $\varepsilon = 1$ (amortissement critique)

L'équation caractéristique admet la racine double $r_{1,2} = -\varepsilon\omega_0$ et la solution s'écrit :

$$X(t) = (At + B)e^{-\varepsilon\omega_0 t} \quad (2.11)$$

d'où

$$\dot{x}(t) = (A - (B - At)(-\varepsilon\omega_0))e^{-\varepsilon\omega_0 t} \quad (2.12)$$

En utilisant les conditions initiales données dans le 1er cas x_0 et \dot{x}_0 , on détermine les constantes :

$$x(t) = [(\dot{x}_0 + \varepsilon\omega_0 x_0)t + x_0]e^{-\varepsilon\omega_0 t} \quad (2.13)$$

Le système revient à sa position d'équilibre sans osciller.

II.2.3.3. 3^{ème} cas : Mouvement oscillatoire amorties: $\varepsilon < 1$ (amortissement faible)

Le discriminant est négatif. Posons $\Omega^2 = 1 - \varepsilon$, les deux racines s'écrivent:

$$r_{1,2} = -\varepsilon\omega_0 \pm i\Omega\omega_0$$

La solution générale est donnée par $x(t) = [Ae^{i\Omega\omega_0 t} + Ae^{-i\Omega\omega_0 t}]e^{-\varepsilon\omega_0 t}$

$$x(t) = Ae^{-\varepsilon\omega_0 t} \cos(\Omega t + \varphi) \quad (2.14)$$

Parce que x est réel. Les constantes A et φ sont déterminées par les conditions initiales x_0 et \dot{x}_0 . Le déplacement $x(t)$ de la masse s'annule pour $\cos(\Omega t + \varphi) = 0$, c'est-à-dire à des instants séparés par des intervalles égaux à :

$$T = \frac{2\pi}{\Omega} \text{ On remplace } \Omega = \sqrt{1 - \varepsilon^2} \text{ on trouve :}$$

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \text{ de cette équation on a } T = \frac{2\pi}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}$$

Alors $T = \frac{T_0}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}$ avec $T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0}$, T est appelé la pseudo période et on a toujours $T > T_0$.

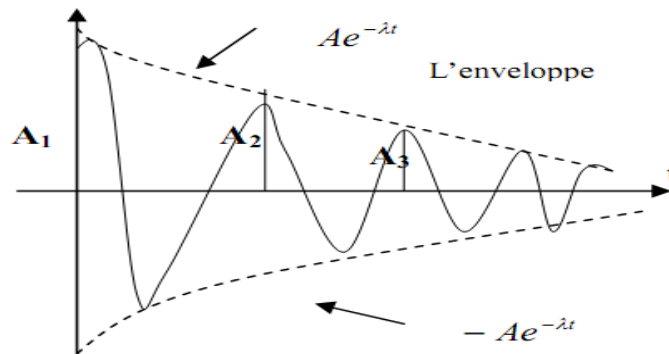


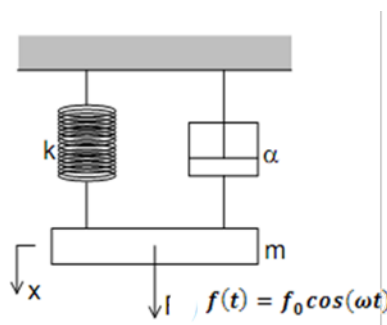
Figure 2.8-Mouvement oscillatoire amorti

II.2.4. Les oscillations amorties forcées d'un système à un degré de liberté

‘ Réponse d'un système à un degré de liberté’

Pour étudier ce type d'oscillations, on considère un oscillateur harmonique amorti sur lequel agit une force extérieure, ou une force excitatrice, de la forme :

$$f(t) = f_0 \cos(\omega t)$$



Figur 2.9-Système amorti forcé masse ressorts

$$m\ddot{x} + \alpha\dot{x} + kx = f_0 \cos(\omega t) \tag{2.15}$$

$$\ddot{x} + \frac{\alpha}{m}\dot{x} + \frac{k}{m}x = \frac{f_0}{m} \cos(\omega t)$$

Donc l'équation différentielle sous la forme

$$\ddot{x} + 2\varepsilon\omega_0\dot{x} + \omega_0^2 x = \frac{f_0}{m} \cos(\omega t) \tag{2.16}$$

C'est une équation différentielle du second ordre linéaire non homogène à coefficients constants. La solution générale de cette équation est constituée de la somme de deux termes :

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) \tag{2.17}$$

$x_h(t)$: Solution harmonique

$x_p(t)$: Solution particulière

et on a montré dans la section précédente que dans tous les cas :

- $\varepsilon > 1$,
- $\varepsilon = 1$,
- $\varepsilon < 1$

La limite de $x_h(t)$ est toujours nulle quand t tend vers l'infini. Au début du mouvement, $x(t)$ est compliqué et représente le régime transitoire. Quand $x_h(t)$ devient négligeable devant $x_p(t)$ on observe que $x_p(t)$ qui définit le régime permanent.

Ces oscillations permanentes : $x_p(t) = x_0 \cos(\omega t + \varphi)$ sont appelées les oscillations forcées.

II.2.4.1. Recherche du régime permanent (solution particulière)

Ecrivons la force sous forme complexe $f = f_0 e^{i\omega t}$ avec $\cos(\omega t)$ sa forme complexe et $e^{i\omega t}$ la solution sous la forme complexe suivante $\bar{x} = \bar{x}_0 e^{i\omega t}$, ou $\bar{x} = x e^{\varphi}$

Amplitude complexe de module x_0 et d'argument (φ). La vitesse et l'accélération sont données respectivement par

$$\dot{\bar{x}} = i\omega \bar{x}_0 e^{j\omega t},$$

et

$$\ddot{\bar{x}} = -i\omega^2 \bar{x}_0 e^{j\omega t}.$$

On remplace dans l'équation différentielle (2.16) on obtient :

$$\bar{x}_0 = \frac{f_0}{\sqrt{(k-m\omega^2)+i\alpha\omega^2}} \quad (2.18)$$

Remplace $\alpha = \frac{2\varepsilon}{m}$ l'équation devient comme suit :

$$\bar{x}_0 = \frac{\frac{f_0}{m}}{(\omega_0^2 - \omega^2) + (2i\varepsilon\omega)} \quad (2.19)$$

Pour qu'on trouve l'amplitude réelle on introduit le conjugué de \bar{x}_0 avec

$$x_0(\omega) = \sqrt{\bar{x}_0^* \bar{x}_0} = \frac{f_0}{(k-m\omega^2)^2 + (\alpha\omega)^2} \quad (2.20)$$

On a encore $\bar{x}_0 = x_0 e^{i\varphi}$

Qu'on peut l'écrire de cette forme (partie réelle et partie imaginaire) $\bar{x}_0 = x_0 (\cos\varphi + i\sin\varphi)$

$$\bar{x}_0 = \frac{f_0[(k-m\omega^2)+i\alpha\omega]}{(k-m\omega^2)^2+(\alpha\omega)^2} \quad (2.21)$$

$$\text{Alors } x_0(\cos\varphi) = \frac{f_0(k-m\omega^2)}{(k-m\omega^2)^2+(\alpha\omega)^2}$$

$$\text{Et } x_0(\sin\varphi) = \frac{-f_0\alpha\omega}{(k-m\omega^2)^2+(\alpha\omega)^2}$$

Du

$$\tan\varphi = \frac{-\alpha\omega}{(k-m\omega^2)} \quad (2.22)$$

- φ est la différence de phase entre x et f .

Remarque :

Considérons un système excité montré sur la figure ci-après (figure 2.10) (l'entrée représente l'excitation et la sortie représente la grandeur physique mesurée, pour un système mécanique à un degré de liberté (ça peut être la coordonnée généralisée ou la vitesse généralisée).

L'amplitude x_0 des oscillations forcées $x_p(t)$ est fonction de la fréquence (pulsation de la force excitatrice) :

II.2.4.2. Résonance d'amplitude

$$x_0(\omega) = \frac{f_0}{(k-m\omega^2)^2+(\alpha\omega)^2} \quad (2.23)$$

Étudions la variation de l'amplitude en fonction de la fréquence. Lorsque $\omega=0$, $x_0 = f_0/k$ d'après l'équation (2.23), c'est une translation provoquée par la force constante f_0 , et $\lim_{\omega \rightarrow \infty} x_0 = 0$.

Le maximum de x_0 est donnée par : $\frac{dx}{d\omega} = 0 \Rightarrow \omega_{max} = \frac{2mk-\alpha^2}{2m^2}$

$$\omega_{max} = \omega^2 - 2\varepsilon^2 > 0; \varepsilon < \frac{\omega_0}{\sqrt{2}}$$

Tel que $\omega^2 = \frac{k}{m}$ et $\varepsilon = \frac{\alpha}{2m}$ alors :

$$x_0(\omega_m) = \frac{f_0}{\alpha\sqrt{\omega^2-\varepsilon^2}} \quad (2.24)$$

- On considère ce cas

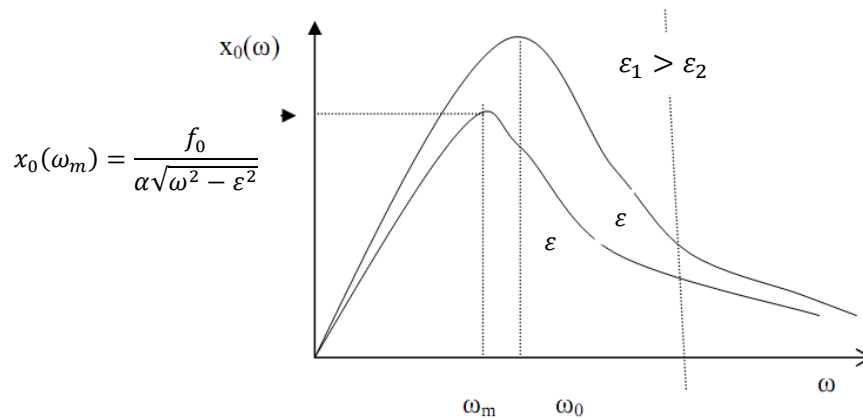


Figure 2.10 : variation de l'amplitude en fonction de la fréquence.

Lorsque l'amplitude prend une valeur maximale on dit qu'il ya résonance d'amplitude et la fréquence correspondante est appelée fréquence de résonance (ω_m).

II.2.4.3. Variation de phase avec la fréquence

La différence de phase φ entre l'oscillation et la force excitatrice est également fonction de ω

$$\tan\varphi = \frac{-\alpha\omega}{(k-m\omega^2)} \quad (2.22)$$

Tel que $\epsilon = \alpha/2m$ de sa on ter $\alpha = 2\epsilon m$

$$\tan\varphi = \frac{2\epsilon\omega}{\omega^2 - \omega_0^2} \quad (2.23)$$

Tel que

$$\omega^2 = \frac{k}{m}$$

Dérivons l'expression précédente par rapport à ω on obtient :

$$\frac{d}{d\omega} \tan\varphi = (1 + \tan^2\varphi) \frac{d\varphi}{d\omega}$$

$$\Rightarrow \frac{d}{d\omega} \tan\varphi = \frac{-\alpha(k - m\omega^2)}{m\omega^2 - k^2}$$

$$\Rightarrow \frac{d\varphi}{d\omega} < 0$$

ω	0	ω_0	∞
$\text{tg}\varphi$	0	$-\infty$	$+\infty$
$d\varphi/d\omega$		-	-
φ	0	$-\pi/2$	$-\pi$

Tableau de variation de la différence de phase entre le déplacement et la force excitatrice.

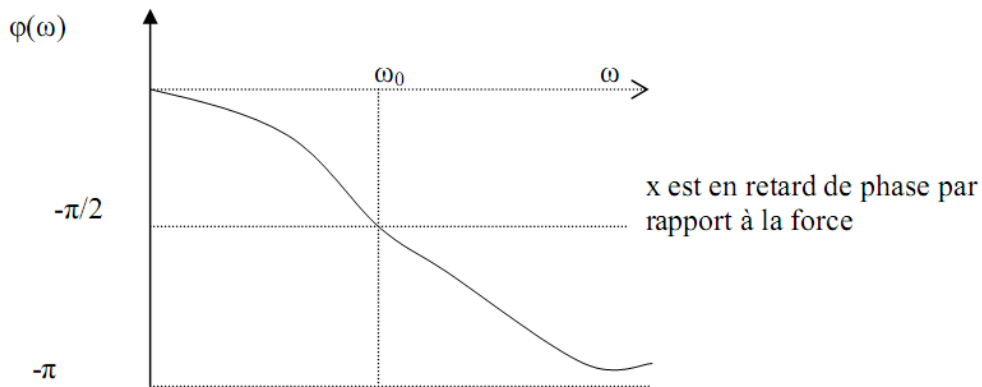


Figure 2.11-Variation de la phase en fonction de la fréquence

II.3. Conclusion

- s'il n'y a pas d'amortissement, le maximum de l'amplitude tend vers l'infini ; c'est la résonance avec toutes les conséquences qu'elle peut entraîner ;
- en présence d'amortissement, l'amplitude est d'autant plus réduite que ε est grand, et la résonance se produit pour des fréquences d'excitation inférieures à la fréquence propre du système non amorti ; à partir de $\varepsilon = \frac{\sqrt{2}}{2}$, il y a disparition du pic de résonance.
- Pour des fréquences d'excitation très supérieures à la fréquence propre du système, l'amplitude de la vibration forcée est très faible.

Chapitre III :
Application

III. Introduction

Une analyse vibratoire convenable permet systématiquement de porter un jugement sur l'état mécanique d'un équipement. En cas de défaut, c'est une aide précieuse pour identifier les phénomènes en jeu, localiser l'organe mécanique concerné et en évaluer la fatigue.

III.2. Matériels utilisés

a) **Appareillage** : dans ce travail, nous avons opté pour l'utilisation:

- D'un accéléromètre à embase à aimant (KS50) (Annexe II) ;
- D'un Oscilloscope digital : Tektronix TDS 1012 (collecteur et analyseur) pour relever les spectres par FFT des vibrations ;
- Un variateur de vitesse : (mode L200-030HFEF2).
- Les supports en caoutchouc : (plots cylindriques caoutchouc naturel 55shA).
- D'un ordinateur et le logiciel acquis avec l'oscilloscope (open choice ver.1.10).
- Un stroboscope qui nous permet de noter vitesse de rotation du moteur pour déterminer les variables de la fonction d'entrée(f, ω, T, \dots).

b) **Le banc d'essai**

La machine utilisée est la machine de la fatigue (Annexes I), constituée d'un moteur asynchrone triphasé avec un variateur de vitesse de (0,5 à 400 Hz) par frottement, constituée d'un moteur asynchrone triphasé avec un arbre à roulement. Cette machine a fonctionné durant plus de 3ans à des intervalles de temps un peu espacés et elle a servi aux manipulations des TP pour les étudiants de mécanique dans laboratoire de sciences des matériaux au hall de technologie.

III.3. Points de mesures

Le point de mesure sur le moteur comme il est indiqué sur la figure 3.1 qui nous permet de capter des signaux des vibrations (Annexes I).

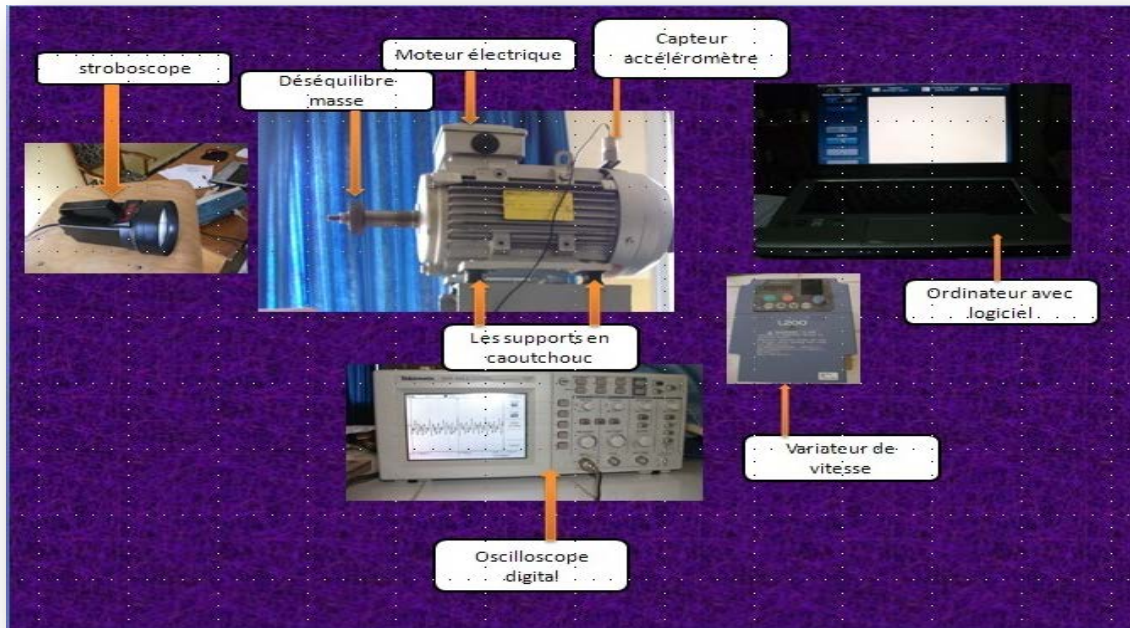


Figure 3.1 : montage réalisé

III.4. Application [3]

III.4.1. Vibrations forcées dans le cas d'une machine déséquilibrée par un balourd

Ce système "excitateur à balourd" est principalement constitué par un rotor muni d'une surcharge et tournant à vitesse constante.

On suppose le moteur monté sur un socle pouvant seulement avoir un mouvement de translation verticale.

