

Remerciements

*Nous tenons à exprimer nos remerciements à Monsieur **Kamel.Belaid** pour nous
Avoir proposé ce sujet et pour sa disponibilité dans le suivi de ce travail
Et pour ses précieux conseils et orientations.*

*Que Messieurs le président et les membres du jury trouvent ici l'expression de
Notre gratitude et de notre respect pour nous avoir
Fait l'honneur d'examiner ce travail.*

*Nos remerciements vont également à tous nos enseignants, les responsables et
Personnel du département de Génie mécanique.*

*Nous tenons aussi à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la
Réalisation de ce modeste travail.*

Dédicaces

Nous dédions ce modeste travail à :

- *Nos très chers parents*
- *Nos sœurs et frères et à toutes nos familles*
- *Tous ceux qui nous sont chers*
- *Tous nos amis (es)*

SOMMAIRE

	Page
LISTE DES FIGURES	i
LISTE DES TABLEAUX	ii
INTRODUCTION GENERALE	1

CHAPITRE I: VIBRATION DES MACHINES TOURNANTES

I.1– Introduction	5
I.2 – Notions fondamentales sur les vibrations	5
I.2.1 – L’amplitude	5
I.2.2 – La fréquence	7
I.3 – Grandeurs associées à l’amplitude d’une vibration	7
I.4 – Relations entre déplacement, vitesse et accélération	8
I.5 – Les unités d’amplitude	8
I.6 – Choix de la grandeur physique à mesurer	8
I.7 – Nature d’une vibration	9
I.8 – Système masse-ressort-amortisseur	9
I.8.1 – Cas d’une excitation sinusoïdale	10
I.8.2 – Cas d’une excitation impulsionnelle.	10
I.9 – Images vibratoires des défauts étudiés	13
I.9.1 – Défaut de balourd	13
I.9.1.1 – Mouvement normal des rotors	13
I.9.1.2 – Représentation spectrale du balourd	15
I.9.1.3 – Balourd statique et dynamique	16
I.9.2 – Défaut d’alignement	17
I.9.2.1 – Définition	17
I.9.2.2 – Désalignement d’arbres accouplés	17
I.9.2.2.a – Désalignement radial	17
I.9.2.2.b – Désalignement angulaire	18
I.9.2.3 – Désalignement des paliers	18
I.9.3 – Défauts d’engrenages et d’engrènement	19
I.9.3.1 – Généralités	19
I.9.3.3 – Différents types de défauts d’engrenage	19
I.9.3.2 – Cas de dentures correctes	20
I.9.3.3.a – Détérioration d’une dent	20
I.9.3.3.b – Une dent détériorée sur le pignon et sur la roue	21
I.9.3.3.c – Ensemble de la denture détériorée	22
I.9.3.3.d – Entre-axe insuffisant, jeu de fond de denture insuffisant	23
I.9.3.3.e – Défauts induisant une modulation d’amplitude ou de fréquence	23

I.10 – Le phénomène de modulation	25
I.9.4.3 – Défaut sur la bague intérieure en rotation	25
I.9.4 – Défauts de roulement	27
I.9.4.2 – Défaut ponctuel affectant la bague fixe	28
I.9.4.1 – Détermination des fréquences caractéristiques	31
Conclusion	33

CHAPITRE II: TRAITEMENT DU SIGNAL

II.1 – Introduction	35
II.2 – Définitions	35
II.2.1 – Signal	35
II.2.2 – Bruit	35
II.2.3 – Rapport signal sur bruit	35
II.3 – Représentation d'un signal	35
II.3.1 – Représentation temporelle	35
II.3.2 – Représentation fréquentielle	35
II.4 – Classification des signaux	37
II.4.1 – Classification phénoménologique	37
II.4.1.a – Signaux déterministes	38
II.4.1.b – Signaux aléatoire	38
II.4.2 – Classification énergétique	38
II.4.2.a – Les signaux à énergie finie	38
II.4.2.b – Les signaux à puissance moyenne finie	38
II.4.3 – Signaux particuliers	38
II.4.3.a – Fonction rectangulaire	38
II.4.3.b – Impulsion de Dirac	39
II.4.3.c – Peigne de Dirac	40
II.4.3.d – Fonction sinus cardinal	40
II.5 – Transformée de Fourier	41
II.5.1 – Cas des signaux périodiques	41
II.5.2 – Cas des signaux non périodiques	42
II.5.3 – Propriétés de la Transformée de Fourier	42
II.5.4 – Transformées de Fourier de quelques fonctions courantes	42
II.5.4.a – Transformée de Fourier d'une fonction sinusoïdale	42
II.5.4.b – Transformée de Fourier de la distribution de Dirac	43
II.5.4.c – Transformée de Fourier d'un peigne de Dirac	43
II.5.4.d – Transformée de Fourier d'une impulsion rectangulaire	43
II.6 – Transformée de Fourier discrète	43
II.6.1 – Processus de calcul de la TFD	44
II.6.2 – Inversion de la TFD	44

II.7 – Transformée de Fourier Rapide TFR	44
II.8 – Produit de convolution	44
II.8 – Effet d'échantillonnage	45
II.8.1 – Définition	45
II.8.2 – Rapidité ou choix de la fréquence d'échantillonnage	46
II.8.3 – Théorème de Shannon	47
II.8.4 – Filtre anti-repliement	48
II.9 – Effet de fenêtrage et de périodisation	49
II.9.1 – La fenêtre temporelle contient un nombre entier de périodes du signal à analyser	49
II.9.2 – La fenêtre temporelle ne contient pas un nombre entier de période du signal à analyser	50
II.9.3 – Fenêtre pondération	51
II.9.4 – Temps d'acquisition du signal et résolution spectrale	52
II.10 – Le moyennage spectral	52
II.10.1 – La représentativité d'un spectre	52
II.10.2 – La réduction du « bruit »	53
II.11 – Différentes étapes du traitement du signal	53
II.12 – Les indicateurs d'analyse vibratoire	54
II.12.1 – Les indicateurs scalaires	54
II.12.1.a – La valeur efficace du signal ou valeur RMS	54
II.12.1.b – Le kurtosis	55
II.12.1.c – Facteur de crête	55
II.12.1.d – Le facteur K	56
II.12.2 – Les indicateurs spectraux	56
II.12.2.a – Suivi d'évolution d'images spectrales par comparaison avec un gabarit	56
II.12.2.b – Le cepstre	57
II.12.2.c – Détection d'enveloppe ou HFRT	58
II.14 – Conclusion	60

CHAPITRE III: SIMULATION NUMERIQUE DES DEFAUTS

III.1 – Introduction	62
III.2– Défaut de balourd	62
III.2.1 – Surveillance de défaut de balourd en utilisant les méthodes temporelles	64
III.2.2 – Surveillance en utilisant l'analyse spectrale	65
III.3 –Défaut d'alignement	66
III.3.1 – Surveillance en utilisant la valeur efficace	67
III.3.2 – Surveillance en utilisant Analyse spectrale	68
III.3.3 – Suivi d'évolution de spectre par comparaison avec un gabarit	68

III.4 –Défaut d’engrenage	69
III.4.1 – Comportement vibratoire attendu	69
III.4.2 – Surveillance en utilisant les méthodes temporelles	70
III.4.2.a – Le kurtosis	71
III.4.2.b – Le facteur de crête	71
III.4.3 – Surveillance en utilisant les méthodes fréquentielles	72
III.4.3.a – Analyse de spectre	72
III.4.3.b – Analyse cepstrale	74
III.4.3.c – L’analyse d’enveloppe	74
III.5 –Défaut de roulement	77
III.5.1 – Comportement vibratoire attendu	77
III.5.3.1 – Surveillance en utilisant les méthodes temporelles	79
III.5.3.1.a – Le kurtosis	80
III.5.3.1.b – Le facteur de crête	80
III.5.3.1.c – Le facteur K	81
III.5.3.2 – Surveillance en utilisant les méthodes fréquentielles	81
III.5.3.2.a – Analyse de spectre	81
III.5.3.2.b – Analyse cepstral	82
III.5.3.2.c – L’analyse d’enveloppe	82
III.6 – Conclusion	83