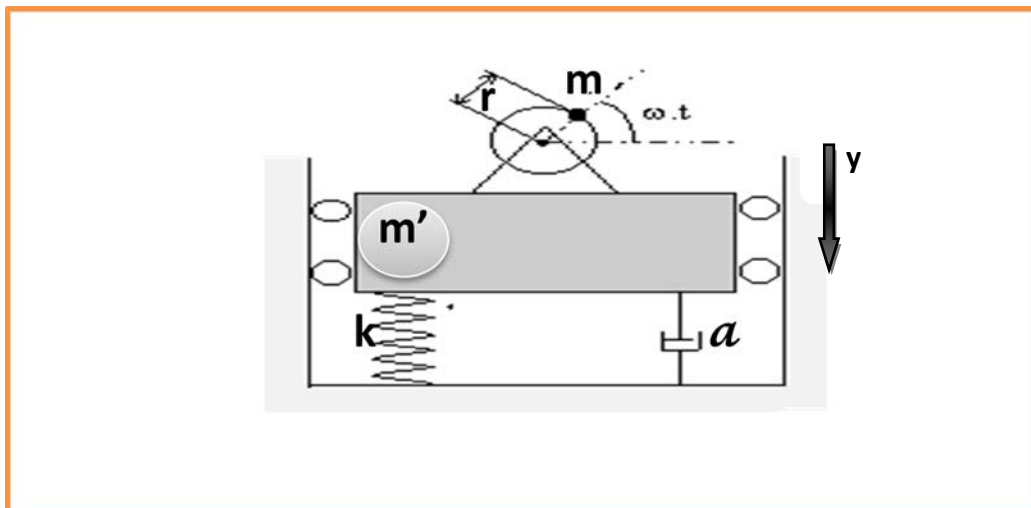


Figure 3.2-Système machine déséquilibré par un balourd

Le principe fondamental de la dynamique permet d'écrire l'équation du mouvement suivante

$$\sum \vec{F}_i = M\vec{\gamma} \quad (3.1)$$

$$m'.\ddot{y} + m.\ddot{y} = f_0 \sin \omega t - ky - \alpha\dot{y}$$

Avec $f_0 = m.r.\omega^2$ donc :

$$m'.\ddot{y} + m.\ddot{y} = m.r.\omega^2 \sin \omega t - ky - \alpha\dot{y}$$

On pose $M = m + m'$ Soit :

$$M\ddot{y} + \alpha.\dot{y} + ky = -m.r.\omega^2 \sin \omega t$$

On choisissant $y > 0$ lorsque le ressort s'allonge, nous obtenons de même:

$$M\ddot{y} + \alpha.\dot{y} + ky = m.r.\omega^2 \sin \omega t \quad (3.2)$$

$$\ddot{y} + \frac{\alpha}{M}.\dot{y} + \frac{k}{M}y = \frac{m}{M}.r.\omega^2 \sin \omega t$$

L'équation différentielle s'écrit comme suit :

$$\ddot{y} + 2\varepsilon.\omega_0.\dot{y} + \omega_0^2 y = \frac{m}{M}.r.\omega_0^2 \sin \omega t \quad (3.3)$$

avec

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m'+m} \quad (3.4)$$

- k : raideur de ressorts
- m' : la masse propre de moteur
- m : la masse de déséquilibre

$$\text{Et } \varepsilon = \frac{\alpha}{2M\omega_0}$$

$$\varepsilon = \frac{\alpha}{2\sqrt{k(m'+m)}}$$

$$\varepsilon = \frac{\alpha}{2(m'+m)\omega_0} \quad (3.5)$$

- ε : Le facteur d'amortissement
- α : coefficient de frottement visqueux ;

III.4.2. Calcul du déplacement forcé par la méthode de FRESNEL

Cherchons-y sous la forme :

$$y = C.\sin.(\omega t - \varphi) \quad (3.6)$$

Soit :

$$\omega_0^2 y = \omega_0^2.C.\sin(\omega t - \varphi) \quad (3.7)$$

$$2\varepsilon\omega_0\dot{y} = 2.\varepsilon\omega_0.C.\omega.\cos(\omega t - \varphi) \quad (3.8)$$

$$2\varepsilon\omega_0\dot{y} = 2.C.\varepsilon\omega_0\omega.\sin.(\omega t - \varphi + \frac{\pi}{2}) \quad (3.9)$$

$$\ddot{y} = -C\omega^2.\sin.(\omega t - \varphi) = C\omega^2.\sin.(\omega t - \varphi + \pi)$$

Par conséquent, nous obtenons

$$(C(\omega_0^2 - \omega^2))^2 + (2.C.\varepsilon.\omega_0.\omega)^2 = \left(\frac{m}{m'+m}r.\omega^2\right)^2$$

D'après cette équation on calcule la constante C comme suit :

$$C^2 = \frac{\left(\frac{m}{m'+m}r.\omega^2\right)^2}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\varepsilon.\omega_0.\omega)^2} \quad \text{alors } C = \sqrt{\frac{\left(\frac{m}{m'+m}r.\omega^2\right)^2}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\varepsilon.\omega_0.\omega)^2}} \text{ donc :}$$

$$C = \frac{\frac{m}{m'+m}r.\omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4.\varepsilon^2.\omega_0^2.\omega^2}} \quad (3.10)$$

III.4.3. Diagramme de FRESNEL

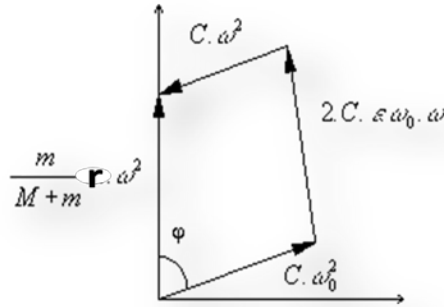


Figure 3.4 : représentation de Fresnel

On pose :

$$a = \frac{\omega}{\omega_0} . \quad (3.11)$$

On développe l'équation (3.10), on a :

$$C = \frac{\frac{m}{m'+m}r.a^2}{\sqrt{((1-a^2)^2 + 4.\varepsilon^2.a^2)}} \quad (3.12)$$

D'autre part

$$\tan \varphi = \frac{2.C.\varepsilon.\omega_0.\omega}{C.\omega_0^2 - C.\omega^2} \text{ de la figure 3.4 alors: } \tan \varphi = \frac{2.\varepsilon.a}{1-a^2}$$

$$\varphi = \arctan 2.\varepsilon \frac{a}{1-a^2} \quad (3.13)$$

On appelle facteur A d'amplification le rapport $\frac{C}{\frac{m}{m'+m}r}$ donc

$$A = \frac{\frac{\frac{m}{m'+m}r.a^2}{\sqrt{((1-a^2)^2 + 4.\varepsilon^2.a^2)}}}{\frac{m}{m'+m}r} \text{ avec:}$$

$$A = \frac{a^2}{\sqrt{(1-a^2)^2 + 4.\varepsilon^2.a^2}} \quad (3.14)$$

III.4.4. Etude de la variation du facteur d'amplification « A »

Par dérivation par rapports à a nous trouvons à la fin cette équation :

$$\frac{dA}{da} = \frac{2.a \left[(1-a^2)^2 + 4.\varepsilon^2.a^2 \right]^{\frac{1}{2}} - a^2 \cdot \frac{1}{2} [2(-2a).(1-a) + 8.\varepsilon^2.a] \cdot \left[(1-a^2)^2 + 4.\varepsilon^2.a^2 \right]^{-\frac{1}{2}}}{(1-a^2)^2 + 4.\varepsilon^2.a^2}$$

On fait l'étude de variation de A on cherche a tel que $\frac{dA}{da} = 0$:

Cette expression s'annule pour :

- $a = 0$.
- $(1 - a^2) + 2.\varepsilon^2.a^2 = 0$

Ce qui se produit seulement pour $2.\varepsilon^2 < 1$ soit pour $\varepsilon < \frac{\sqrt{2}}{2}$.

Si $\varepsilon < \frac{\sqrt{2}}{2}$ alors $\frac{dA}{da} = 0$ pour $a = \frac{1}{\sqrt{1-2.\varepsilon^2}}$ (résonance d'amplitude).

Si l'amortissement ε est supérieur à $\frac{\sqrt{2}}{2}$,

A est tous jours croissants comme il montre le tableau suivant.

Ceci se vérifie sur les courbes de variations de A en fonction de a et y .

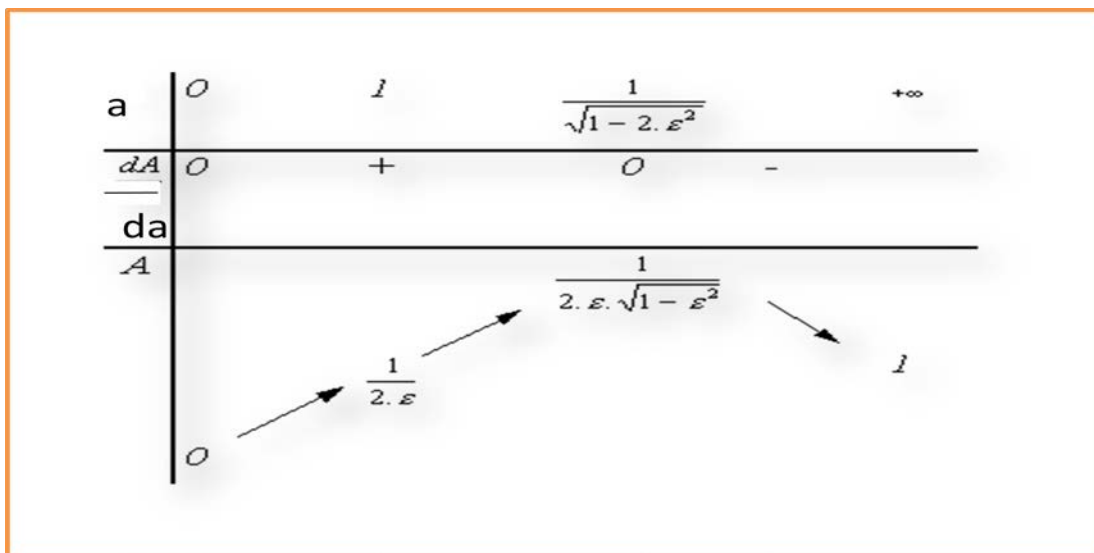
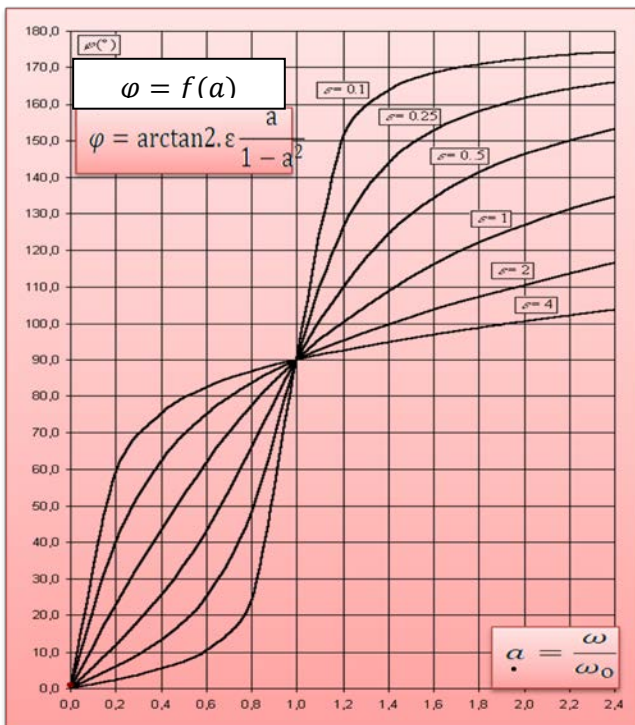


Tableau 3.1 : tableau de variation de phase A en fonction de a

De cette variation on peu avoir une courbe a chaque variation de a comme il monter la courbes suivante :

➤ Les courbes $\varphi = f(a)$

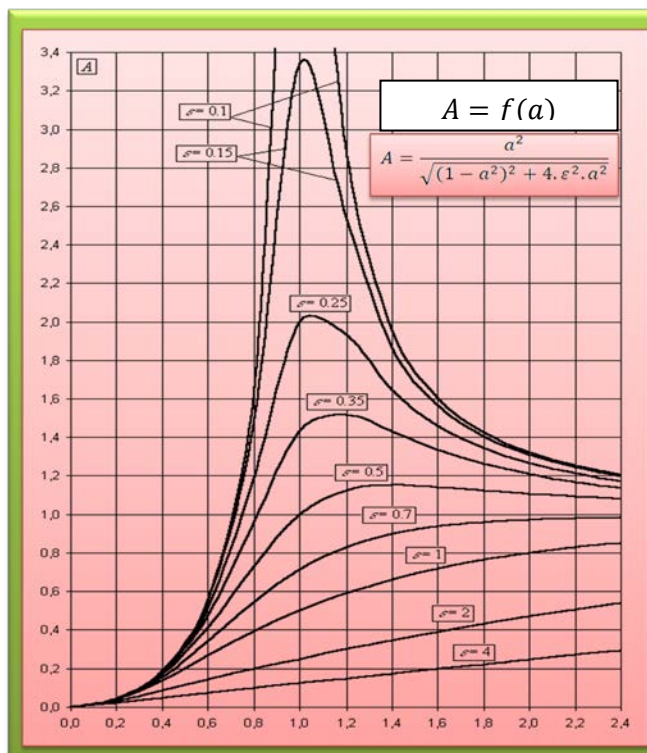


Les variables qui nous donnent cette courbe sont :

- $a = \frac{\omega}{\omega_0}$
- $\varphi = \arctan 2 \cdot \varepsilon \frac{a}{1-a^2}$

Figure 3.5: Les courbes de variation de la phase φ en fonction de $a = \frac{\omega}{\omega_0}$

➤ Les courbes $A = f(a)$



Les variables de cette courbe sont :

- $a = \frac{\omega}{\omega_0}$
- $A = \frac{a^2}{\sqrt{(1-a^2)^2 + 4 \cdot \varepsilon^2 \cdot a^2}}$

Figure 3.6: Les courbes de variation de la phase A en fonction de ε

III.5. Force transmise au sol

Le critère d'efficacité d'une isolation vibratoire est défini par le rapport entre la force maximale à transmettre et la force excitatrice maximale.

Ce rapport est appelé A_1 coefficient de transmissibilité.

La force transmise au sol a pour expression:

$$F_s = k \cdot y + \alpha \dot{y} \tag{3.15}$$

On considérant l'amplitude des vibrations forcées, nous avons

$\omega_0^2 = \frac{k}{m'+m}$ donc $k = \omega_0^2(m' + m)$ et $C = \frac{\frac{m}{m'+m}r \cdot a^2}{\sqrt{((1-a^2)^2 + 4 \cdot \varepsilon^2 a^2)}}$ on remplace dans cette équation on aura:

- $ky = k \cdot C \cdot \sin(\omega t - \varphi)$

On remplace $k = \omega_0^2 \cdot (m + m')$ donc :

$$ky = \omega_0^2 \cdot (m + m') \cdot C \cdot \sin(\omega t - \varphi) \tag{3.16}$$

- $\alpha \dot{y} = 2(m' + m) \cdot \varepsilon \cdot \omega_0 \dot{y}$

Et on a : $\alpha = 2(m' + m) \cdot \varepsilon \cdot \omega_0$ on le remplace comme suit :

$$\alpha \dot{y} = 2(m' + m) \cdot \varepsilon \cdot \omega_0 C \cdot \sin(\omega t - \varphi)$$

$$\alpha \dot{y} = 2(m' + m) \cdot \varepsilon \cdot \omega_0 \cdot C \cdot \omega \cdot \sin\left(\omega t - \varphi + \frac{\pi}{2}\right) \tag{3.17}$$

On cherchant F_s sous la forme

$$F_s = F_{max} \cdot \sin(\omega t - \varphi + \Psi) \tag{3.18}$$

III.5.1. Diagramme de FRESNEL

Il est possible d'établir un diagramme de FRESNEL correspondant nous déduisons donc:

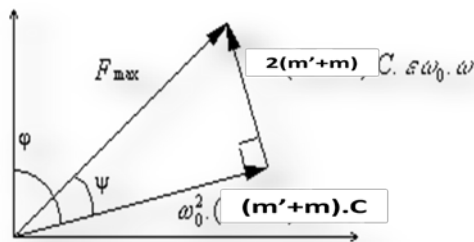


Figure 3.7 : représentation Fresnel

Dans cette figure on a:

$$\tan\Psi = \frac{2(m'+m) \cdot C \cdot \varepsilon \cdot \omega}{(m'+m) \cdot C \cdot \omega_0^2} \tag{3.19}$$

On remplace C dans cette équation on aura :

$$\tan\Psi = \frac{2.\varepsilon.\omega}{\omega_0} \text{ on remplace } a \frac{\omega}{\omega_0}$$

Alors

$$\tan\Psi = 2.\varepsilon.a \quad (3.20)$$

De la même méthode, on calcule C et on calcule F_{max} par construction de Fresnel

$$F_{max}^2 = [\omega_0^2(m' + m).C^2] + [2(m' + m).C.\varepsilon.\omega_0^2\omega]^2 \quad (3.21)$$

D'où

$$F_{max} = (m' + m).\omega_0^2.C.\sqrt{1 + 4.\varepsilon^2.a^2} \quad (3.22)$$

Et

$$a^2.\omega_0^2 = \omega^2 \quad (3.23)$$

Or :

$$F_{max} = m.r.\omega^2.\sqrt{\frac{1+4.\varepsilon^2.a^2}{(1+a^2)^2+4.\varepsilon^2.a^2}} \quad (3.24)$$

On en déduit le rapport de transmissibilité :

On a $A_1 = \frac{F_{max}}{m.r.\omega^2}$ donc:

$$A_1 = \frac{m.r.\omega^2.\sqrt{\frac{1+4.\varepsilon^2.a^2}{(1+a^2)^2+4.\varepsilon^2.a^2}}}{m.r.\omega^2} \Rightarrow$$

$$A_1 = \sqrt{\frac{1+4.\varepsilon^2.a^2}{(1+a^2)^2+4.\varepsilon^2.a^2}} \quad (3.25)$$

III.5.2. Etude des variations de A_1

$$- \frac{dA_1}{da} = 0$$

$$\frac{8a\varepsilon^2((1+a^2)^2+4\varepsilon^2a^2-4a-4a^3-8\varepsilon^2a)}{((1+a^2)^2+4\varepsilon^2a^2)^2*2\sqrt{\frac{1+4.\varepsilon^2.a^2}{(1+a^2)^2+4.\varepsilon^2.a^2}}} = 0 \quad (3.26)$$

Donc $\frac{dA_1}{da} = 0$ si et seulement si :

$$- a = 0$$

Ou :

$$- a = \frac{\sqrt{-1+\sqrt{1+8\varepsilon^2}}}{\frac{2\varepsilon}{\sqrt{2}}}$$

Le graphe nous montre que l'amortissement réduit le coefficient de transmissibilité pour :

- $0 < r < \sqrt{2}$

et l'amplifie pour :

- $r > \sqrt{2}$ Pour des vibrations à fréquence $\frac{\omega}{2\pi}$ élevée, il est donc nécessaire d'utiliser des amortissements à très faible coefficient.