CHAPITRE IV: ANALYSE EXEPRIMENTALE

IV.1 – Introduction	85
IV.2 – Défaut de balourd	85
IV.2.1 – Description du matériel	85
IV.2.1.1 – Le banc d’essai	85
IV.2.1.2 – Le matériel de prise de mesures et de traitement de signal	86
IV.2.2 – Analyse des signaux expérimentaux	87
IV.2.2.1 – La valeur efficace	87
IV.2.2.2 – Analyse spectrale	87
IV.3 – Défaut d’engrenage	89
IV.3.1 – Présentation du banc d'essai	89
IV.3.2 – Analyse des signaux	91
IV.3.2.1 – Analyse en utilisant les méthodes temporelles	91
IV.3.2.1.a – Le kurtosis	92
IV.3.2.1.b – Le facteur de crête	92
IV.3.2.2 – Analyse en utilisant les méthodes fréquentielles	93
IV.3.2.2.1 – Test 1	93
IV.3.2.2.2 – Teste 2	93
IV.3.2.2.2.a – Analyse spectrale	94
IV.3.2.2.3 – Teste 3	95

IV.3.2.2.3.a – Analyse spectrale	95
IV.3.2.2.3.b – Analyse cepstral	96
IV.3.2.2.3.c – Analyse d’enveloppe	97
IV.3.2.2.4 – Teste 4	97
IV.3.2.2.4.a – Analyse spectrale	97
IV.3.2.2.4.b – Analyse cepstral	98
IV.3.2.2.4.c – Analyse d’enveloppe	98
IV.4 – Défaut de roulement	99
IV.4.1 – Description du banc d’essai	99
IV.4.2 – Analyse des signaux recueillis	100
IV.4.2.1 – Analyse dans le domaine temporelle	100
IV.4.2.2 – Analyse en utilisant les méthodes fréquentielles	101
IV.4.2.2.1 – Le premier signal analysé	101
IV.4.2.2.1.a – Analyse spectrale	101
IV.4.2.2.1.b – Analyse cepstral	103
IV.4.2.2.1.c – Analyse d’enveloppe	103
IV.4.2.2.2 – Le deuxième signal analysé	104
IV.4.2.2.2.a – Analyse spectrale	105
IV.4.2.2.2.b – Analyse d’enveloppe	106
IV.5 – Conclusion	107
 CONCLUSION GENERALE	 109

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure I.1: système masse-ressort	5
Figure I.2: Représentation des différentes amplitudes	6
Figure I.3: Les trois grandeurs représentatives de l'amplitude	7
Figure I.4: Système masse-ressort-amortisseur	10
Figure I.5: Réponse d'un système masse-ressort-amortisseur à une excitation impulsionnelle isolée	11
Figure I.6: Réponse d'un système masse-ressort-amortisseur faiblement amorti	11
Figure I.7: Réponse d'un système masse-ressort-amortisseur fortement amorti	12
Figure I.8: Réponse d'un système masse-ressort-amortisseur à une excitation impulsionnelle périodique	12
Figure I.9: Eléments d'une machine tournante	13
Figure I.10: Centre géométrique d'une section	14
Figure I.11: trajectoire de précession du centre géométrique d'une section	14
Figure I.12: Ligne de rotation	15
Figure I.13: Image vibratoire théorique d'un balourd	15
Figure I.14: Balourd statique	16
Figure I.15: Balourd dynamique	16
Figure I.16: Déformation de la ligne d'arbre ; relation entre Position des paliers et défauts d'accouplement	17
Figure I.17: Un désalignement radial et angulaire	17
Figure I.18: Spectre vibratoire théorique d'un défaut d'alignement radial	18
Figure I.19: Spectre vibratoire théorique d'un défaut d'alignement angulaire	18
Figure I.20: Désalignement des paliers	18
Figure I.21: Représentation d'un engrenage	19
Figure I.22: Représentation d'une raie spectrale	19
Figure I.23: Spectre denture correcte	20
Figure I.24: Spectre avec une dent du pignon E_1 détériorée	21
Figure I.25: Spectre avec ensemble de la denture détériorée	22
Figure I.26: Spectre d'engrenage avec un entraxe insuffisant	23
Figure I.27: Déformation simple de l'arbre	24
Figure I.28: Spectre avec déformation simple de l'arbre tournant à f_1	24
Figure I.29: Constituants d'un roulement	26
Figure I.30: Défaut sur la bague extérieure fixe d'un roulement	27
Figure I.31: La force radiale appliquée à la structure	27
Figure I.32: Spectre d'un défaut (impulsion de Dirac) sur la bague extérieur	28
Figure I.33: Défaut sur la bague intérieure en rotation	29

Figure I.34: Charge radiale $q(\delta)$ sur un palier	29
Figure I.35: La force radiale engendrée par le défaut	30
Figure I.36: Spectre d'un défaut sur la bague intérieure en rotation	30
Figure I.37 : Circuit électronique	31
Figure I.38 : Modulation d'amplitude	31
Figure I.39 : Signal modulé en amplitude	32
Figure I.40 : Spectre d'un signal modulé en amplitude	32
Figure II.1: Représentation temporelle (a), et Fréquentielle(b) d'un signal sinusoïdal	36
Figure II.2: Exemple d'interprétation d'un spectre	37
Figure II.3: Types de signaux vibratoires	37
Figure II.4: Fonction rectangulaire	38
Figure II.5: Impulsion de Dirac	39
Figure II.6: Peigne de Dirac	40
Figure II.7: Fonction sinus cardinal	40
Figure II.8: Transformée de Fourier d'une fonction sinusoïdale	42
Figure II.9: Transformée de Fourier de la distribution de Dirac	43
Figure II.10: Transformée de Fourier d'un peigne de Dirac	43
Figure II.11: Transformée de Fourier d'une impulsion rectangulaire	43
Figure II.12 : Produit de convolution d'une fonction par une impulsion de Dirac translatée	45
Figure II.13 : Produit de convolution d'une fonction par un peigne de Dirac	45
Figure II.14: Effet d'échantillonnage	46
Figure II.15: spectre du signal échantillonné	46
Figure II.16: Signal échantillonné à T_{e1}	47
Figure II.15: Signal échantillonné à $T_{e2} > T_{e1}$	47
Figure II.18: Spectre d'un signal quelconque échantillonné à $f_e > 2f_{\max}$	48
Figure II.19: Spectre d'un signal quelconque échantillonné à $f_e < 2f_{\max}$	48
Figure II.20: Représentation de filtre anti-repliement	49
Figure II.21: La fenêtre temporelle contient un nombre entier de périodes du signal à analyser	50
Figure II.22: La fenêtre temporelle ne contient pas un nombre entier de période du signal à analyser	51
Figure II.23: Impact de la fenêtre de Hanning sur la forme d'un signal	52
Figure II.24: Spectre instantané	53
Figure II.25: Spectre issu du moyennage de 100 spectres	53
Figure II.26: Les différentes étapes de traitement du signal	54
Figure II.27 : Courbe de densité de probabilité	55
Figure II.28 : l'évolution de facteur de crête	56
Figure II.29 : l'évolution de facteur K	56

Figure II.30 : Surveillance par suivi d'évolution spectrale avec déclenchement d'alarme par dépassement de gabarit	57
Figure II.31 : Spectre et cepstre correspondant	58
Figure II.32 : signal temporel	58
Figure II.33: spectre du signal	59
Figure II.34 : Signal filtré	59
Figure II.35 : enveloppe du signal filtré	59
Figure II.36 : spectre d'enveloppe du signal filtré	60
Figure III.1 : défaut de balourd sans le bruit	62
Figure III.2: Allure temporelle du signal avec un SNR=1.0097	62
Figure III.3: Allure temporelle du signal avec un SNR= 1.5184	63
Figure III.4: Allure temporelle du signal avec un SNR= 8.5481	63
Figure III.5: Allure temporelle du signal avec un SNR= 53.0275	63
Figure III.6: Tendence de la valeur efficace en fonction de SNR	65
Figure III.7: Tendence de kurtosis En fonction de SNR	65
Figure III.8: Spectre d'une sinusoïde à 60Hz	66
Figure III.9 : allure temporelle de défaut d'alignement sans le bruit	66
Figure III.10: Allure temporelle du signal avec un SNR=1.4066	67
Figure III.11: Allure temporelle du signal avec un SNR=6.6495	67
Figure III.12: Allure temporelle du signal avec un SNR=227.7266	67
Figure III.13: Courbe de tendance d'évolution de la valeur efficace en fonction de SNR	68
Figure III.14: Spectre du signal de sortie simulé d'un délignage	68
Figure III.15 : Allure temporelle de défaut d'engrenage sans bruit	69
Figure III.16: Allure temporelle du signal avec un SNR= 1.0444	69
Figure III.17: Allure temporelle du signal avec un SNR= 1.4552	70
Figure III.18: Allure temporelle du signal avec un SNR= 2.1120	70
Figure III.19: Tendence d'évolution de kurtosis en fonction de SNR	71
Figure III.20: Tendence d'évolution de facteur de crête en fonction de SNR	72
Figure III.21: Spectre du signal représentant le défaut d'engrenage sans le bruit	73
Figure III.22: Spectre zoomé sur les basses fréquences	73
Figure III.23: Spectre de défaut avec bruit	73
Figure III.24: Cepstre du signal avec un SNR= 49.2316	74
Figure III.25: Cepstre du signal avec un SNR= 1.1854	74
Figure III.26 : Spectre du signal	75
Figure III.27 : spectre du signal filtré avec une bande d'analyse B=[2900-3100]	75
Figure III.28: Signal filtré	76
Figure III.29: Spectre d'enveloppe du signal filtré	76
Figure III.30: Spectre du signal filtré avec une bande d'analyse B=[2100-3900]	76

Figure III.31: Allure temporelle du signal filtré	77
Figure III.32: Spectre d'enveloppe du signal filtré	77
Figure III.33 : Allure temporelle de défaut de roulement sans bruit	78
Figure III.34 : Allure temporelle du signal avec un SNR= 1.0866	78
Figure III.35 : Allure temporelle du signal avec un SNR= 2.9443	78
Figure III.36 : Allure temporelle du signal avec un SNR= 8.2977	79
Figure III.37 : Tendence d'évolution du kurtosis en fonction de SNR	80
Figure III.38 : Tendence d'évolution de facteur de crête en fonction de SNR	80
Figure III.39 : Tendence d'évolution de facteur K en fonction de SNR	81
Figure III.40 : Spectre du signal	81
Figure III.41 : Spectre zoomé sur les basses fréquences	82
Figure III.42 : Cepstre du signal	82
Figure III.43 : Spectre d'enveloppe du signal filtré autour de 3000 Hz	82
Figure IV.1: Vue d'ensemble du banc d'essai	85
Figure IV.2: Tendence d'évolution de la valeur efficace en fonction de la vitesse de rotation	87
Figure IV.3: Le signal temporel de B_1500_P1	88
Figure IV.4: Le spectre de B_1500_P1	88
Figure IV.5: Le signal temporel de B_900_P1	88
Figure IV.6: Le spectre de B_900_P1	89
Figure IV.7: Le signal temporel de B_300_P1	89
Figure IV.8: Le spectre de B_300_P1	89
Figure IV.9: Tendence d'évolution du Kurtosis	92
Figure IV.10: Tendence d'évolution de facteur de crête	92
Figure IV.11: Signal temporel de premier jour	93
Figure IV.12: Spectre du signal de premier jour	93
Figure IV.13: Zoom autour d'une harmonique de la fréquence d'engrènement	93
Figure IV.14: Spectre zoomé sur les basses fréquences	94
Figure IV.15: Signal temporel de sixième	94
Figure IV.16: Spectre du signal de sixième jour	95
Figure IV.17: Zoom sur les basses fréquences de spectre	95
Figure IV.18: Signal temporel de dixième jour	95
Figure IV.22: Spectre du signal de dixième jour	96
Figure IV.23: Zoom sur les basses fréquences de spectre	96
Figure IV.24: Cepstre du signal de dixième jour	96
Figure IV.25: Spectre d'enveloppe du signal filtré autour de 1350Hz	97
Figure IV.26: Signal temporel de douzième jour	97
Figure IV.27: Spectre du signal de douzième jour	98
Figure IV.28: Zoom sur les basses fréquences de spectre	98
Figure IV.29: Cepstre du signal de dixième jour	98
Figure IV.30: Spectre d'enveloppe du signal filtré autour de 1350Hz	99
Figure IV.31 : Vue d'ensemble du banc d'essai	99

Figure IV.32 : Courbe de tendance Kurtosis du signal	101
Figure IV.33 : Signal temporel avec Frot=9.19 Hz	101
Figure IV.34 : Spectre du signal avec Frot=9.19 Hz	102
Figure IV.35 : Fréquence d'engrènement	102
Figure IV.36 : Rapprochement sur les basses fréquences	102
Figure IV.37 : Rapprochement autour de quatrième harmonique de la fréquence de défaut	103
Figure IV.38 : Cepstre de signal	103
Figure IV.39 : Spectre du signal filtré autour de la fréquence 2947Hz	104
Figure IV.40 : Spectre du signal filtré autour de la fréquence 1676Hz	104
Figure IV.41 : Signal temporel avec Frot=15.31 Hz	104
Figure IV.42 : Spectre du signal avec Frot=15.31 Hz	105
Figure IV.43 : Représentation de la fréquence d'engrènement	105
Figure IV.44 : Rapprochement sur les basses fréquences	106
Figure IV.45 : Rapprochement autour de deuxième harmonique de la fréquence de défaut	106
Figure IV.46 : Rapprochement autour de quatrième harmonique de la fréquence de défaut	106
Figure IV.47 : Spectre du signal filtré autour de la fréquence 5118 Hz	107

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1: Domaine de surveillance pour chaque indicateur	9
Tableau I.2: Nature de la vibration selon les variations de son amplitude en fonction du temps	9
Tableau II.1: Propriétés Transformée de Fourier	42
Tableau III.1: Quelques valeurs de kurtosis et valeur efficace en fonction de SNR	64
Tableau III.2: Quelques valeurs de kurtosis, facteur de crête et facteur K du signal en fonction de SNR	71
Tableau III.3 : Quelques valeurs de kurtosis, facteur de crête et facteur K du signal en fonction de SNR	79
Tableau IV.1: Caractéristiques techniques du banc d'essai	86
Tableau IV.2: Les différentes fréquences caractéristiques de banc d'essai	86
Tableau IV.3: Caractéristiques nominales du banc d'essai CETIM	90
Tableau IV.4: Rapport d'expertise	90
Tableau IV.5: Valeurs des indicateurs scalaires de tous les signaux expérimentaux	91
Tableau IV.6 : Caractéristiques techniques du banc d'essai	100
Tableau IV.7 : Fréquences caractéristiques des signaux	100

INTRODUCTION GENERALE

La production industrielle est condamnée à la performance, à l'invention, dans le but de garder ou de gagner des parts de marchés si elle veut survivre face à une concurrence féroce. Elle évolue dans un contexte de plus en plus sévère en ce qui concerne les coûts et la qualité. Dans ce contexte de production l'arrêt inattendu d'une machine peut porter atteinte à sa disponibilité et à celle de tout le système de production, de ce fait, l'outil de production doit faire l'objet d'une maintenance efficace au sein de l'entreprise. Elle a la lourde tâche non seulement d'augmenter la disponibilité des équipements mais également de garantir la sécurité des biens et des personnes. C'est pourquoi la surveillance et le diagnostic des systèmes mécaniques sont passés au rang des préoccupations majeures des industriels. La tendance actuelle est de rechercher des outils capables de révéler de manière précoce l'apparition de dysfonctionnements dans le but de réduire au maximum les arrêts imprévus.

Parmi les différentes méthodes de diagnostic possibles (analyse d'huile, analyse de température,...), celles qui reposent sur l'analyse vibratoire occupent une place de plus en plus importante pour suivre la santé des machines tournantes en fonctionnement en raison des performances croissantes du traitement du signal.