Par contre pour des pulsations telles que :

- $\omega < \omega_0\sqrt{2}$ on utilisera des amortisseurs à coefficient élevé[4].

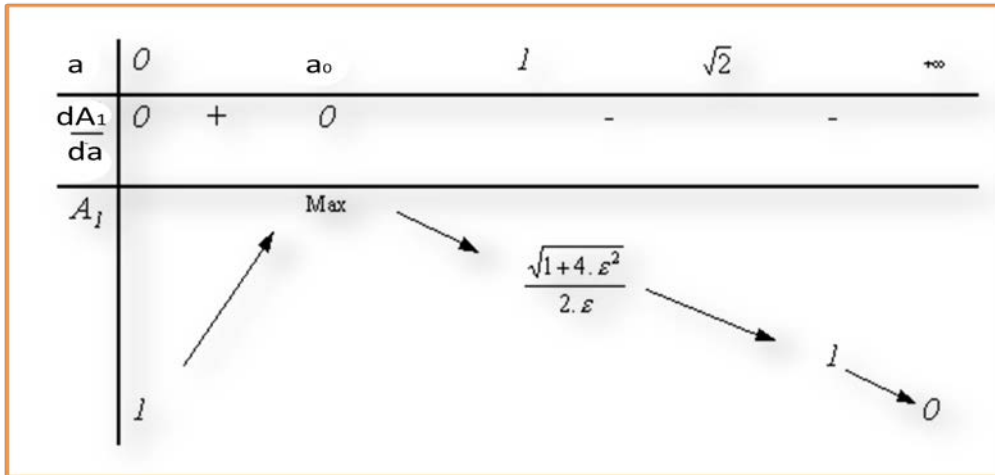
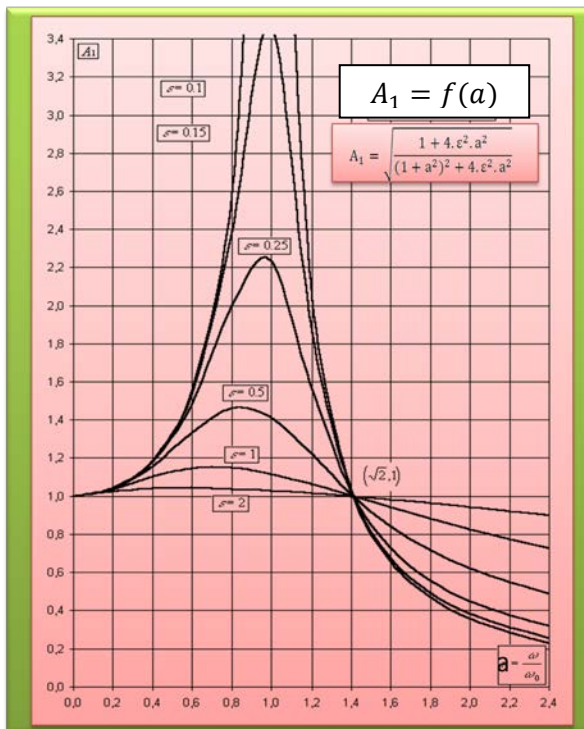


Tableau 3.2 : Tableau de variation de la phase A_1 en fonction de a

➤ Les courbes $A_1 = f(a)$



Les variables de cette courbe sont :

- $A_1 = \sqrt{\frac{1+4 \cdot \varepsilon^2 \cdot a^2}{(1+a^2)^2 + 4 \cdot \varepsilon^2 \cdot a^2}}$
- $a = \frac{\omega}{\omega_0}$
- $\tan \Psi = 2 \cdot \varepsilon \cdot a$

Figure 3.8: Les courbes de variation de la phase A_1 en fonction de a

III.6. Partie pratique

III.6.1. Les mesures dans le cas déséquilibré

III.6.1.1. Force centrifuge et déséquilibre :

Un rotor équilibré ne vibre pas, un rotor déséquilibré vibre.

Cette différence de condition s'explique essentiellement par l'absence ou la présence de forces centrifuges non compensées agissant sur le rotor.

III.6.1.2. Rotor déséquilibré

La figure 3.9 nous montre un rotor "déséquilibré" par la présence d'une masse m localisée sur un côté du rotor. Ici, contrairement au rotor équilibré étudié plus tôt, la force centrifuge F exercée par la "partie lourde" du rotor n'est pas compensée par une force équivalente de direction opposée.

Cette force centrifuge F non compensée tourne avec la masse m et tente d'entraîner le rotor le long de sa ligne d'action. La vibration ainsi causée est transmise aux paliers du rotor et tous les points des paliers la reçoivent une fois par tour. Ce phénomène explique pourquoi la composante de déséquilibre apparaît toujours dans le spectre de vibrations à la fréquence de rotation de l'arbre [5].

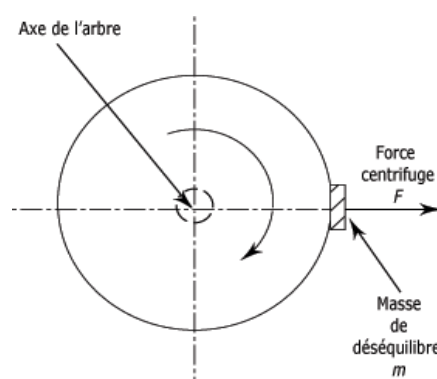


figure 3.9 : Rotor déséquilibré

Dans cette partie on s'est basé sur les mesures des différentes variations en fonction de variation de la vitesse du moteur $N(\frac{tr}{min})$, telle que cette vitesse varie de (0 à 3000($\frac{tr}{min}$)) ensuite on l'a transformé en fréquence f (Hz) tel que $f = \frac{\omega}{2\pi}$ et $\omega = \frac{2\pi N}{60}$

III.6.2. Les tableaux de mesures

Type	Valeur	Unité
Fréquence	26,01	kHz
Période	38,45	μ S
Moyenne	-7,36	mV
Efficace	30,3	mV
Min	-110	mV
Max	78.	mV

Tableau 3.3 : résultats pour une fréquence de 1.67 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	22.40	kHz
Période	44.65	μ S
Moyenne	-8.35	mV
Efficace	57,1	mV
Min	-122	mV
Max	120	mV

Tableau 3.4 : résultats pour une fréquence de 3,33 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	21.40	kHz
Période	24.16	μ S
Moyenne	-0,689	mV
Efficace	31,7	mV
Min	-108	mV
Max	100	mV

Tableau 3.5 : résultats pour une fréquence de 5 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	10.67	kHz
Période	93.7	μS
Moyenne	14.8	mV
Efficace	41,1	mV
Min	-78,8	mV
Max	132	mV

Tableau 3.6 : résultats pour une fréquence de 6,67 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	6.28	kHz
Période	159.1	μS
Moyenne	-19.9	mV
Efficace	36	mV
Min	-160	mV
Max	74	mV

Tableau 3.7 : résultats pour une fréquence de 8,83 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	25.86	kHz
Période	38.67	μS
Moyenne	17.7	mV
Efficace	15,4	mV
Min	-46	mV
Max	84	mV

Tableau 3.8 : résultats pour une fréquence de 10,75 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	45.56	kHz
Période	22.44	μS
Moyenne	-32.6	mV
Efficace	42,3	mV
Min	-100	mV
Max	50	mV

Tableau 3.9 : résultats pour une fréquence de 12,83 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	32.12	kHz
Période	31.13	μ S
Moyenne	67.6	mV
Efficace	63,7	mV
Min	-38	mV
Max	152	mV

Tableau 3.10 : résultats pour une fréquence de 15 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	9.36	kHz
Période	106.8	μ S
Moyenne	25.7	mV
Efficace	19,1	mV
Min	-40	mV
Max	118	mV

Tableau 3.11: résultats pour une fréquence de 18,33 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	22.77	kHz
Période	43.92	μ S
Moyenne	-104	mV
Efficace	118	mV
Min	-178	mV
Max	-220	mV

Tableau 3.12: résultats pour une fréquence de 21,91 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	11.14	kHz
Période	89.77	μ S
Moyenne	-7.91	mV
Efficace	46.5	mV
Min	-84	mV
Max	84	mV

Tableau 3.13: résultats pour une fréquence de 25Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	27.78	kHz
Période	36	μ S
Moyenne	-121	mV
Efficace	131	mV
Min	-238	mV
Max	-24	mV

Tableau 3.14: résultats pour une fréquence de 29,33 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	10.98	kHz
Période	91.1	μ S
Moyenne	-123	mV
Efficace	133	mV
Min	18	mV
Max	212	mV

Tableau 3.15: résultats pour une fréquence de 35,17 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	21.89	kHz
Période	45.68	μ S
Moyenne	76.9	mV
Efficace	81.4	mV
Min	-8	mV
Max	-160	mV

Tableau 3.16: résultats pour une fréquence de 41,67 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	20.61	kHz
Période	48.51	μ S
Moyenne	82.2	mV
Efficace	118	mV
Min	-6	mV
Max	206	mV

Tableau 3.17: résultats pour une fréquence de 45 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	4.45	kHz
Période	224.6	μ S
Moyenne	65	mV
Efficace	88.7	mV
Min	-40	mV
Max	166	mV

Tableau 3.18: résultats pour une fréquence de 50 Hz

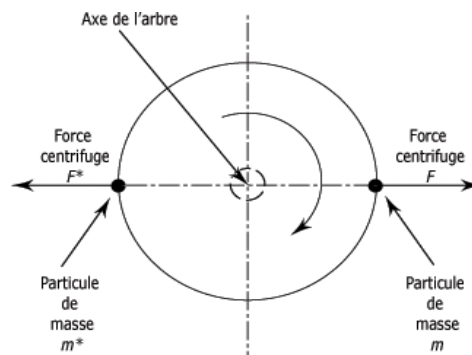
III.6.3. les mesures dans le cas du rotor à vide (pas de masse)

III.6.3.1. Rotor équilibré

Un rotor parfaitement équilibré, c'est-à-dire un rotor dont la masse est également répartie autour de son axe de rotation, ne vibre pas. Ce phénomène s'explique par le fait que toutes les forces centrifuges sont compensées.

La (figure 3.10) suivante montre un rotor équilibré où, pour toute particule de masse m , située à une distance quelconque de l'axe de rotation, il existe une autre particule m^* , de masse égale à m , mais localisée dans une position diamétralement opposée à celle-ci.

De même, toute force centrifuge F , générée par la rotation de m est aussitôt compensée par une force centrifuge opposée F^* , générée par la rotation de m^* . Sans force périodique agissant sur le rotor, il y a absence de mouvement vibratoire [5].



Force centrifuge compensée, le rotor ne vibre pas

figure 3.10 : Rotor équilibré

III.6.4 : Les tableaux de mesures

Type	Valeur	Unité
Fréquence	30,20	kHz
Période	33,11	μS
Moyenne	-2,89	mV
Efficace	3,98	mV
Min	-15, _	mV
Max	10	mV

Tableau 3.19: résultats pour une fréquence de 1.67 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	14,75	kHz
Période	67,79	μS
Moyenne	0,115	mV
Efficace	2,41	mV
Min	-11,8	mV
Max	5,40	mV

Tableau 3.20: résultats pour une fréquence de 3.33 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	18,59	kHz
Période	53,78	μS
Moyenne	-0,137	mV
Efficace	2,06	mV
Min	-7,4	mV
Max	6,40	mV

Tableau 3.21: résultats pour une fréquence de 5 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	14,58	kHz
Période	68,60	μS
Moyenne	0,0259	mV
Efficace	3,26	mV
Min	-17	mV
Max	9,80	mV

Tableau 3.22: résultats pour une fréquence de 6.67 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	6,288	kHz
Période	159	μ S
Moyenne	1,31	mV
Efficace	30	mV
Min	-11,8	mV
Max	18,2	mV

Tableau 3.23: résultats pour une fréquence de 8.83 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	3,782	kHz
Période	264,4	μ S
Moyenne	6,26	mV
Efficace	12	mV
Min	-12,6	mV
Max	18,2	mV

Tableau 3.24: résultats pour une fréquence de 10.75 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	2,764	kHz
Période	361,7	μ S
Moyenne	1,31	mV
Efficace	4,63	mV
Min	-12,8	mV
Max	24,8	mV

Tableau 3.25: résultats pour une fréquence de 12,83 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	46,71	kHz
Période	21,41	μ S
Moyenne	10,9	mV
Efficace	2,10	mV
Min	-7,40	mV
Max	10,6	mV

Tableau 3.26: résultats pour une fréquence de 15 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	12,32	kHz
Période	81,17	μ S
Moyenne	0,0843	mV
Efficace	3,21	mV
Min	-12,6	mV
Max	18,8	mV

Tableau 3.27: résultats pour une fréquence de 18.33 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	50,58	kHz
Période	19,77	μ S
Moyenne	6,99	mV
Efficace	5,48	mV
Min	-3	mV
Max	15,4	mV

Tableau 3.28: résultats pour une fréquence de 21.91 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	12,39	kHz
Période	80,72	μ S
Moyenne	0,172	mV
Efficace	4,45	mV
Min	-10,8	mV
Max	8	mV

Tableau 3.29: résultats pour une fréquence de 25 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	43,32	kHz
Période	20,77	μ S
Moyenne	4,92	mV
Efficace	5,12	mV
Min	-2,63	mV
Max	12	mV

Tableau 3.30: résultats pour une fréquence de 29.33 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	12,81	kHz
Période	78,09	μS
Moyenne	0,0447	mV
Efficace	5,21	mV
Min	-18,2	mV
Max	9,80	mV

Tableau 3.31: résultats pour une fréquence de 35.17 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	6,961	kHz
Période	144,1	μS
Moyenne	6,88	mV
Efficace	5,93	mV
Min	-6,40	mV
Max	20,2	mV

Tableau 3.32: résultats pour une fréquence de 41.67 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	5,219	kHz
Période	191,6	μS
Moyenne	2,48	mV
Efficace	3,83	mV
Min	-10,2	mV
Max	10,6	mV

Tableau 3.33: résultats pour une fréquence de 45 Hz

Type	Valeur	Unité
Fréquence	16,23	kHz
Période	61,6	μS
Moyenne	3,51	mV
Efficace	1,88	mV
Min	-8,20	mV
Max	11,6	mV

Tableau 3.34: résultats pour une fréquence de 50 Hz

III.7. Conclusion

Il est donc possible d'évaluer la fréquence naturelle d'un système mécanique réel à partir des résultats expérimentaux. Il s'agit de lui imposer une force extérieure contrôlée et de mesurer le déplacement temporel du système. Les spectres d'amplitude et de phase sont obtenus en balayant les fréquences à l'intérieur d'une certaine plage. On évalue la fréquence naturelle du système par l'une et/ou l'autre des deux méthodes suivantes :

- À partir du spectre d'amplitude, on repère la fréquence de résonance et on estime $\omega = \omega_0$, ce qui est vrai dans le cas de systèmes très faiblement amortis
- À partir du spectre de phase, on repère la fréquence pour laquelle $-\varphi = \frac{\pi}{2}$.

Chapitre IV :
Étude comparative

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre nous nous basons sur l'étude des mesures que nous avons dans le troisième chapitre et nous nous intéressons à la variation de la fréquence, la moyenne et l'amplitude en fonction de la variation de la fréquence d'excitation, Par la détection des mesures et par variation de ses variables dans les courbes.

IV.2.Étude comparative

IV.2.1.Étude et interprétation des mesures cas de défauts

- Le tableau de variation de la fréquence $f(kHz)$, l'amplitude $A(mV)$, la moyenne $moy(mV)$ en fonction de la vitesse $\omega(\frac{rad}{s})$ ou la fréquence excitatrice $f_0(Hz)$ comme suit :

La vitesse $\omega(\frac{rad}{s})$	fréquence excitatrice $f_0(Hz)$	la moyenne $moy(mV)$	l'amplitude $A(mV)$,	Fréquence de sortie $f_0(kHz)$
0	0	0	0	0
100	1,67	-7,36	188	26,01
200	3,33	-8,35	242	22,4
300	5	-0,689	208	41,31
400	6,67	14,8	210,8	10,67
530	8,83	-19,9	234	6,287
645	10,75	17,7	130	25,86
770	12,83	-32,6	150	45,56
900	15	67,6	-190	32,12
1100	18,33	25,7	158	9,363
1315	21,91	-104	-42	22,77
1500	25	-7,91	168	11,14
1760	29,33	-121	214	27,78
2110	35,17	123	194	10,98
2500	41,67	76,9	168	21,89
2700	45	82,2	212	20,61
3000	50	224,6	206	4,45

Tableau 4.1- Tableau des mesures

D'après les résultats du tableau 4.1 (Tableau des mesures) on constate que notre système est soumis à des vibrations variables.

IV.2.1.1. Étude de la fréquence de sortie (f_0) en fonction de la fréquence d'entrée (excitatrice) f .

Nous nous partageons l'intervalle de la fréquence d'excitatrice f en quatre intervalles pour toute notre étude:

- **Intervalle 1** : [0, 12.5 Hz]
 - **Intervalle 2** : [12.5, 25Hz]
 - **Intervalle 3** : [25, 37.5Hz]
 - **Intervalle 4** : [37.5, 50Hz]
- si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 1, la fréquence de sortie f_0 varie dans l'intervalle [0, 45kHz].
 - si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 2, la fréquence de sortie f_0 varie dans l'intervalle [9.363, 45.56kHz].
 - si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 3, la fréquence de sortie f_0 varie dans l'intervalle [10.98, 11.14kHz]
 - si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 4, la fréquence de sortie f_0 varie dans l'intervalle [4.45, 21.89kHz]

IV.2.1.2. Variation de l'amplitude de sortie (A) en fonction de la fréquence d'entrée (excitatrice) f .

- si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 1, l'amplitude varie dans l'intervalle [0, 242mV].
- si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 2, l'amplitude varie dans l'intervalle [-190, 158mV].
- si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 3, l'amplitude varie dans l'intervalle [168, 214mV].
- si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 4, l'amplitude varie dans l'intervalle [194, 212mV].

IV.2.1.3. Variation de la moyenne de sortie (moy) en fonction de la fréquence d'entrée (excitatrice) f .

- si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 1, la moyenne varie dans l'intervalle [0, -32mV].

- si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 2, la moyenne varie dans l'intervalle $[-104, 67.7mV]$.
- si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 1, la moyenne varie dans l'intervalle $[-121, 123mV]$.
- si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 1, la moyenne varie dans l'intervalle $[76.9, 224mV]$.