L'analyse vibratoire repose sur la dynamique des mécanismes et d'organes constituant une machine qui sont combinés et destinés à transformer une énergie ou à transmettre un mouvement. Ces mécanismes, mobiles entre eux, ne peuvent fonctionner sans jeux, contraintes, efforts dynamiques et chocs dont les effets se manifestent principalement sous forme de vibrations et de bruits. Tout changement dans l'importance de ces jeux, de ces contraintes, efforts ou chocs, se traduit par une modification de l'intensité ou des fréquences de ces vibrations. Or, cette modification de comportement vibratoire constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie affectant la machine, cause potentielle à terme de dégradations, voire de pannes. Elle permet, par la génération d'alarmes plus ou moins précoces, de signaler la présence d'un dysfonctionnement, de dépister l'apparition d'une dégradation, d'en suivre la progression et d'éviter une casse ou une dérive de la qualité du produit fabriqué, tout en permettant une action corrective programmée à bon escient au regard des impératifs de production.

Le but de notre travail est d'exploiter les vibrations engendrées par des défauts simulés sur un banc d'essai pour extraire le maximum d'information qu'elles contiennent et de voir à quel moment un défaut peut être détecté par cette technique.

Dans le premier chapitre nous présentons les vibrations engendrées par les machines tournantes à l'état sain et usagé, et les définitions de leurs caractéristiques, ainsi que l'étude de quelques défauts les plus rencontrés sur ce type de machines.

Le deuxième chapitre est consacré aux méthodes de traitement du signal utilisées dans le diagnostic vibratoire. Nous avons présenté les méthodes temporelles ainsi celles qui se basent sur la représentation fréquentielle en utilisant la transformée de Fourier.

Dans le troisième chapitre, nous avons simulés les défauts étudiés dans le premier chapitre dans l'objectif de voir la capacité des méthodes présentées précédemment à les détecter.

Le dernier chapitre est consacré pour la validation expérimentale de toute la théorie vue dans les chapitres précédents. Pour ce faire, certains signaux sont issus d'un banc d'essai réalisé au Centre d'Etude et de Recherche en Soudage et Contrôle situé à Cheraga, Alger. D'autres sont disponibles en ligne [14] comme ceux de CETIM (Centre d'Études Techniques des Industries Mécanique, 52 aIV. Felix Louat, 60300 senlis) concernant les défauts d'engrenages

INTRODUCTION GENERALE

et le banc de l'UNSW (l'université de Nouvelle-Galles du sud, en anglais : The University of New South Wales, Australie) qui traite les défauts de roulements.

CHAPITRE I

VIBRATION DES MACHINES TOURNANTES

I.1 – Introduction :

Les vibrations induites par des machines en fonctionnement fournissent des informations sur leur état et leur comportement. Et l'étude et l'analyse de ces vibrations (ou signaux) basé sur l'idée que les structures de machines, excitées par des efforts dynamiques, donnent des signaux vibratoires dont la fréquence est identique à celle des efforts qui les ont provoqués, et la détérioration du fonctionnement se traduit par une « modification de répartition de l'énergie vibratoire » conduisant le plus souvent à un accroissement du niveau des vibrations. En observant l'évolution de ce niveau, il est par conséquent possible d'obtenir des informations de façon brute qu'il s'agit de rendre interprétables. Et l'étude de ces vibrations a pris, au cours des dernières années, un essor considérable en raison du développement de techniques de plus en plus sophistiquées et de besoins les plus variés dans différents domaines de l'industrie.

I.2 – Notions fondamentales sur les vibrations :

Une vibration est une oscillation mécanique autour d'une position de référence, l'exemple le plus simple d'un système en vibration est donné par le système masse-ressort figure I.1, constitué par une masse accrochée à un ressort et contrainte de se déplacer dans une seule direction qui est considéré comme un système à un degré de liberté [1].

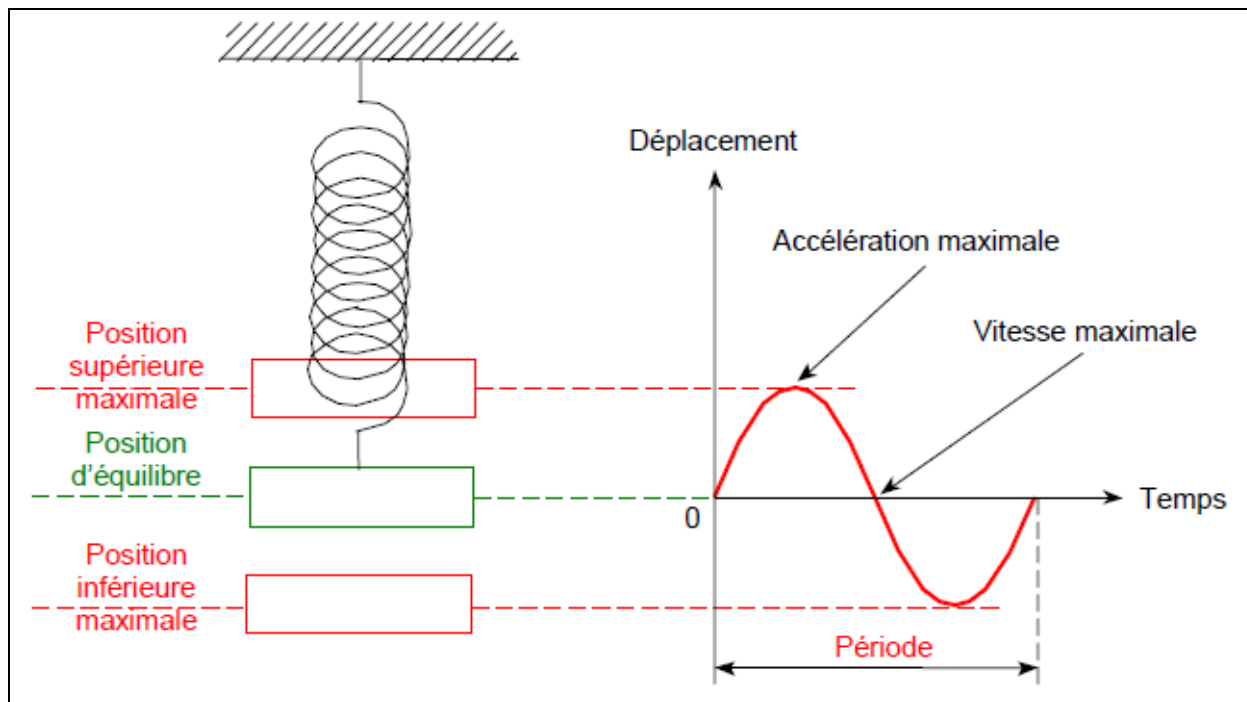


Figure I.1 : système masse-ressort

Et si le mouvement est entretenu par une force d'excitation périodique $\vec{F}(t)$: la masse oscille entre des limites supérieures et inférieures, elle va avoir les caractéristiques suivantes :

I.2.1 – L'amplitude [1] :

On appelle **amplitude** d'un mouvement vibratoire la valeur de ses écarts par rapport à sa position d'équilibre.

De cette définition générale, la complexité d'un signal vibratoire réel conduit à définir plusieurs grandeurs pour caractériser son amplitude.

– **L'amplitude « crête (A_c) »** : Elle représente l'amplitude maximale du signal par rapport à sa valeur d'équilibre.

- L'amplitude « crête à crête (A_{c-c}) » : appelée « peak to peak » (A_{p-p}) en anglais. Elle représente l'écart entre les amplitudes extrêmes du signal pour un temps d'observation donné. Dans le cas d'une vibration sinusoïdale, elle est parfois appelée « amplitude double » ($A_{c-c} = 2A_c$).
- L'amplitude « efficace (A_{eff}) » : ou RMS en anglais (Root Mean Square).

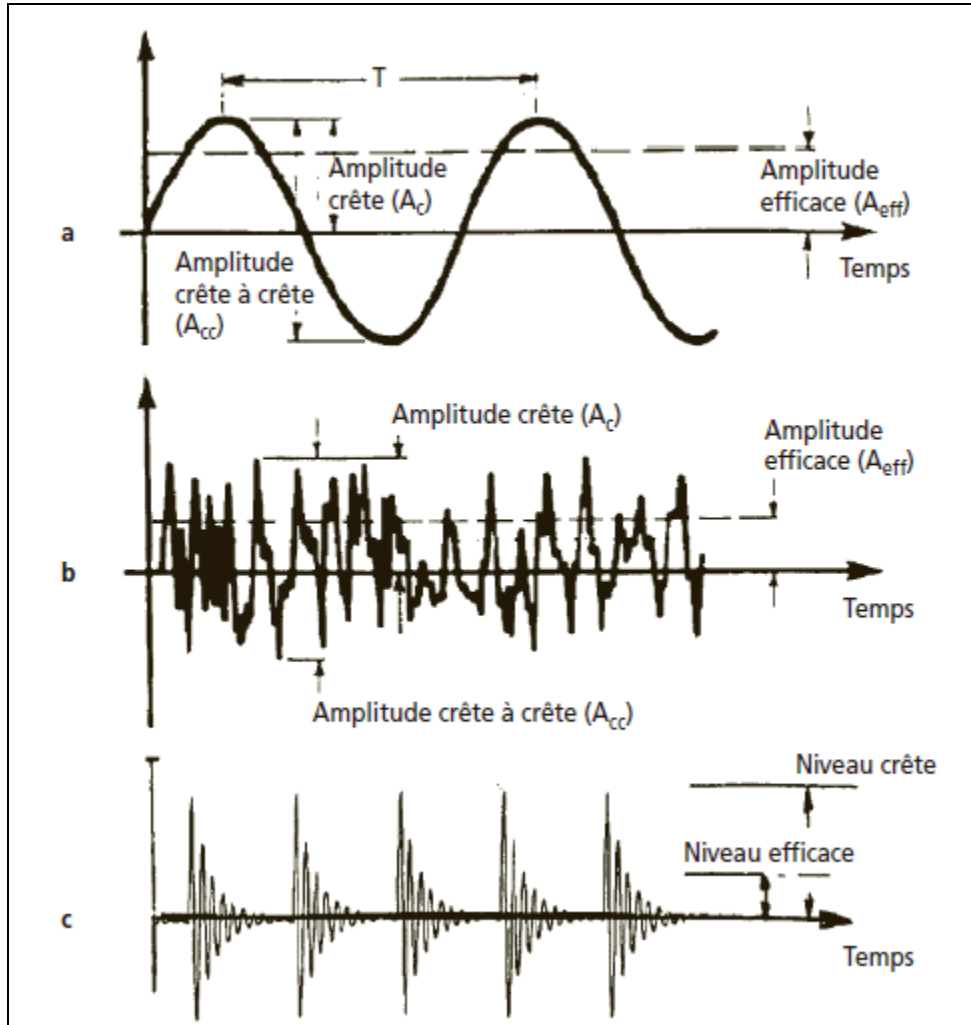


Figure I.2 : Représentation des différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un signal sinusoïdal (en a), complexe (en b), impulsionnelles périodique (en c)

Dans le cas d'une **vibration sinusoïdale** (induite par exemple par un balourd), les amplitudes crête, crête à crête et efficace sont liées par les relations suivantes :

$$A_{eff} = \frac{\sqrt{2}}{2} A_c = 0.707A_c \tag{I.1}$$

$$A_{c-c} = 2\sqrt{2}A_{eff} = 2.828A_{eff} \tag{I.2}$$

Dans le cas d'un signal vibratoire complexe, il n'existe pas de relations mathématiques liant les valeurs crête et efficace. Ces trois grandeurs, dont deux ne peuvent donc se déduire l'une de l'autre, devront donc être mesurées ou calculées simultanément par l'appareil de mesure suivant les formules :

$$A_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T S^2(t) dt} \quad (\text{I.3})$$

$$A_c = \sqrt{\max[S^2(t)]} \quad (\text{I.4})$$

$$A_{c-c} = \max[s(t)] - \min[s(t)] \quad (\text{I.5})$$

Avec :

- $\max [s(t)]$: amplitude instantanée la plus élevée atteinte par le signal pour la période d'observation T
- $\min [s(t)]$: amplitude instantanée la plus faible atteinte par le signal pour la période d'observation T
- $s(t)$: fonction représentative du signal.

I.2.2 – La fréquence [1] :

La fréquence représente la cadence de répétition d'un phénomène ou le nombre de fois qu'il se reproduit en un temps donné. Lorsque l'unité de temps choisi est la seconde, la fréquence s'exprime en Hertz (Hz), (1 Hertz = 1 cycle par seconde)

La fréquence f est donc l'inverse de la période T :

$$f = \frac{1}{T} \quad (\text{I.6})$$

I.3 – Grandeurs associées à l'amplitude d'une vibration :

Si nous reprenons l'exemple du système mécanique précédent, on constate que le mouvement de la masselotte se traduit par **trois paramètres physiques** suivants :

- le déplacement
- la vitesse
- l'accélération

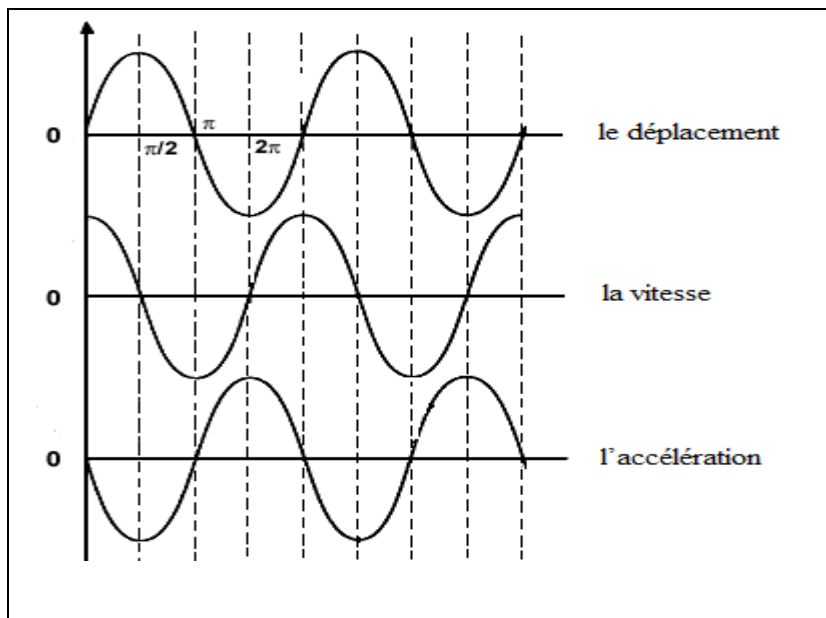


figure I.3 :Les trois grandeurs représentatives de l'amplitude

I.4 – Relations entre déplacement, vitesse et accélération [1] :

La vitesse n'étant que l'expression d'une distance parcourue en un temps donné et l'accélération n'étant que l'expression d'une variation de vitesse par unité de temps, il s'ensuit que la vitesse est définie comme étant la dérivée du déplacement et l'accélération comme la dérivée de la vitesse (ou la dérivée seconde du déplacement).

Donc, si pour un mouvement tournant, le déplacement X est représenté par :

$$x(t) = A \sin(2\pi ft) \quad (\text{I.7})$$

En dérivant cette équation, on obtient la vitesse v du mouvement vibratoire :

$$v(t) = \frac{dx(t)}{dt} \quad (\text{I.9})$$

Et en dérivant à nouveau, on obtient son accélération :

$$\gamma(t) = \frac{dv(t)}{dt} = \frac{d^2x(t)}{dt^2} \quad (\text{I.9})$$

I.5 – Les unités d'amplitude :

Généralement, le déplacement s'exprime en micromètre ($\mu\text{m}=10^{-6}$ m), et la vitesse en mm/seconde (10^{-3} m/s) et l'accélération en g ($1\text{g}= 9.81$ m/s²), où g représente l'accélération normale de la pesanteur [9].

- **Niveau en décibel – dB [10] :**

De manière générale, le **niveau L** en décibels (noté dB, dixième du Bel,) d'une vibration X , est par définition dix fois le logarithme décimal du rapport de X à une valeur de référence X_{ref} :

$$L_x = 10 \log_{10} \frac{X}{X_{\text{ref}}} \quad (\text{I.10})$$

- **Niveau d'accélération :**

Le niveau d'accélération en log se définit par :

$$L_a = 10 \log_{10} \frac{A}{A_{\text{ref}}} \quad (\text{I.11})$$

Où A_{ref} est une accélération de référence qui vaut $1\mu\text{m/s}^2 = 10^{-6}$ m/s².