❖ **Constat 1 :** dans le cas déséquilibré les variations de fréquence, amplitude et la moyenne varient dans des intervalles spécifiques plus au moins considérables.

IV.3. Étude et interprétation des courbes

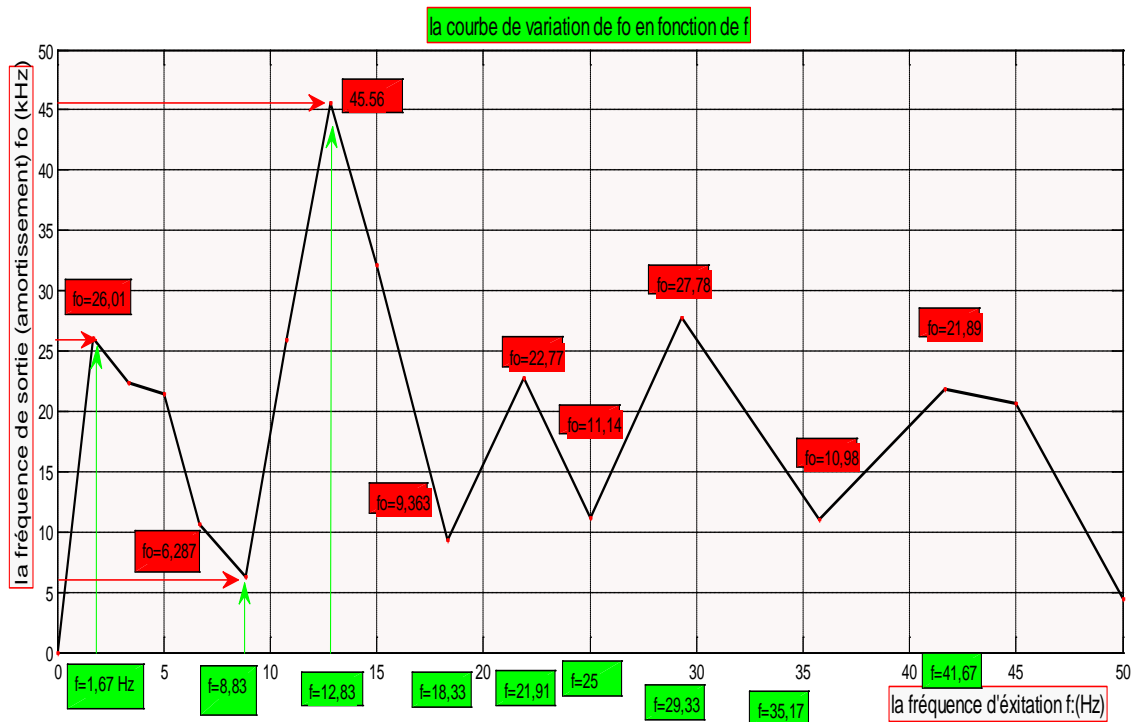


Figure 4.1 : variation de fréquence de sortie en fonction de la fréquence d'entrée

On remarque que la fréquence de sortie a une amplitude maximale au point $f = 12,83$ Hz et une amplitude minimale à $f = 50$ Hz, par contre les autres variables sont dans une plage de variation de $f_{0\max} = 27,78$ kHz à $f_{0\min} = 9,363$ kHz.

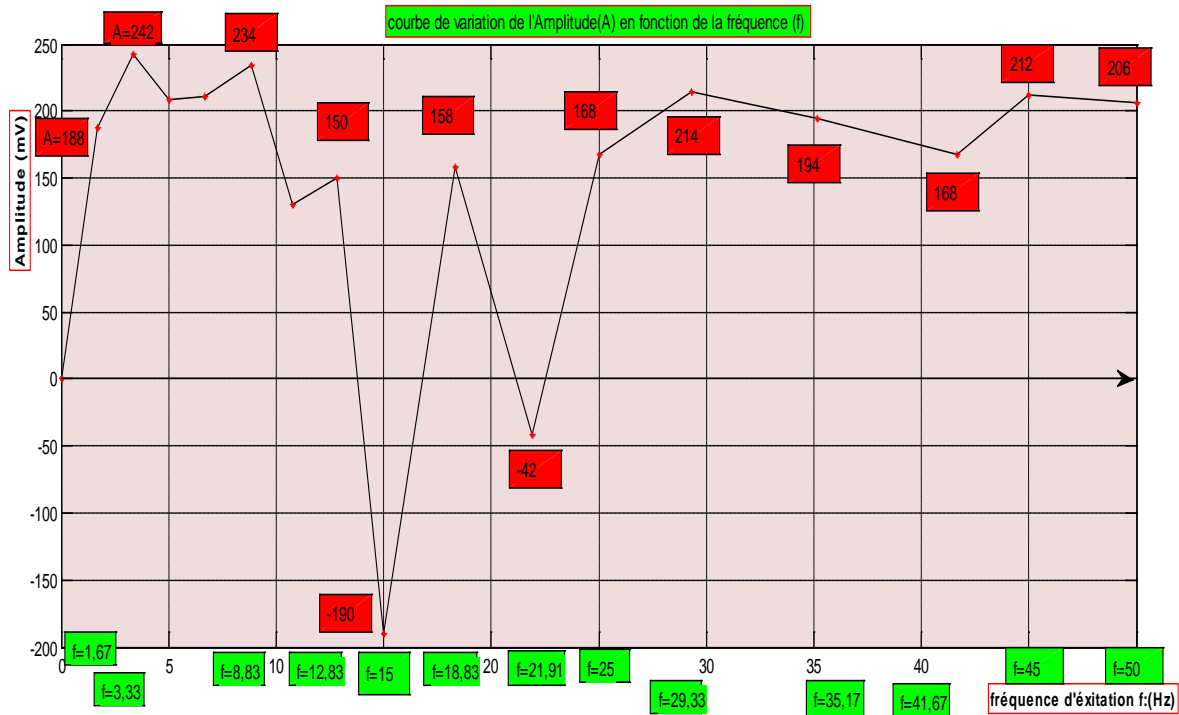


Figure 4.2 : variation de l'amplitude de sortie en fonction de la fréquence d'entrée

On remarque que pour la variation de f de 0 à 12,83Hz, notre système vibre dans la partie positive et à $f = 15\text{Hz}$ l'amplitude est minimal avec une valeur -192mV , ensuite notre système reste vibrant dans la partie négative où à partir de $f = 25\text{Hz}$ l'amplitude du signal varie légèrement entre $A_{\text{max}} = 212\text{mV}$ et $A_{\text{min}} = 168\text{mV}$.

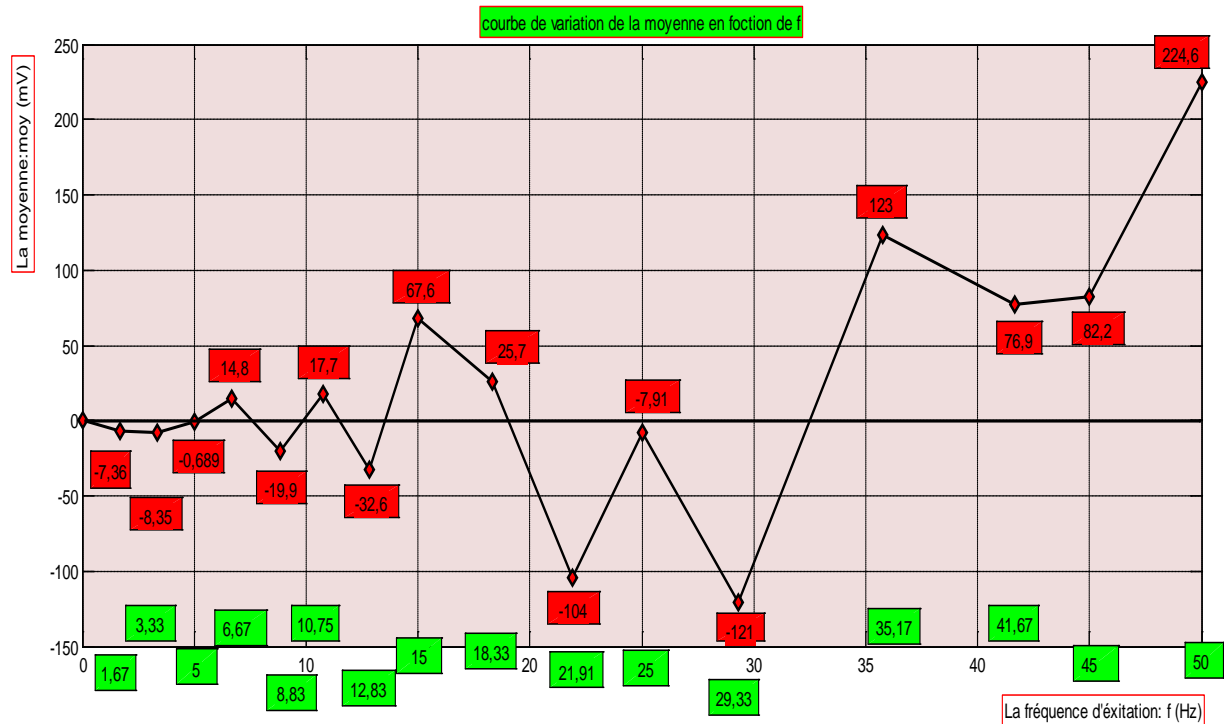


Figure 4.3 : variation de la moyenne de sortie en fonction de la fréquence d'entrée

On remarque trois parties :

- 1- La variation de la moyenne avec les amplitudes faibles de $f=1,67\text{Hz}$ à $f=12,83\text{Hz}$.
- 2- La variation de la moyenne avec les amplitudes moyennes entre $f=12,83\text{Hz}$ et $f=25\text{Hz}$.
- 3- Variation de la moyenne a de grandes amplitudes à partir de $f=25\text{Hz}$.

IV.4. Étude et interprétation des mesures en absence de masse

IV. Le tableau des mesures

La vitesse $\omega(\frac{rad}{s})$	fréquence excitatrice $f_0(Hz)$	la moyenne $moy(mV)$	l'amplitude $A(mV),$	Fréquence de sortie $f_0(kHz)$
0	0	0	0	0
100	1,67	-2,89	25,8	30,20
200	3,33	0,115	17,2	14,75
300	5	-0,137	13,8	18,59
400	6,67	25,9	26,8	14,58
530	8,83	1,31	30	6,288
645	10,75	6,26	28,4	3,782
770	12,83	1,31	37,6	2,764
900	15	10,9	18	46,71
1100	18,33	0,084	31,4	12,32
1315	21,91	0,00699	18,4	50,58
1500	25	0,172	18,8	12,39
1760	29,33	4,92	14,63	43,32
2110	35,17	0,0447	28	12,81
2500	41,67	6,88	26,8	6,961
2700	45	2,48	20,8	5,219
3000	50	3,51	19,8	16,23

Tableau 4.2-Tableau de mesure

D'après les résultats du tableau 4.2 on constate que notre système est soumis à des vibrations variables.

IV.4.1.1. Étude de la fréquence de sortie (f_0) en fonction de la fréquence d'entrée (excitatrice) f .

- **Intervalle 1** : $[0, 12.5 \text{ Hz}]$
 - **Intervalle 2** : $[12.5, 25 \text{ Hz}]$
 - **Intervalle 3** : $[25, 37.5 \text{ Hz}]$
 - **Intervalle 3** : $[37.5, 50 \text{ Hz}]$
- si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 1, la fréquence de sortie f_0 varie dans l'intervalle $[0, 30.20 \text{ kHz}]$.
 - si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 2, la fréquence de sortie f_0 varie dans l'intervalle $[2.764, 50.58 \text{ kHz}]$.
 - si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 3, la fréquence de sortie f_0 varie dans l'intervalle $[12.39, 43.32 \text{ kHz}]$
 - si la fréquence excitatrice f est dans l'intervalle 4, la fréquence de sortie f_0 varie dans l'intervalle $[5.219, 16.23 \text{ kHz}]$

IV.4.1.2. Variation de l'amplitude de sortie (A) en fonction de la fréquence de l'entrée (excitatrice f)

- si la fréquence d'excitatrice f est dans l'intervalle 1, l'amplitude A varie dans l'intervalle $[0, 28.4 \text{ mV}]$.
- si la fréquence d'excitatrice f est dans l'intervalle 2, l'amplitude A varie dans l'intervalle $[18, 37.4 \text{ mV}]$.
- si la fréquence d'excitatrice f est dans l'intervalle 3, l'amplitude A varie dans l'intervalle $[14.63, 28 \text{ mV}]$.
- si la fréquence d'excitatrice f est dans l'intervalle 4, l'amplitude A varie dans l'intervalle $[19.8, 26.8 \text{ mV}]$.

IV.4.1.3. Variation de la moyenne de sortie (moy) en fonction de la fréquence d'entrée (excitatrice) f .

- si la fréquence d'excitatrice f est dans l'intervalle 1, la moyenne moy varie dans l'intervalle $[-2.89, 25.9 \text{ mV}]$.
- si la fréquence d'excitatrice f est dans l'intervalle 2, la moyenne moy varie dans l'intervalle $[0.00699, 10.9 \text{ mV}]$.
- si la fréquence d'excitatrice f est dans l'intervalle 1, la moyenne moy varie dans l'intervalle $[0.0447, 4.92 \text{ mV}]$.
- si la fréquence d'excitatrice f est dans l'intervalle 1, la moyenne moy varie dans l'intervalle $[2.48, 6.88 \text{ mV}]$.

- ❖ **Constat 2 :** dans le cas d'équilibre les variations de fréquence, amplitude et la moyenne varient dans des intervalles spécifiques moins considérables par rapport au cas déséquilibré.

IV.4.2. Étude et interprétation des courbes

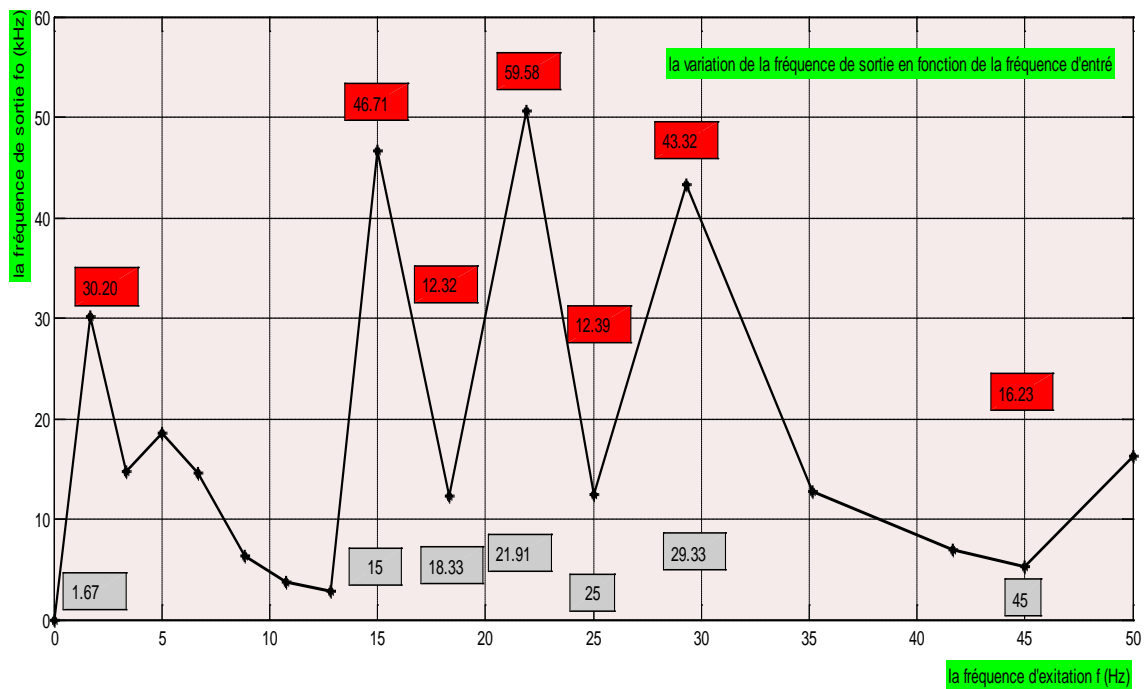


Figure 4.4 : variation de fréquence de sortie en fonction de la fréquence d'entrée

On remarque que la fréquence de sortie a une amplitude maximale au point $f = 21.91$ Hz et une amplitude minimale à $f = 12.83$ Hz, par contre les autres variables sont dans une plage de variation de $f_0 \text{ max} = 46.71$ kHz à $f_0 \text{ min} = 3.782$ kHz.

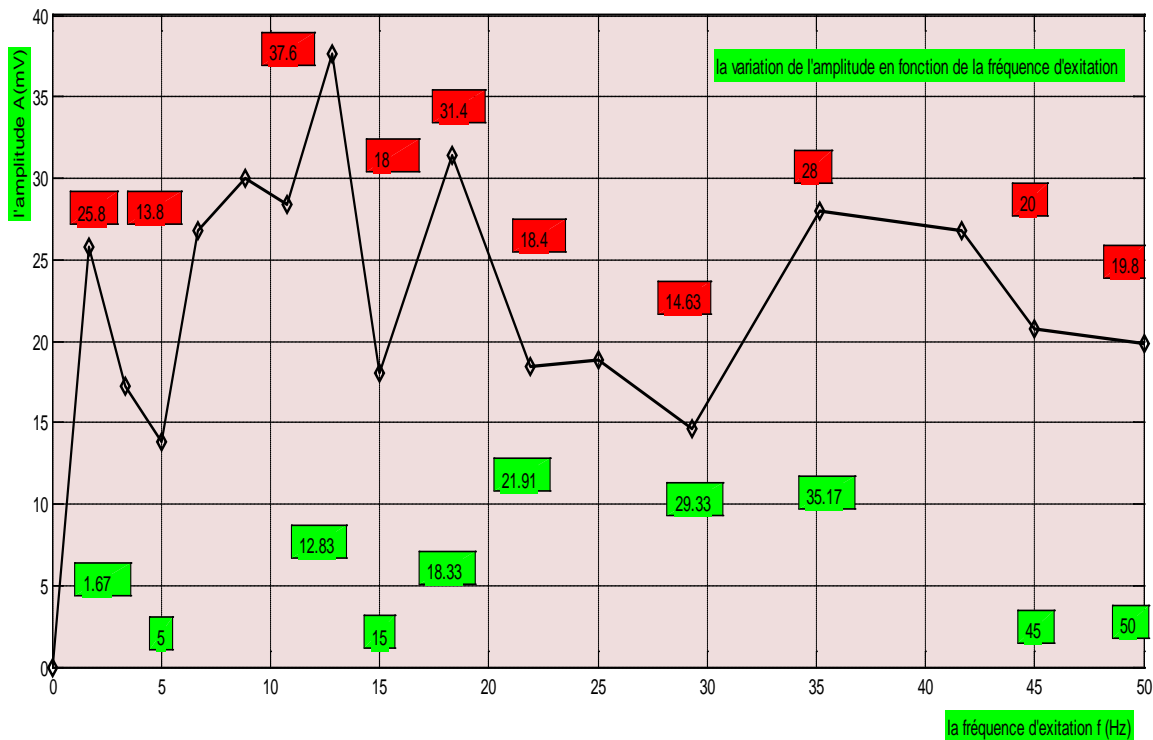


Figure 4.5 : variation de l'amplitude de sortie en fonction de la fréquence d'entrée

On remarque pour la variation de f de 0 à 50Hz, notre système vibre dans la partie positive avec une valeur maximale $A_{max}=37.6mV$ et une valeur minimale $A_{min}=13.8mV$.