- **Niveau de vitesse :**

Le niveau de vitesse en log se définit par :

$$L_v = 10 \log_{10} \frac{V}{V_{\text{ref}}} \quad (\text{I.12})$$

Où V_{ref} est une vitesse de référence qui vaut $1\text{nm/s} = 10^{-9}$ m/s

- **Niveau de déplacement**

Le niveau déplacement en log se définit par :

$$L_d = 10 \log_{10} \frac{D}{D_{\text{ref}}} \quad (\text{I.13})$$

Où D_{ref} est un déplacement de référence qui vaut $1\text{pm} = 10^{-6}$ μm

I.6 – Choix de la grandeur physique à mesurer :

Le choix de la grandeur à mesurer (déplacement, vitesse ou accélération) pour la surveillance d'une machine tournante dépend essentiellement du défaut recherché et la plage de fréquences dans laquelle il est susceptible de s'exprimer. Le tableau I.1 donne le domaine de surveillance pour chaque indicateur.

grandeur physique	plage de fréquences	Exemples de défauts
Déplacement	fréquence < 100 Hz	balourd, désalignement, instabilités de paliers etc.
Vitesse	100 Hz < fréquence < 1000 Hz	balourd, lignage, instabilités de paliers, cavitation, passage d'aubes, engrènement etc.
Accélération	1000 Hz < fréquence	Engrenages, roulements, passages d'ailettes etc.

Tableau I.1 : domaine de surveillance pour chaque indicateur.

I.7 – Nature d'une vibration [9], [11] :

Une machine tournante quelconque en fonctionnement génère des vibrations que l'on peut classer de la façon suivante:

I.7.1 – Les vibrations périodiques de type sinusoïdal :

Représentatives du fonctionnement normal ou anormal d'un certain nombre d'organes mécaniques (rotation de lignes d'arbres) ou d'un certain nombre d'anomalies (déséquilibre, désalignement, déformations, instabilité de paliers fluides...)

I.7.2 – Les vibrations périodiques de type impulsionnelles :

Sont appelées ainsi par référence aux forces qui les génèrent et à leur caractère brutal, bref et périodique. Ces chocs peuvent être produits par des événements normaux (presses automatiques, compresseurs à pistons, ...) ou par des événements anormaux comme l'écaillage de roulements ou un défaut sur des engrenages, un jeu excessif, ...

I.7.3 – Les vibrations aléatoires de type impulsionnelles :

Peuvent, par exemple, être générées par un défaut de lubrification sur un roulement, la cavitation d'une pompe, ...


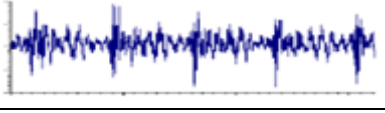
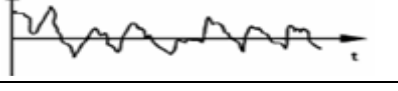
Nature des vibrations	Représentation temporelle des vibrations	Causes possible
A : périodique de type sinusoïdal		Balourd, désalignement
B : périodique de type impulsionnelle		Engrènement, écaillage des roulements
C : aléatoire de type impulsionnelle		Défauts de lubrification, cavitation

Tableau I.2 : Nature de la vibration selon les variations de son amplitude en fonction du temps

I.8 – Système masse-ressort-amortisseur [1], [12] :

Le système masse-ressort-amortisseur est la modélisation par lesquels les phénomènes vibratoires se manifestent, et il représente un oscillateur à un degré de liberté figure I.4,

constituer d'une masse m , d'un ressort de raideur k et d'un amortisseur du facteur d'amortissement c .

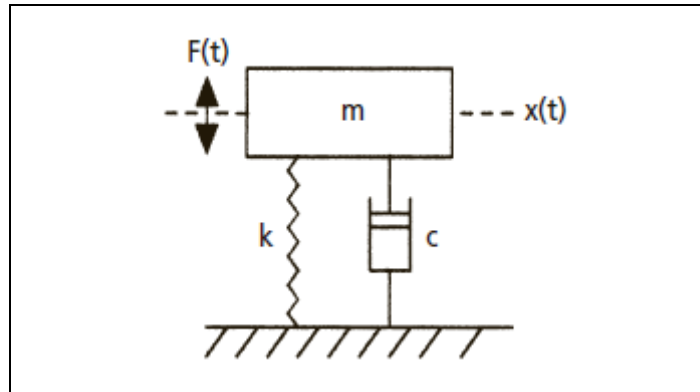


Figure I.4 : Système masse-ressort-amortisseur

La fréquence propre du système hors amortissement est donnée par la formule :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{I.14})$$

I.8.1 – Cas d'une excitation sinusoïdale :

Si le système est excité par une force d'excitation sinusoïdale dont l'amplitude est maintenue constante et dont on fait varier la fréquence, l'amplitude du déplacement de la masselotte augmente rapidement, passe par un maximum puis décroît. La fréquence f_r pour laquelle l'amplitude du mouvement est maximale est appelée fréquence de résonance. Sa valeur dépend de la fréquence propre du système définie plus haut et du facteur ξ d'amortissement dépendant de l'amortisseur c et de la masse du système m .

$$f_r = f_0 \sqrt{1 - 2\xi^2} \quad (\text{I.15})$$

Avec :

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_0} \quad (\text{I.16})$$

I.8.2 – Cas d'une excitation impulsionnelle :

On appelle une excitation de type impulsionnelle, une excitation générée par un effort brutal de très courte durée et capable de provoquer une excitation de la structure dont l'amplitude d'oscillations décroît de façon proportionnelle à l'amortissement du système.

Dans le système, figure I.4, lorsque la masse est écartée de sa position d'équilibre puis relâchée, elle se met à osciller à une fréquence qui de la fréquence propre du système et de son amortissement et avec une amplitude d'oscillations qui décroît de manière exponentielle jusqu'à l'arrêt total du mouvement figure I.5. La vitesse de décroissance dépend donc de l'amortissement du système et de sa fréquence propre.

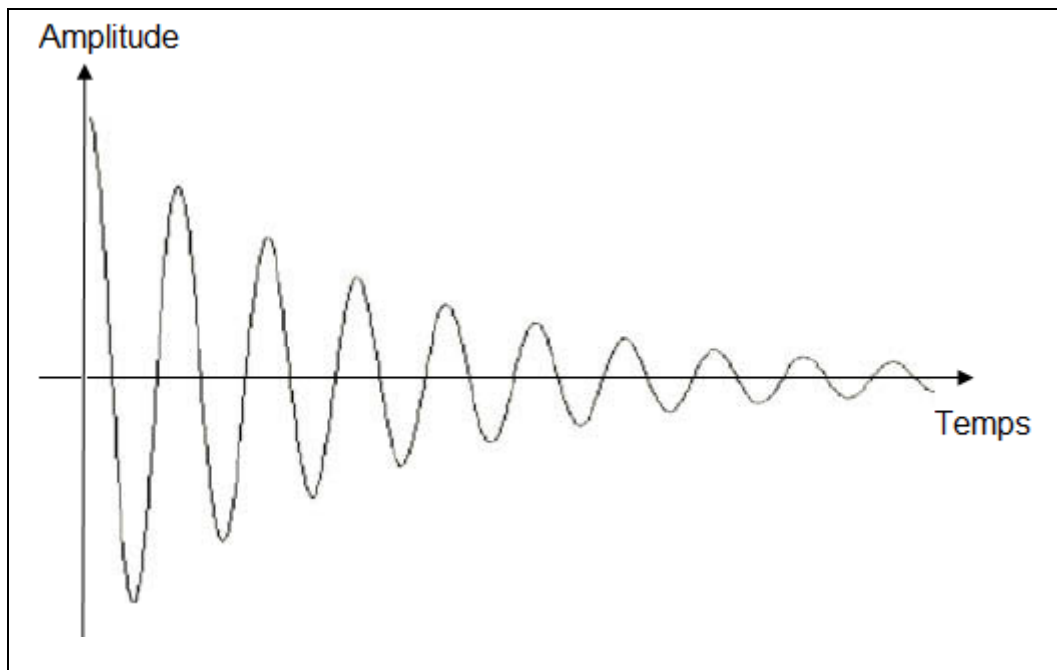


Figure I.5 : Réponse d'un système masse-ressort-amortisseur à une excitation impulsionnelle isolée

- **Effet de l'amortissement :**

Plus le facteur d'amortissement ξ est faible, plus le nombre d'oscillations est élevé figure I.6, et inversement, plus l'amortissement est important, plus le nombre d'oscillations est faible figure I.7.

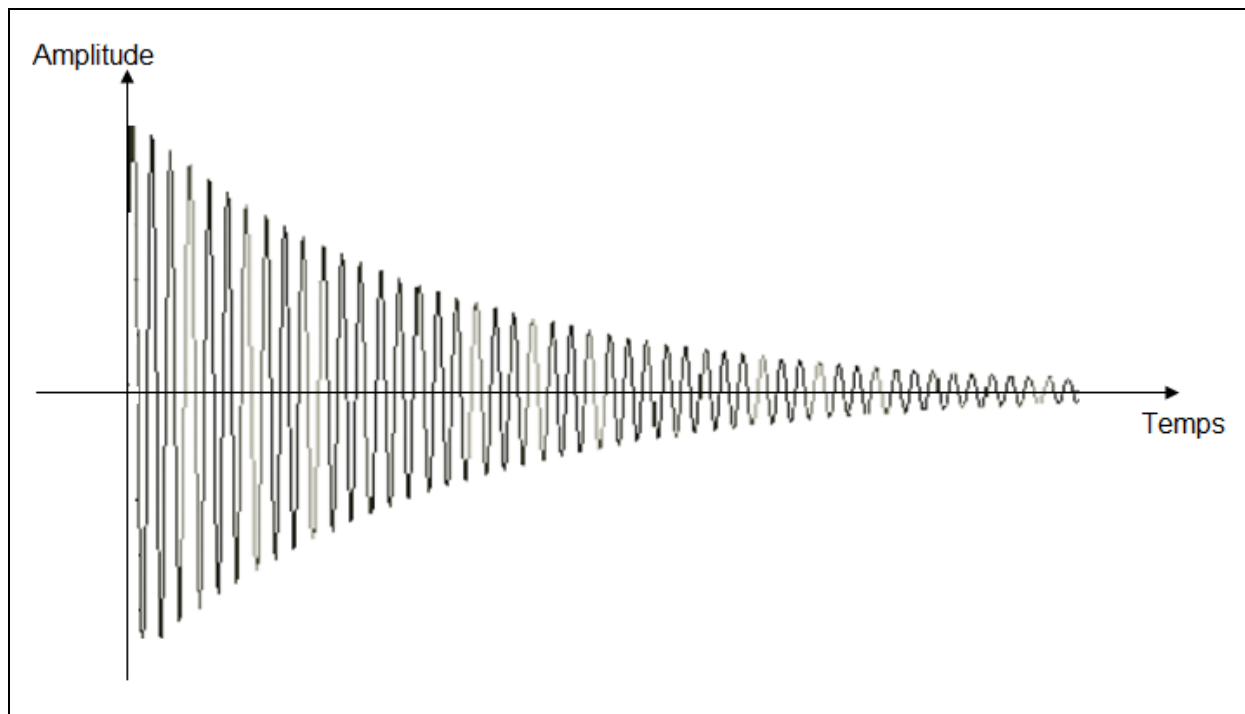


Figure I.6 : Réponse d'un système masse-ressort-amortisseur faiblement amorti

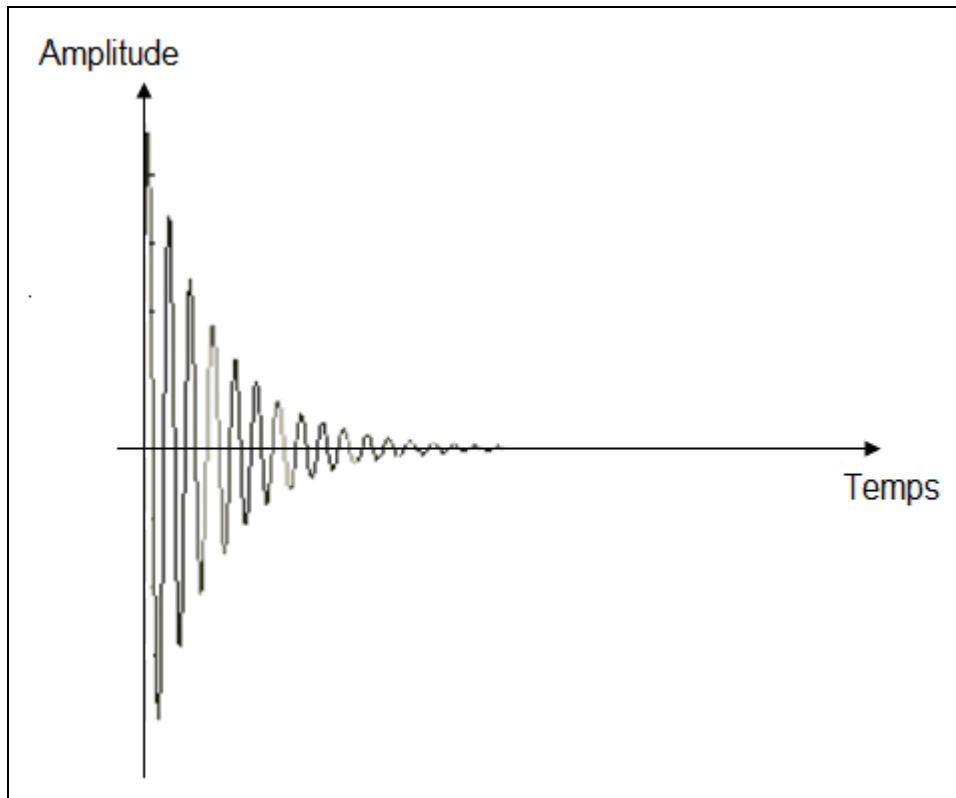


Figure I.7 : Réponse d'un système masse-ressort-amortisseur fortement amorti

Et lorsque la force d'excitation impulsionnelle est périodique, la réponse de système masse-ressort-amortisseur se constitue d'une réponse impulsionnelle qui a comme période celle de la force d'excitation, figure I.8.

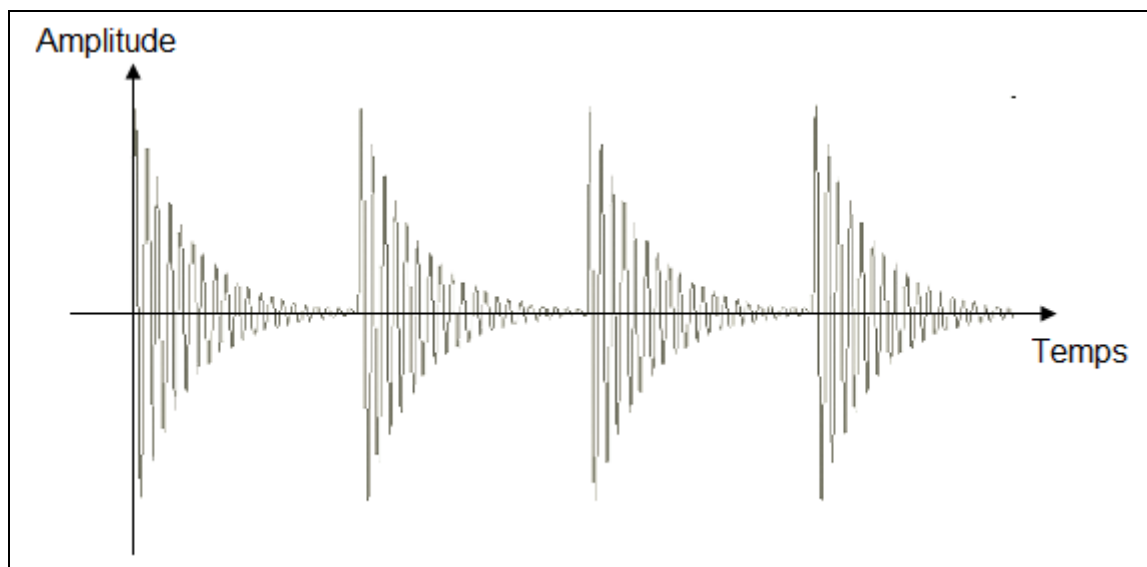


Figure I.8 : Réponse d'un système masse-ressort-amortisseur à une excitation impulsionnelle périodique

I.9 – Images vibratoires des défauts étudiés :

L'une des avantages de l'analyse vibratoire des machines tournantes c'est que chaque défaut a ses symptômes, qu'il faut connaître et définir celles des défauts susceptibles d'affecter la machine surveillée par la connaissance de la cinématique et la géométrie de la machine, afin de définir les indicateurs de surveillance, pour l'identification du plus grand nombre possible de ces symptômes parmi les informations véhiculées par les signaux délivrés par les différents capteurs, afin de faire un bon diagnostic.