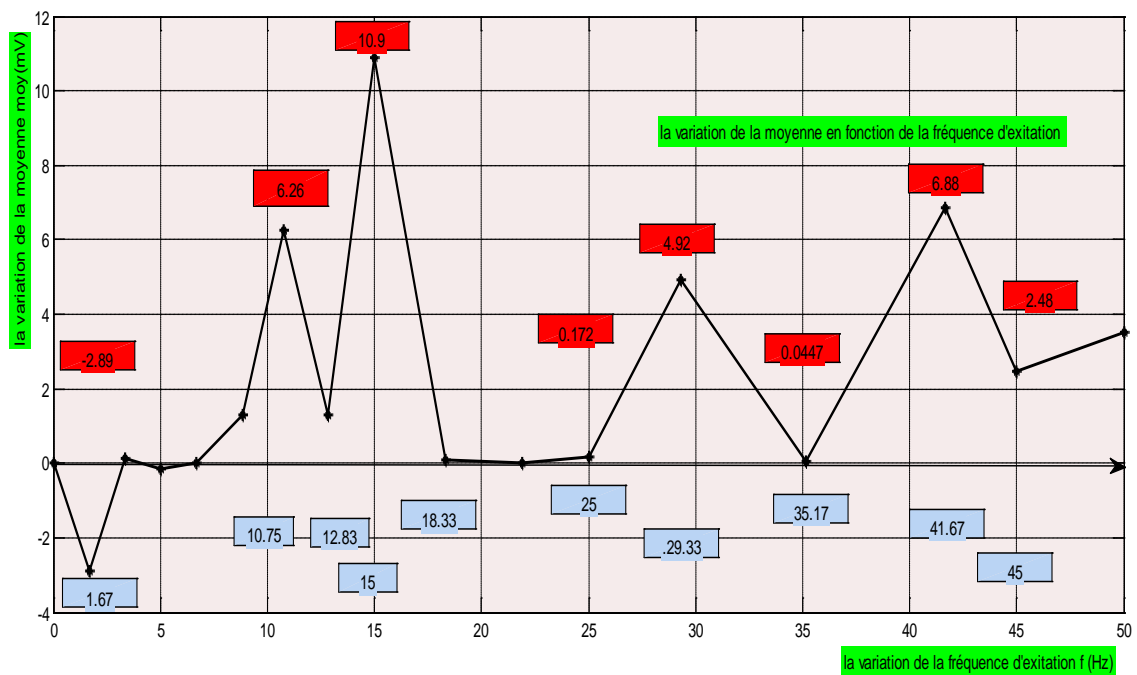


Figure 4.6: variation de la moyenne de sortie en fonction de la fréquence d'entrée

On remarque pour la variation de f de 0 à 3.33Hz, notre système vibre dans la partie négative. À partir de $f = 5Hz$ notre système reste vibrant dans la partie positive, à $f = 15Hz$ la moyenne est maximale $moy=10.9mV$.

IV.5. Conclusion

L'analyse spectrale consiste à relever le signal vibratoire mesuré sur la machine et de procéder à une analyse systématique pour rechercher la présence d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter l'installation considérée. Cela permet d'accéder au diagnostic, c'est à dire, d'identifier avec précision la nature de l'anomalie et si possible en préciser la gravité.

La cinématique des machines tournantes ou cycliques donne les vitesses de rotation caractéristiques de fonctionnement. L'analyse spectrale permet de relier chaque composante du spectre à différents organes de la machine. Elle donne la répartition des énergies vibratoires en fonction de la fréquence. Egalement, elle facilite la détection des principales anomalies sous trois formes :

- L'apparition de pics dans le spectre à des fréquences multiples ou sous multiples de la fréquence de rotation (balourd, désalignement, mauvais serrage mécanique, avarie d'engrenage, tourbillonnement de film d'huile, excitation hydrodynamique...).
- L'apparition de pics dans le spectre à des fréquences non liées à celle du rotor (vibration de machines voisines, vibrations d'origine électrique, résonance de structure...).
- L'apparition créant des modifications des composantes aléatoires du spectre (écaillage de roulement, frottements...).

Conclusion générale :

Les suspensions élastiques à caractère antivibratoire et antichoc semblent une technologie déjà très connue et largement diffusée dans l'industrie. Et pourtant on pourrait en obtenir beaucoup plus d'avantages en conduisant une analyse plus précise de chaque application pour sélectionner des composants de découplage et de suspension présentant les performances les plus utiles. Les principaux axes d'amélioration sont:

— la disponibilité d'élastomères très amortis de plus en plus performants en terme de stabilité en température, de résistance au fluage et de tenue mécanique, permettent d'obtenir des suspensions purement élastomère présentant des coefficients de surtension.

— une maîtrise des fabrications de série permettant un appareil, précis des différents isolateurs d'une suspension, les isolateurs les plus basse fréquences, permettent donc de constituer des suspensions parfaitement homogènes quelque soit la complexité des liens d'une machine avec son environnement.

Les principales techniques d'analyse des vibrations et d'essai en dynamique des structures ont été présentées de manière synthétique. Moyennant certaines hypothèses, l'analyse permet de représenter convenablement les phénomènes et de traiter des structures relativement complexes à condition de disposer d'outils de calcul et d'expérimentation adaptés, et d'adopter une logique de développement cohérente.

Les comportements vibratoires des machines sont extrêmement variés. Ils sont typiques de la machine envisagée. Chaque machine est le siège d'excitations dynamiques extrêmement diverses et spécifiques de son fonctionnement. Les organes fixes et mobiles sont des structures vibrantes. L'ensemble vit et répond en fonction de ses caractéristiques modales et de ses capacités d'amortissement.

Chaque régime vibratoire génère des contraintes dynamiques qui sollicitent les pièces en fatigue. Il est impossible qu'une machine, dont la conception devient de plus en plus poussée sous l'aspect énergétique, ne vibre pas, mais tout le savoir-faire du constructeur s'attache à ce que les capacités de résistance en fatigue puissent admettre ces contraintes alternées.

Pour ce qui nous concerne, malgré les difficultés rencontrées telles que l'interprétation des résultats lors des études de cas pratique ; le manque de moyens de techniques (matériels), le temps nécessaire à l'approfondissement du projet (par exemple variation de la charge déséquilibre « m » ou niveaux du rotor le diamètre de balourd) et les surface des amortisseurs..., ce projet nous a apporté beaucoup de connaissances sur la mesures des vibrations des machines tournante, la connaissance d'utilisation des appareils de mesure des vibrations tel

que les accéléromètres, Oscilloscope digitale avec ses fonctions mathématiques et le traitement de données sur son logiciel Open-Choice installé sur micro-ordinateur, ça nous a aussi permis de travailler dans des condition similaires à celle de l'industrie.

Bibliographie

Bibliographie

[1] « Isolation antivibratoire et antichoc » Bernard GARNIER Chef du Service Projets à la société, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique MÉTRAVIB RDS B5140

[2] « Isolation antivibratoire et antichoc » Bernard GARNIER Chef du Service Projets à la société, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique MÉTRAVIB RDS B5141

[3] « cours de mécanique-vibratoires 1^{er} année chapitre6: oscillateurs harmoniques », Catherine POTEL, Philippe GATIGNOL, université du Maine UFR sciences et technique

[4] <http://web.univ-pau.fr/~maron/mecanique/ch8.htm>

[5] Cours / Mécanique industrielle / BAC PRO

Annexes

Annexes I :

Moteur d'essai et l'appareillage

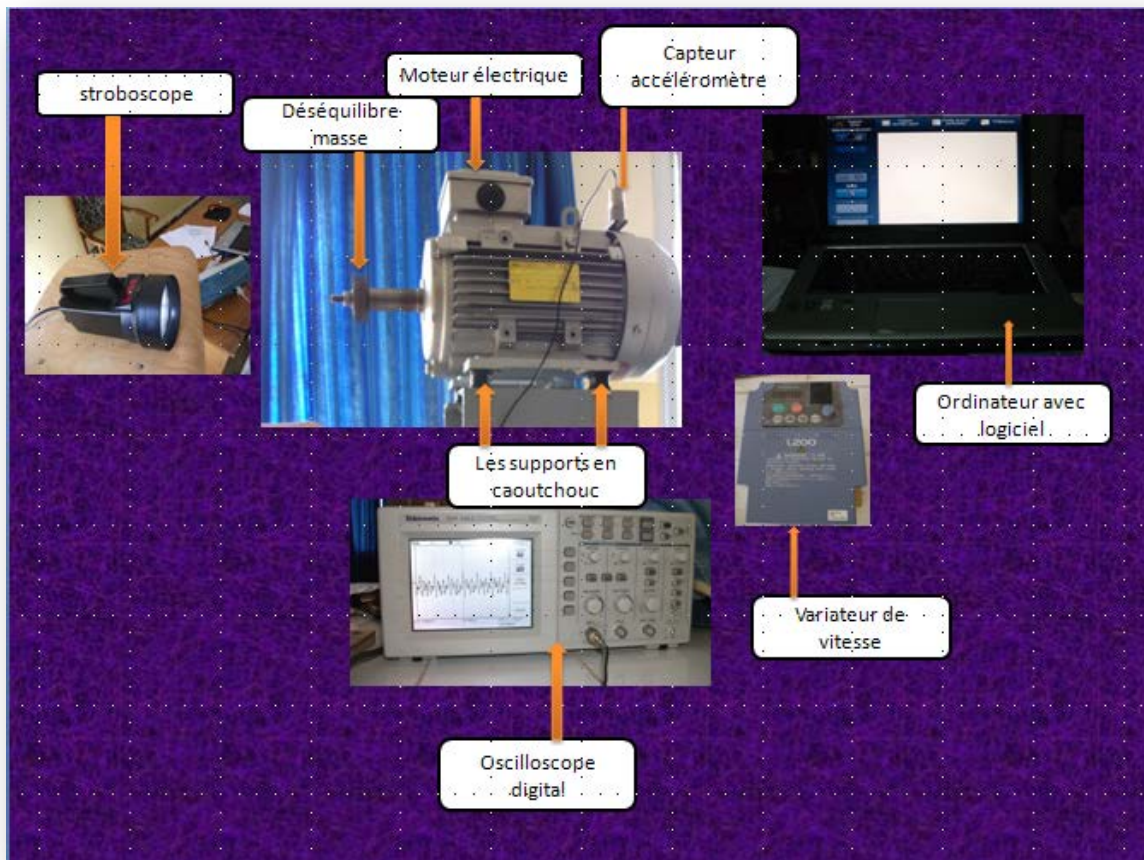



Figure Annexes 1 : Moteur d'essai et l'appareillage

Noter système et compose comme elle indique la figure d'Annexes 1 :

1. Stroboscope : pour contrôler la vitesse de reptation de moteur.
2. Moteur électrique déséquilibre par une masse « m ».
3. Capteur accéléromètre des vibrations ou niveau de moteur posée sur les supports en caoutchouc.
4. Oscilloscope digitale relais avec un capteur de vibration « accéléromètre »
5. Variateur de fréquence qui nous permis de varia la vitesse de moteur.
6. Ordinateur avec logiciel permis de voir les variations en fréquence et on période.

1- Caractéristiques de moteur (plaque signalétique)

Seipee					
Mot 3 ph N°J0804369		μf	I.cl		
JM 100LA 2 B3		μf	S 1		
Execution		25 kg	IP55		
Freno	Nm	V ~	A	V	
brake					
$\cong v <$	Hz	$\cong v <$	kW	min^{-1}	cos ϕ
230/400	50	10.4/6.01	3	2860	0.87
277/480	60	10.4/6.01	3.6	3430	0.87

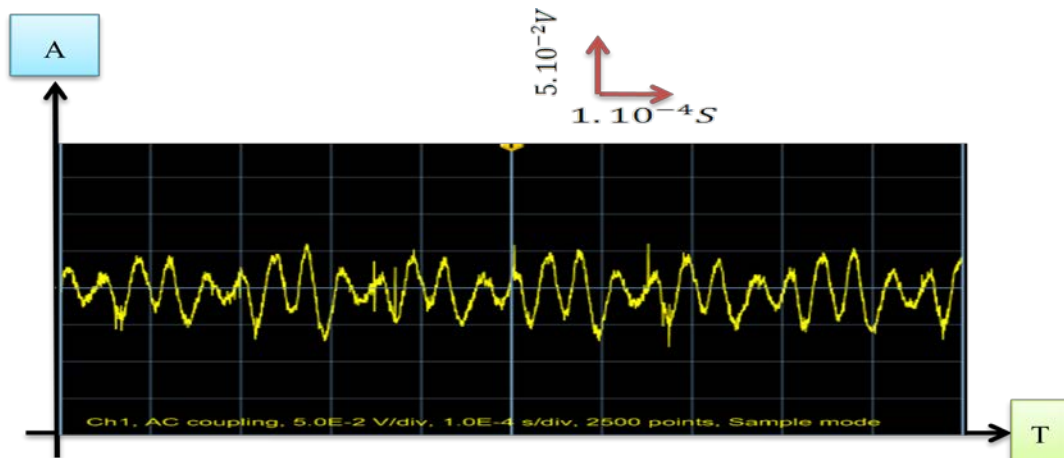
1- Caractéristiques de variateur de vitesse (plaque signalétique)

HITACHI		INVERTER	
Model : L200-030HFEF2			
kW/(HP) : 3.0/(4)			
Input/Entrée 50Hz, 60Hz		V 1ph	A
50Hz, 60Hz		380-480V 3ph	
10A			
Output/Sortie : 0.5-400HZ		380-480V 3ph	7.8A
MFG N° 79B T17404 AJ050		Date :0709	
Hitachi industrial EquipmentMADE IN JAPAN Systems co, Ltd		NE 17708-132	

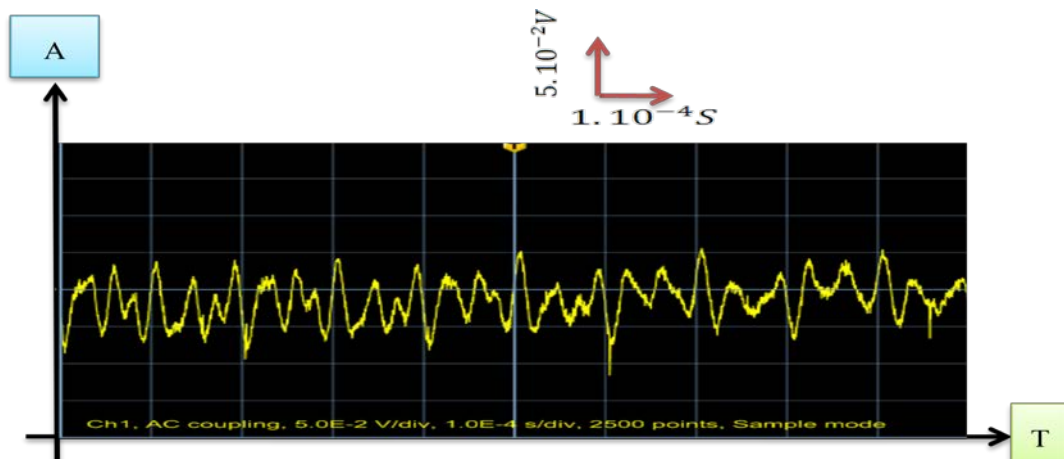
Les signaux Obtenus:

Les courbes dans le cas déséquilibré avec une masse

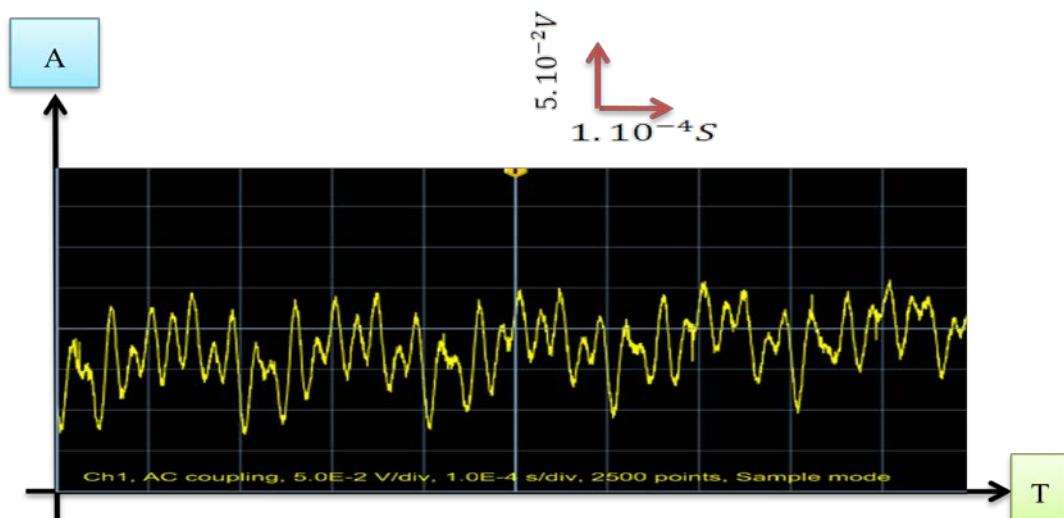
1- Pour une vitesse de 100 tr/min (la fréquence 1,67 Hz)



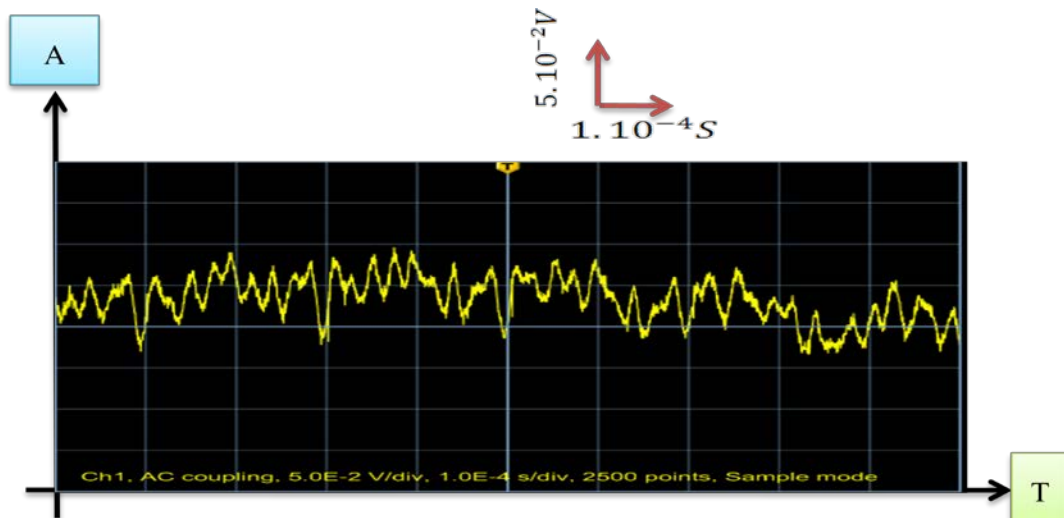
2- Pour une vitesse de 200 tr/min (la fréquence 3,33 Hz)



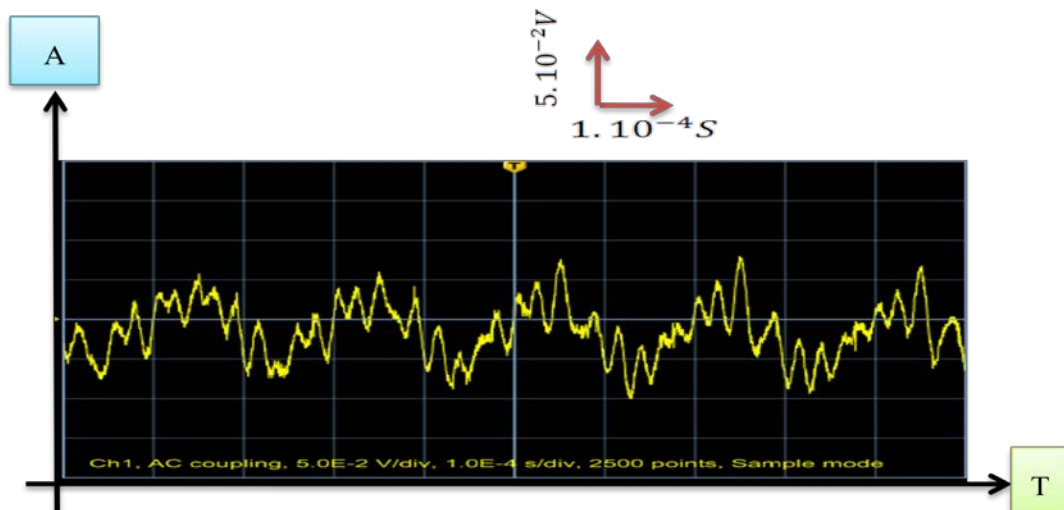
3- Pour une vitesse de 300tr/min (la fréquence 5 Hz)



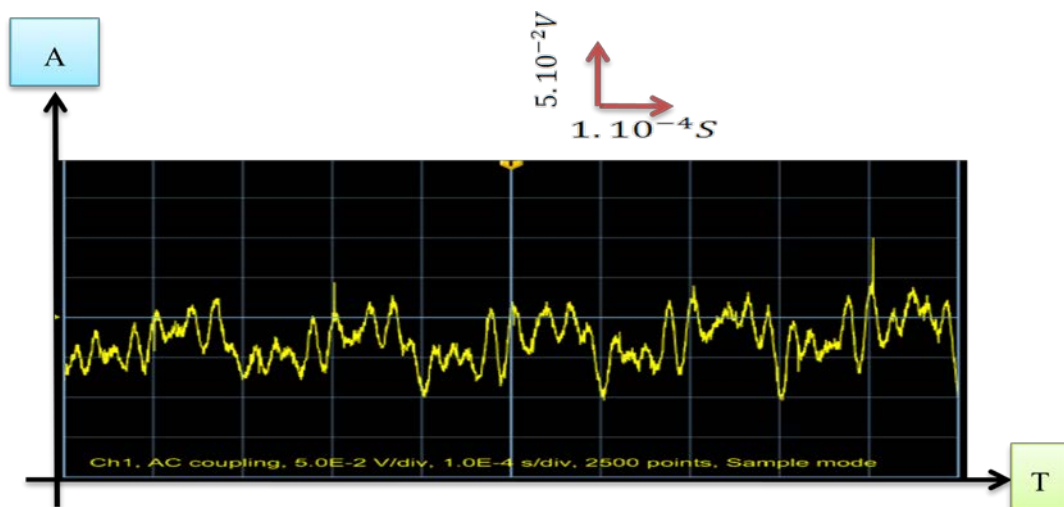
4- Pour une vitesse de 400tr/min (la fréquence 6,67 Hz)



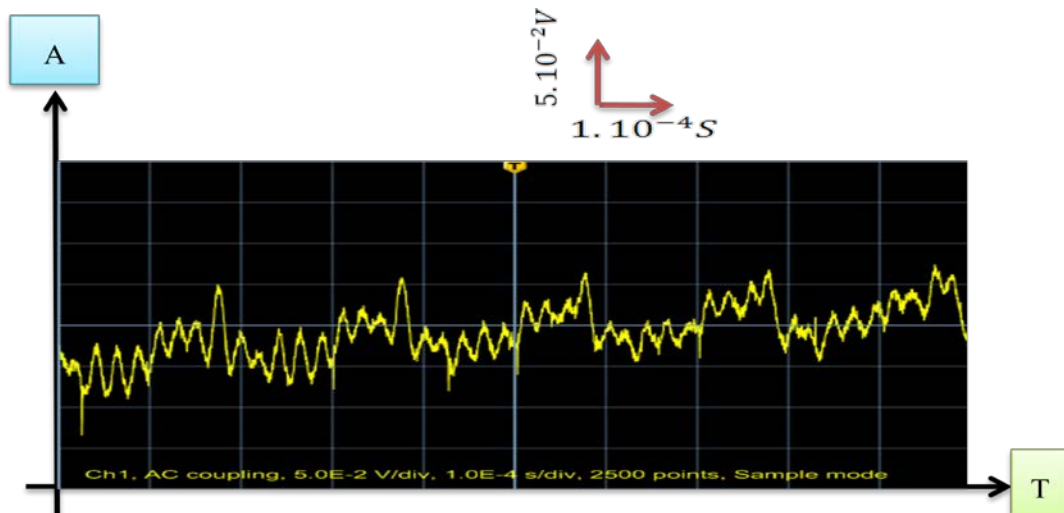
5- Pour une vitesse de 530tr/min (la fréquence 8,83 Hz)



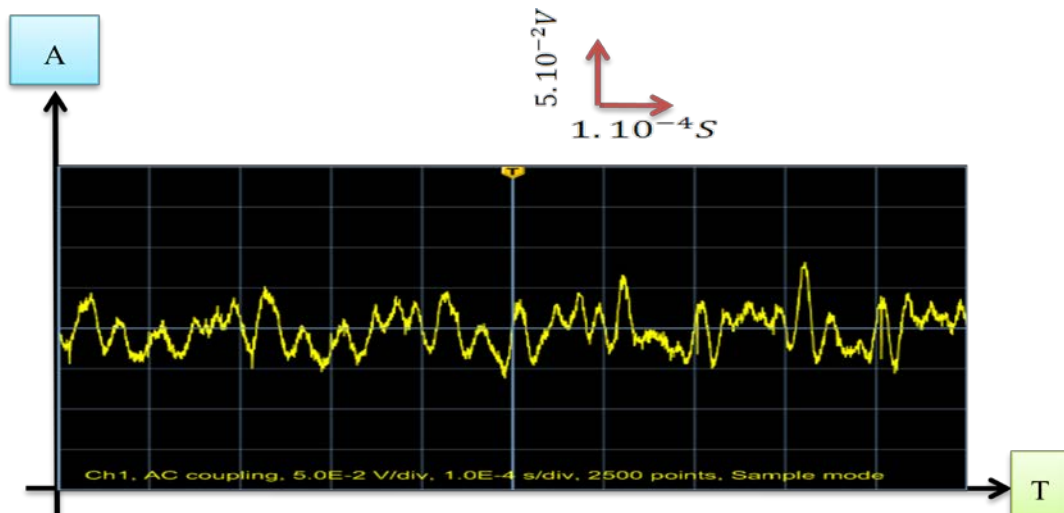
6- Pour une vitesse de 645tr/min (la fréquence 10,75 Hz)



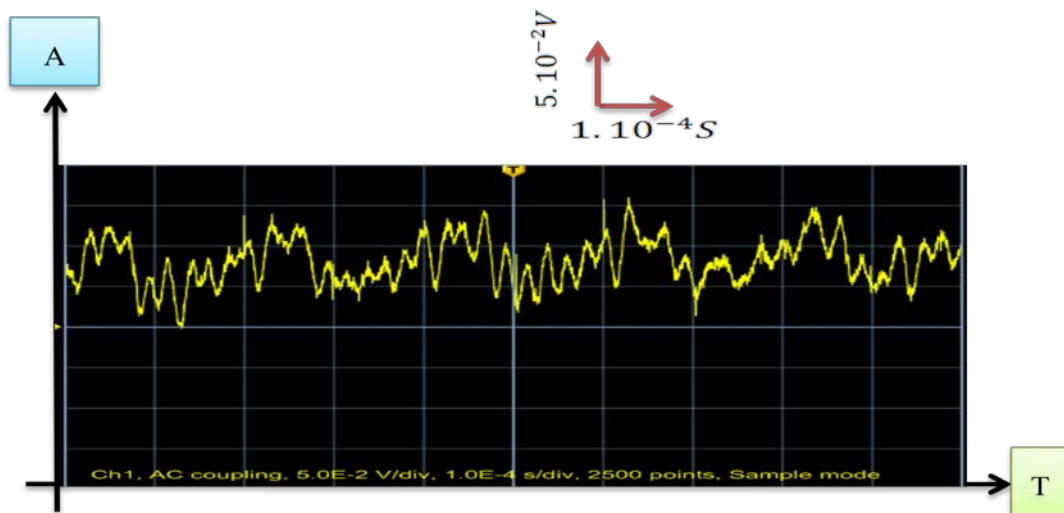
7- Pour une vitesse de 770tr/min (la fréquence 12,83 Hz)



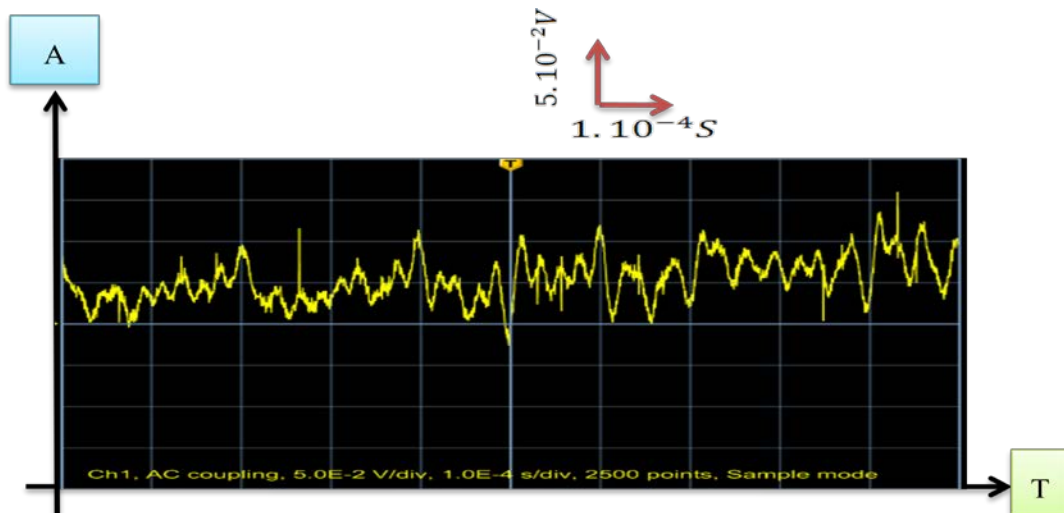
8- Pour une vitesse de 900tr/min (la fréquence 15 Hz)



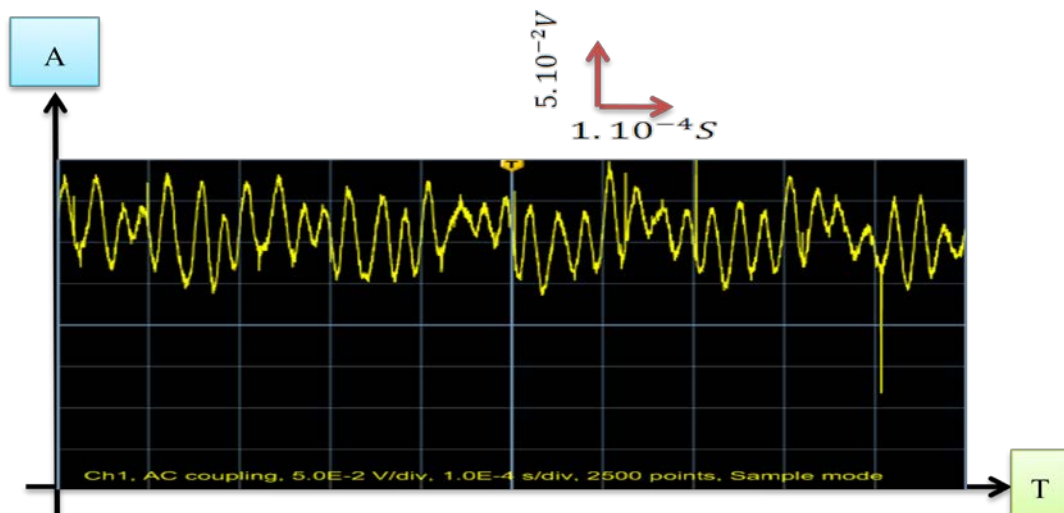
9- Pour une vitesse de 1100tr/min (la fréquence 18,33 Hz)



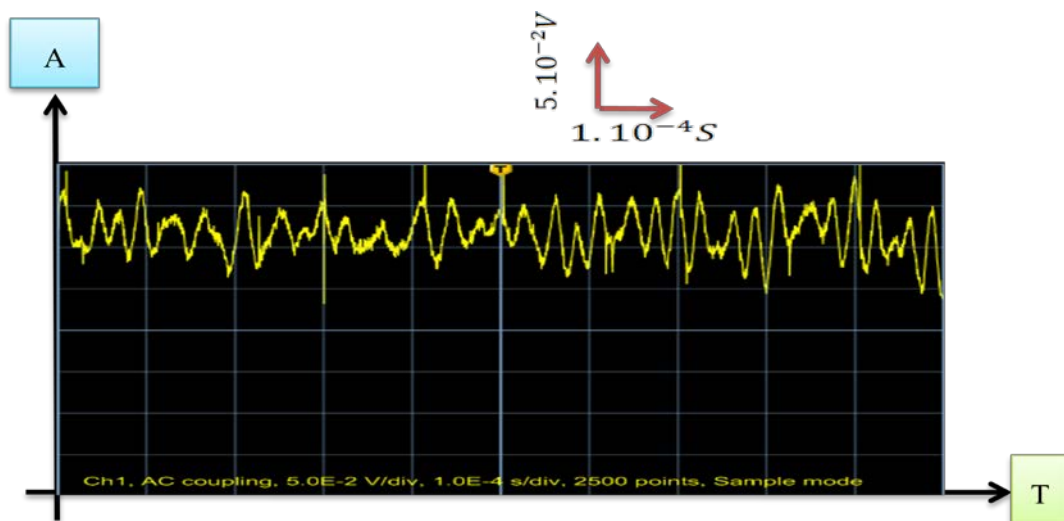
10- Pour une vitesse de 1315tr/min (la fréquence 21,91Hz)



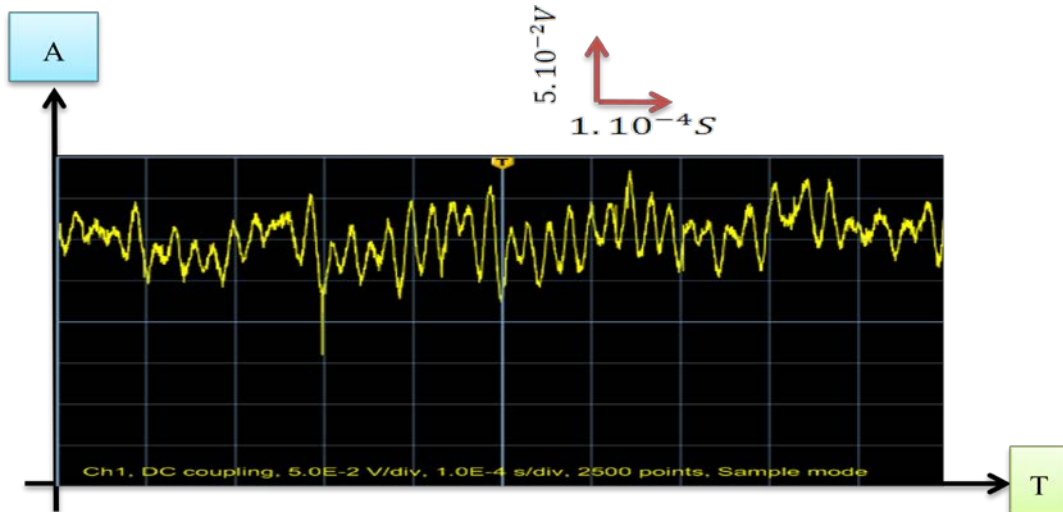
11- Pour une vitesse de 1500tr/min (la fréquence 25 Hz)



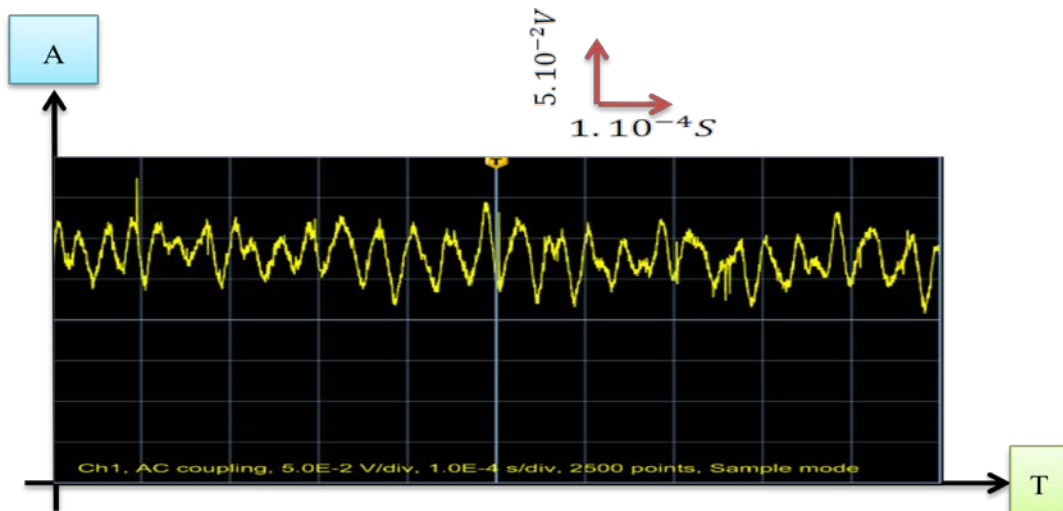
12- Pour une vitesse de 1760tr/min (la fréquence 29,33 Hz)



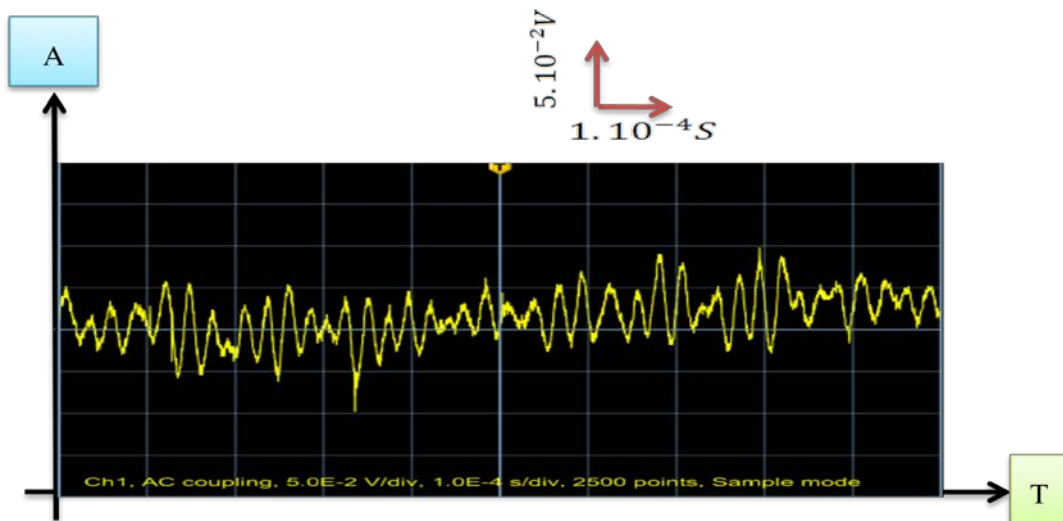
13- Pour une vitesse de 2110tr/min (la fréquence 35,17 Hz)



14- Pour une vitesse de 2500tr/min (la fréquence 41,67 Hz)



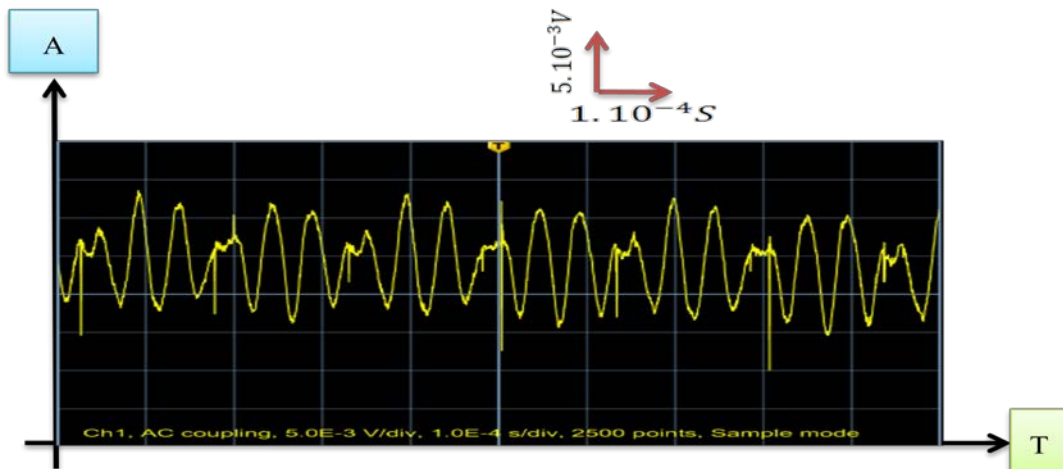
15- Pour une vitesse de 2700tr/min (la fréquence 45 Hz)



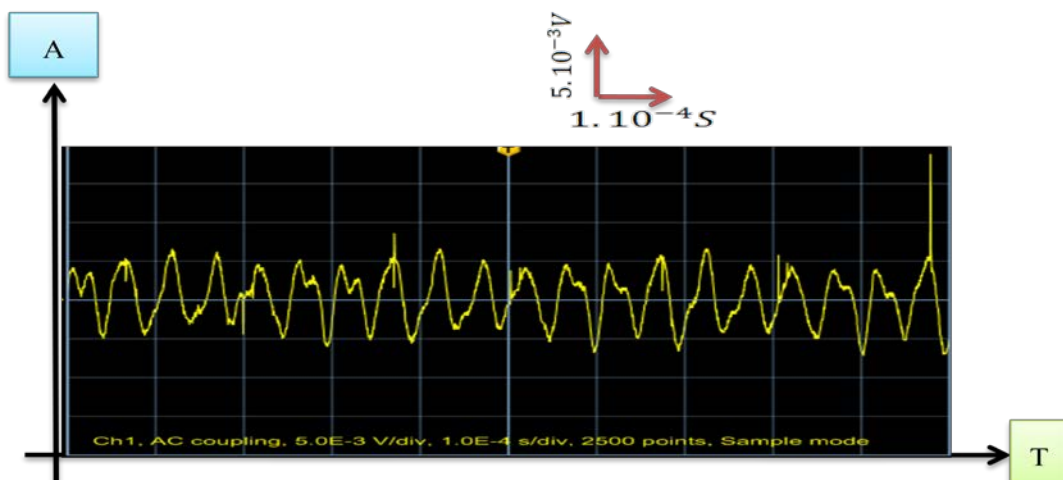
16- Pour une vitesse de 3000tr/min (la fréquence 50 Hz)

Les courbes dans le cas rotor à vide (pas de masse)

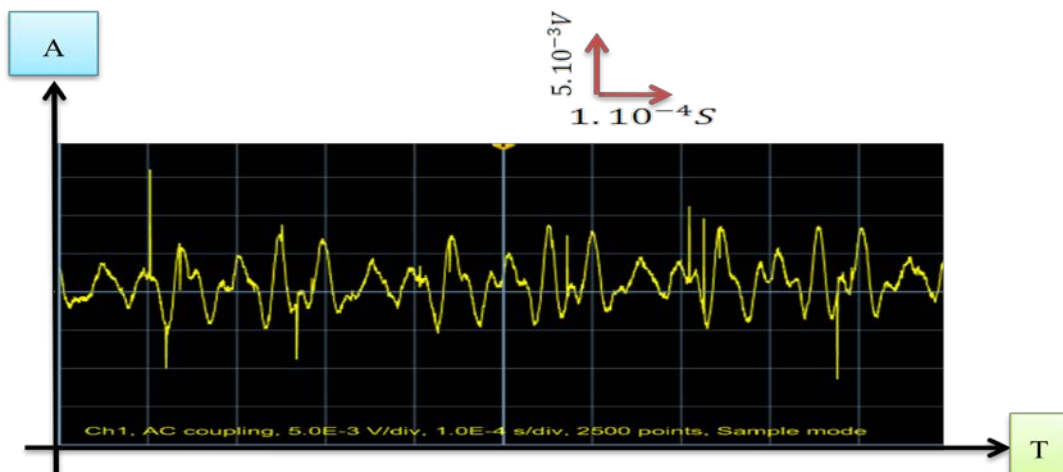
1- Pour une vitesse de 100 tr/min (la fréquence 1,67 Hz)



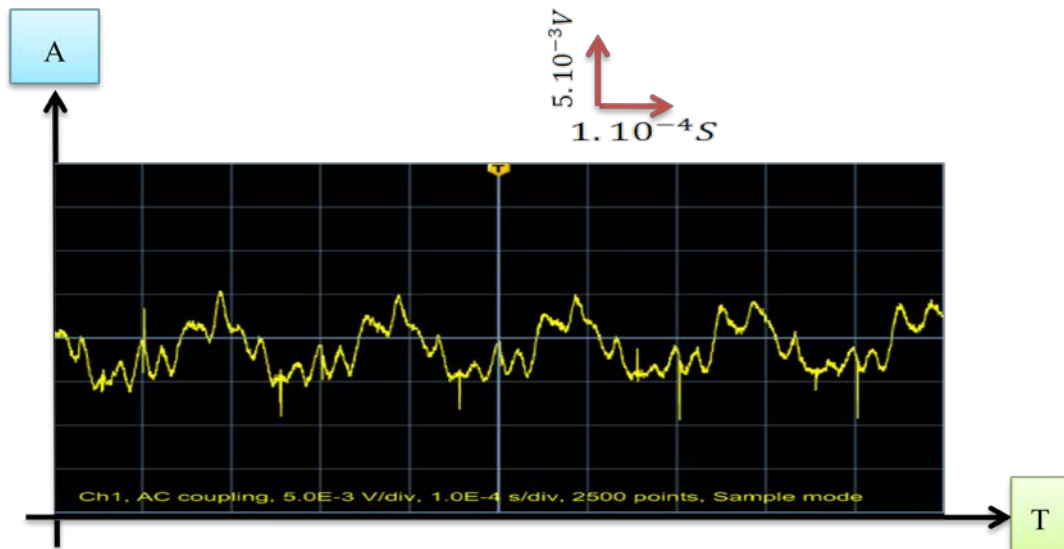
2- Pour une vitesse de 200 tr/min (la fréquence 3,33 Hz)



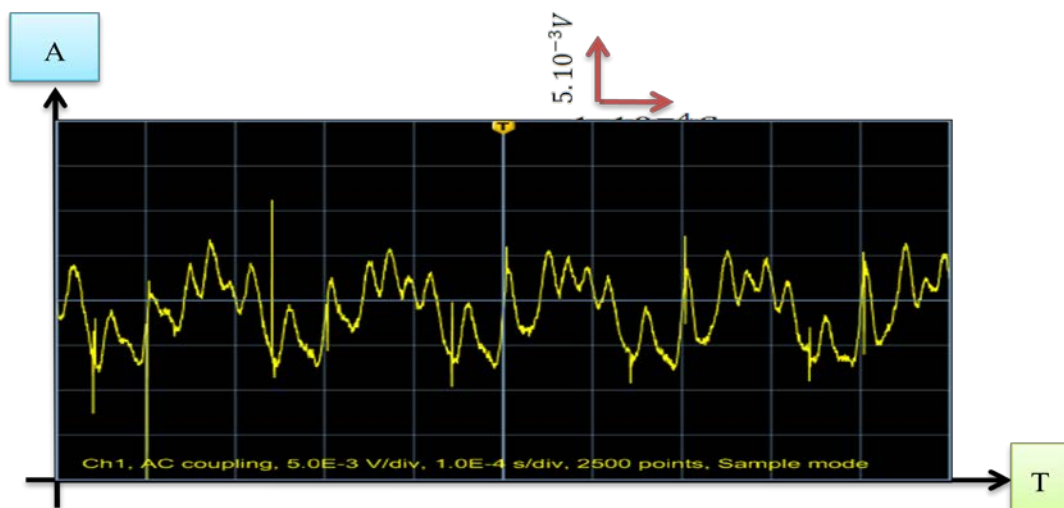
3- Pour une vitesse de 300tr/min (la fréquence 5 Hz)



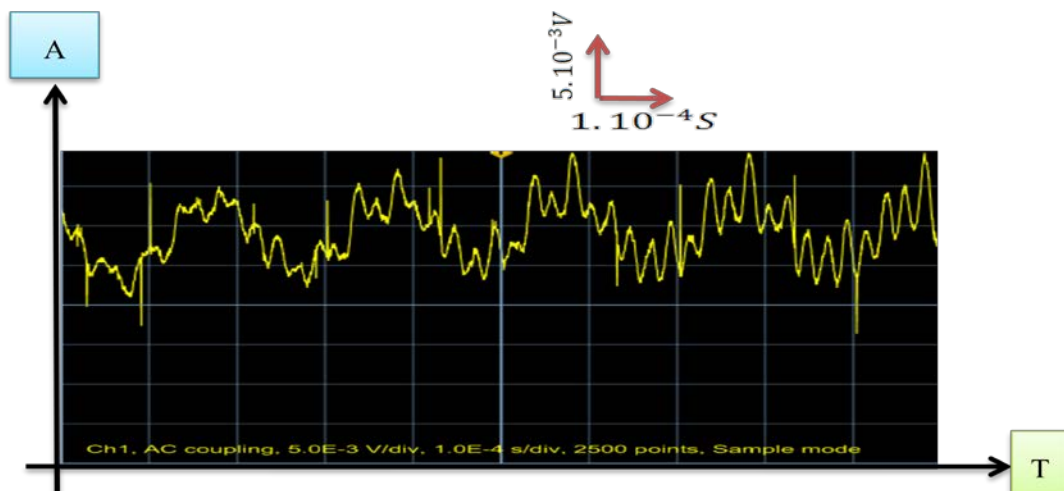
4- Pour une vitesse de 400tr/min (la fréquence 6,67 Hz)



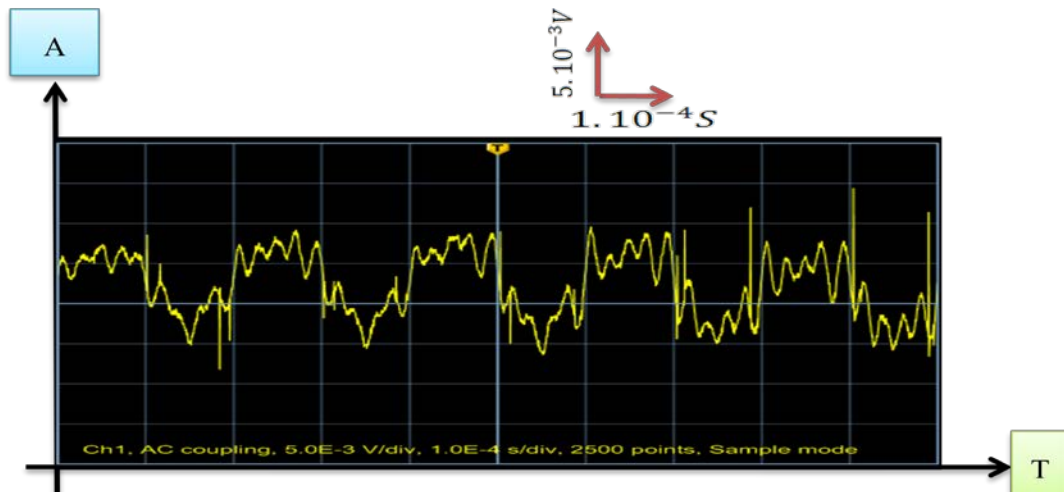
5- Pour une vitesse de 530tr/min (la fréquence 8,83 Hz)



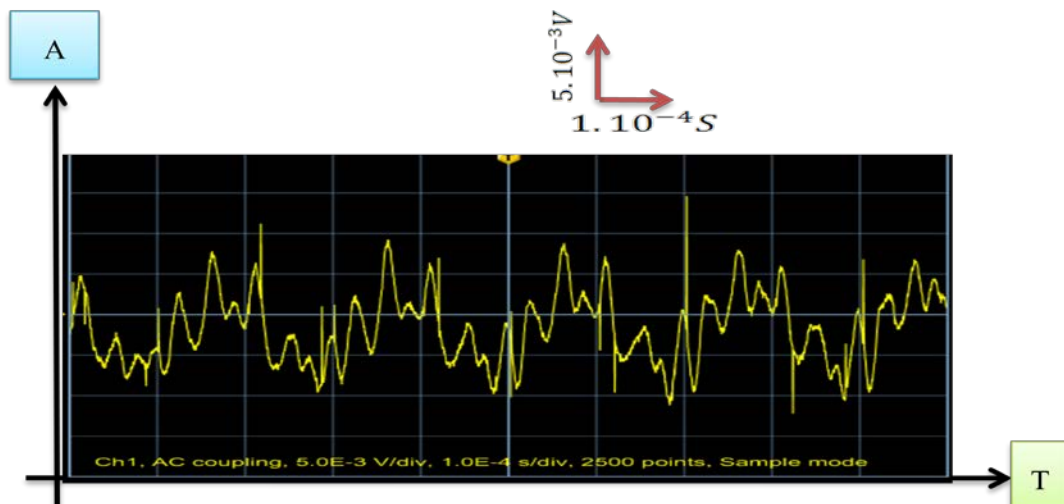
6- Pour une vitesse de 645tr/min (la fréquence 10,75 Hz)



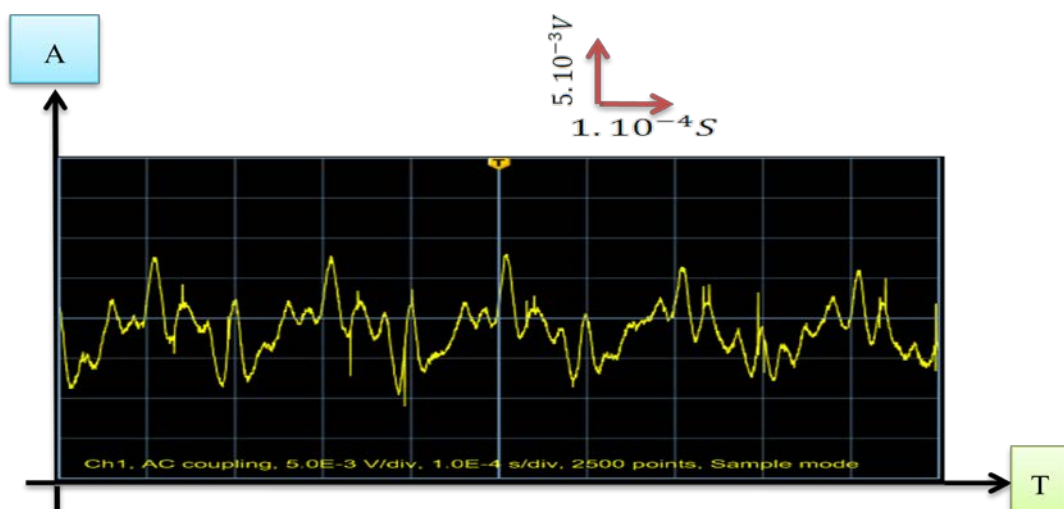
7- Pour une vitesse de 770tr/min (la fréquence 12,83 Hz)



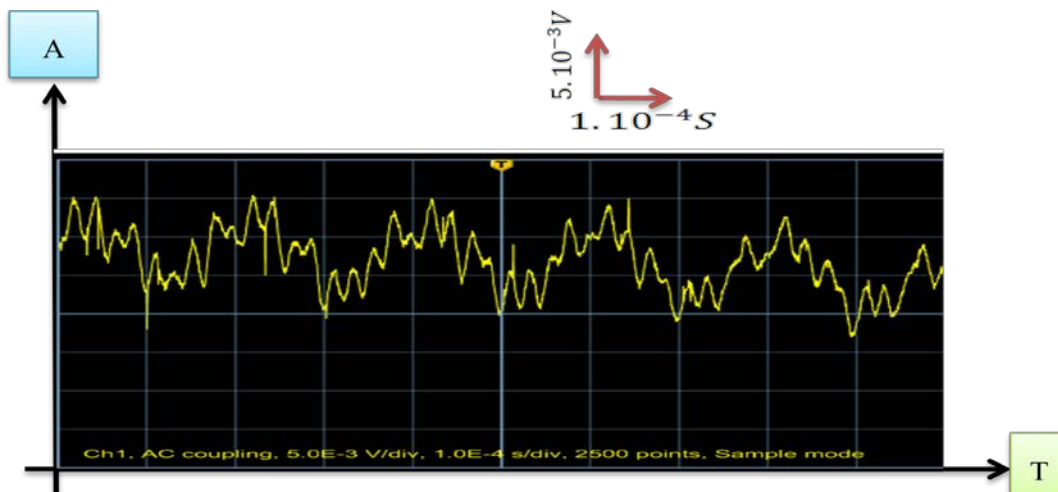
8- Pour une vitesse de 900tr/min (la fréquence 15 Hz)



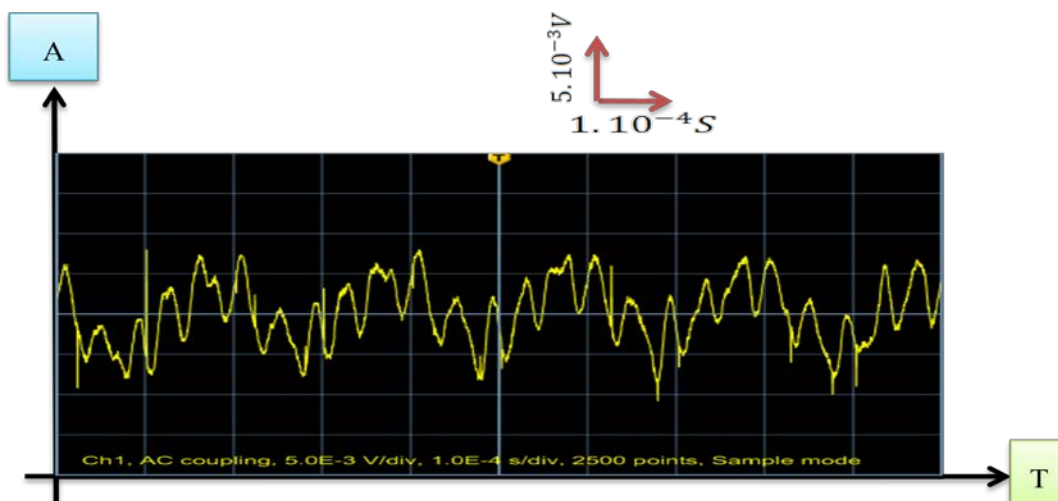
9- Pour une vitesse de 1100tr/min (la fréquence 18,33 Hz)



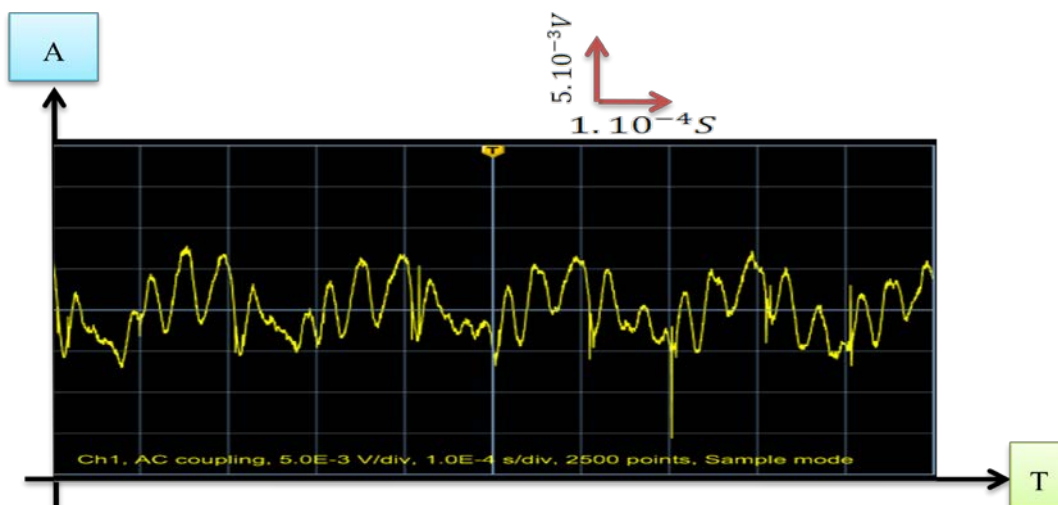
10- Pour une vitesse de 1315tr/min (la fréquence 21,91Hz)



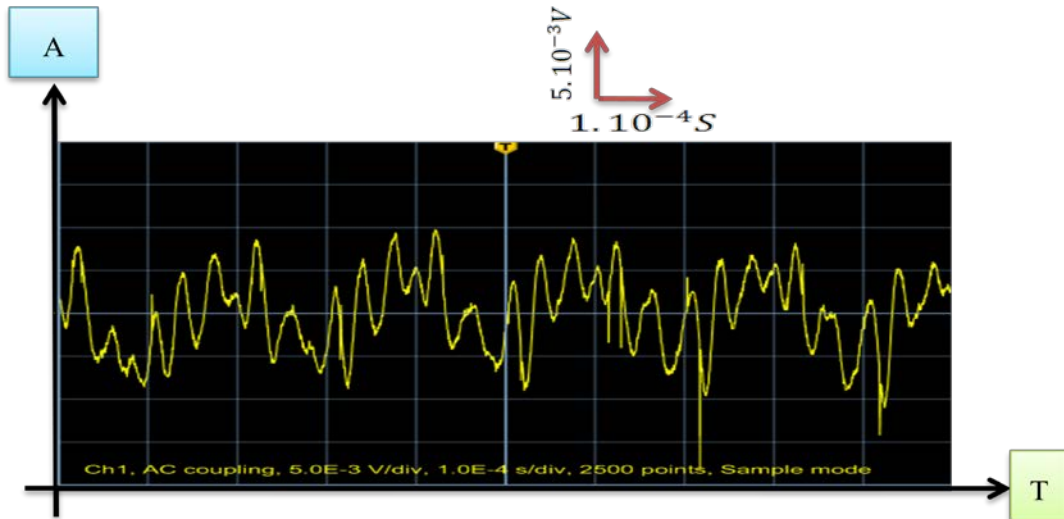
11- Pour une vitesse de 1500tr/min (la fréquence 25 Hz)



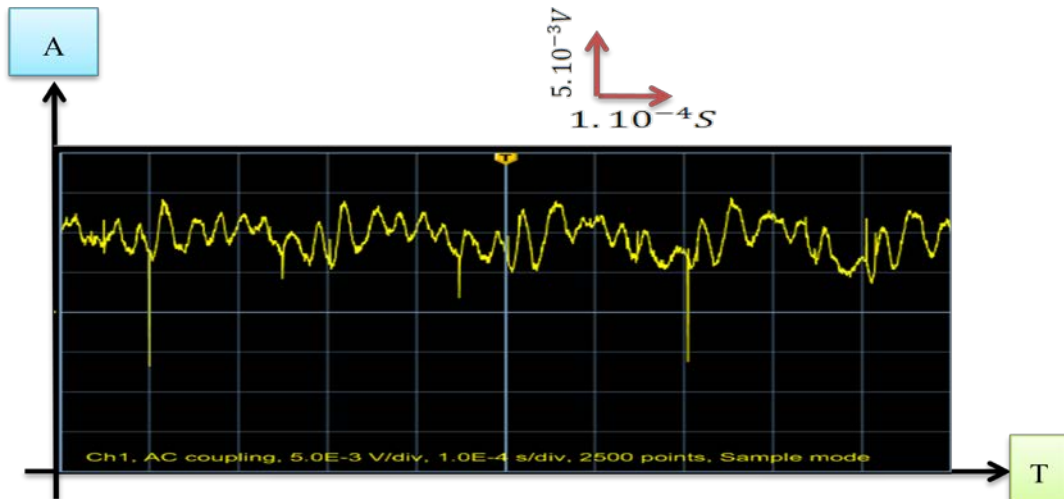
12- Pour une vitesse de 1760tr/min (la fréquence 29,33 Hz)



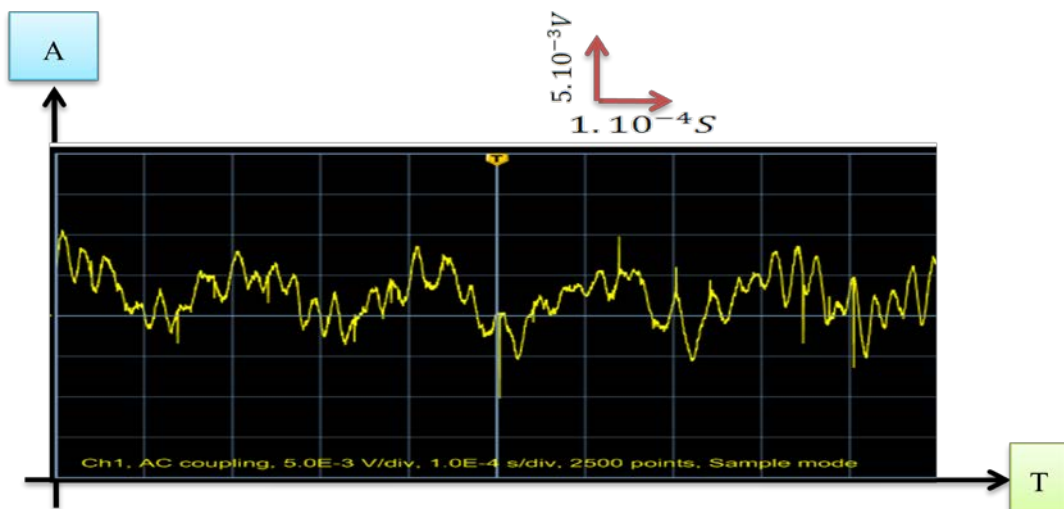
13- Pour une vitesse de 2110tr/min (la fréquence 35,17 Hz)



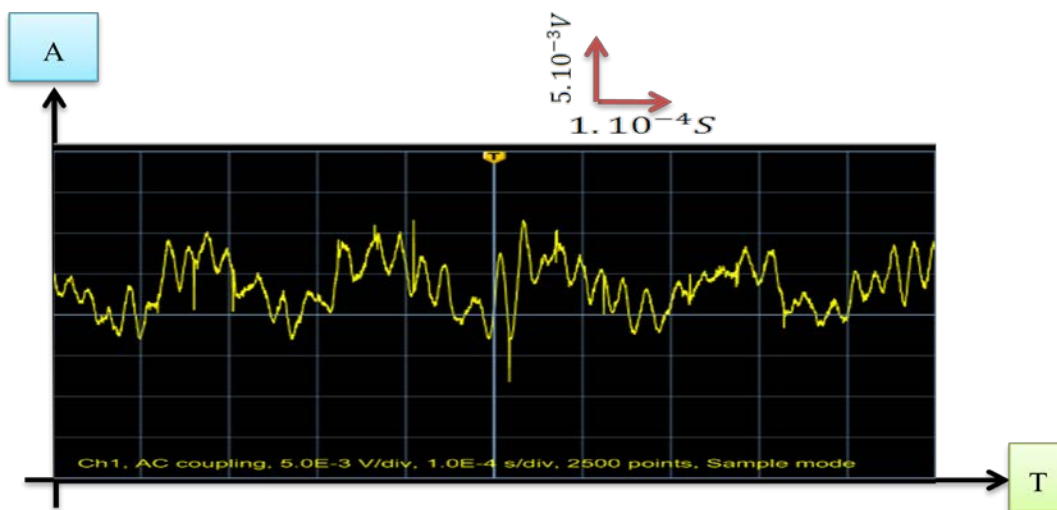
14- Pour une vitesse de 2500tr/min (la fréquence 41,67 Hz)



15- Pour une vitesse de 2700tr/min (la fréquence 45 Hz)

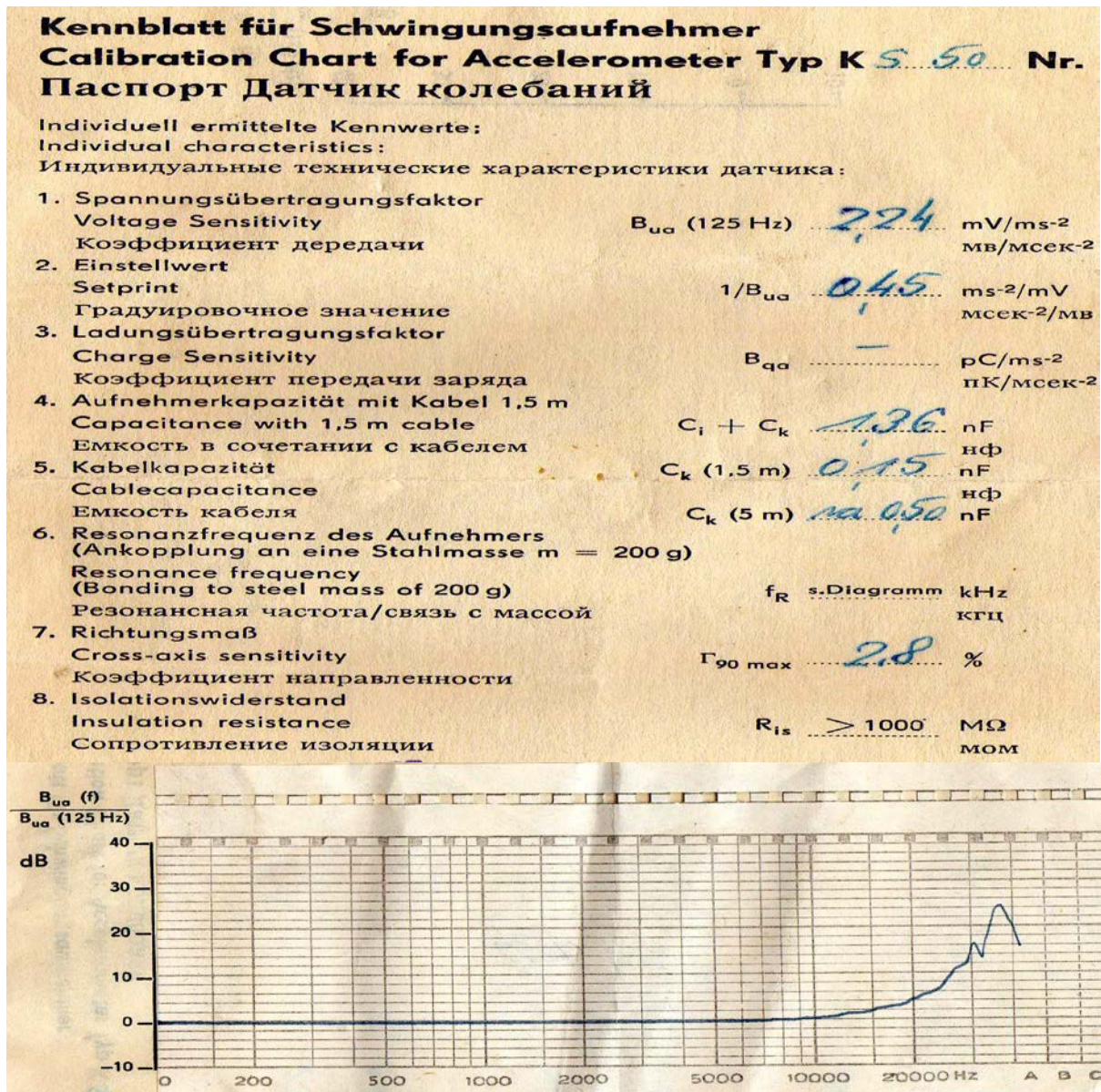


Pour une vitesse de 3000tr/min (la fréquence 50 Hz)



Annexes II :

1- Caractéristiques d'un accéléromètre à embase à aimant (KS50)



2- Le mode mathématique de l'oscilloscope digital Tectronix TDS 1012

Transforme de Fourier Rapide (FFT) vous permet de convertir un signal temporel $y(t)$ pour obtenir ses composantes de fréquence (spectre). Permet les types d'analyses suivantes :

- Analyser les harmoniques dans les lignes électriques.
- Mesurer le contenu harmonique et la distorsion dans les systèmes.
- Caractériser le bruit des alimentations CC.
- Tester la réponse impulsionnelle des filtres et des systèmes.
- Analyser des vibrations.