Et dans ce chapitre nous aborderons les images vibratoires de quatre défauts principaux susceptibles d'affecter une machine tournante, qui sont : le défaut de balourd, le désalignement, défauts d'engrenage, et défauts de roulement.

I.9.1 – Défaut de balourd :

Une machine tournante est constituée principalement d'un rotor, une structure et des liaisons.

Le rotor est l'ensemble de tous les éléments tournant autour d'une ligne moyenne de rotation. La structure se compose du stator, du massif, du radier et des paliers (figure I.9).

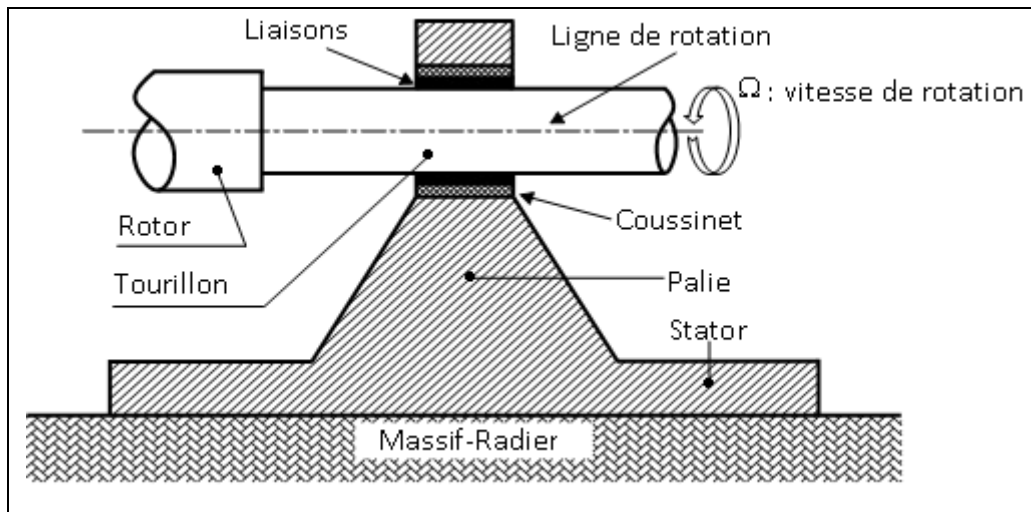


Figure I.9 : Eléments d'une machine tournante

Le balourd est le résultat d'un ensemble de forces engendrées par les écarts existant entre les centres de gravité des différents éléments constituant le rotor et son axe de rotation.

I.9.1.1 – Mouvement normal des rotors :

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor. Les imperfections d'usinage font que le profil réel est différent de celui de la section théorique. Les défauts de circularité sont définis par les écarts entre la circonférence et le profil réel.

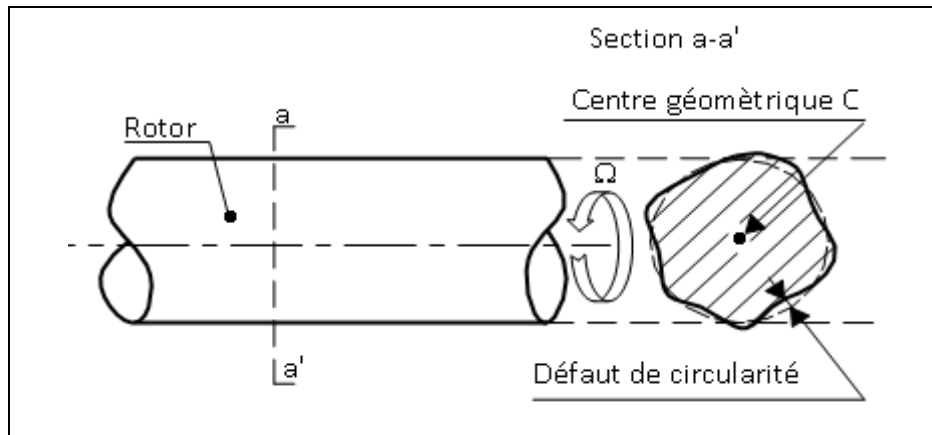


Figure I.10 : Centre géométrique d'une section ; Ω : vitesse de rotation

La distance entre C et une ligne de référence, proche de l'axe idéal de rotation, caractérise un défaut de balourd.

La trajectoire de C est une courbe fermée figure I.11, elle peut être une ellipse, une circonférence ou une droite.

Le mouvement de C sur sa trajectoire est dit précession, et elle peut être directe (positive) si elle s'effectue dans le sens de rotation du rotors, et inverse dans le cas contraire. Le point C parcourt sa trajectoire en un temps T_p égal à la période de rotation T_R .

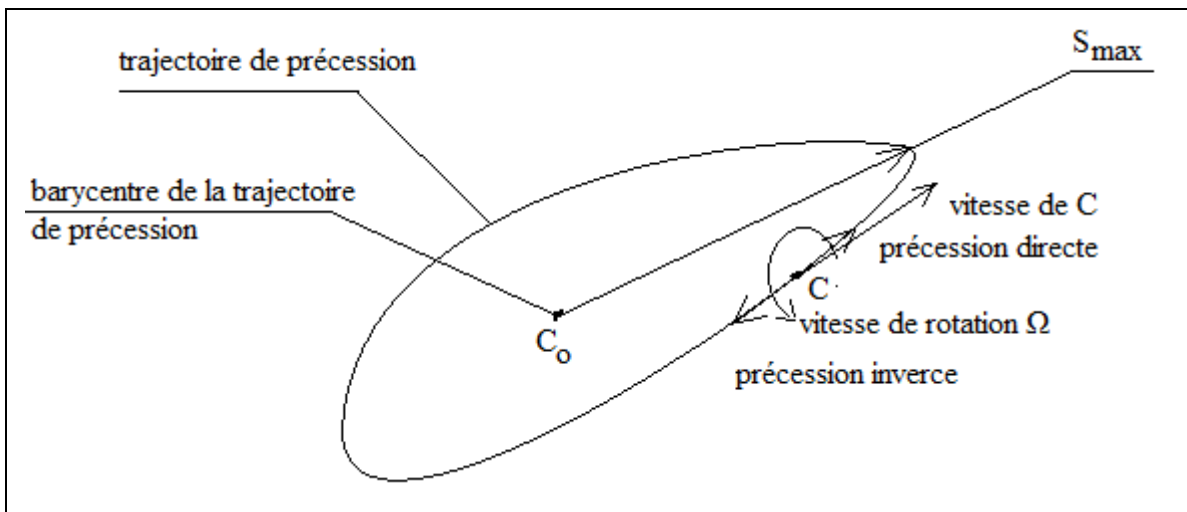


Figure I.11 : trajectoire de précession du centre géométrique d'une section

Considérons l'ensemble des sections d'un rotor (figure I.12), leurs centres géométriques $C_1, C_2 \dots C_i$ et leurs trajectoires de précession $\gamma_1, \gamma_2 \dots \gamma_i$. A un instant donné, la ligne de rotation est la ligne qui joint les différents centres géométriques, c'est une courbe gauche aux formes et des variations qui peuvent être complexes.

Considérons les barycentres $C_{10}, C_{20}, \dots C_{i0} \dots$ des trajectoires de précession des centres géométriques C_i . La ligne qui passe par ces différents barycentres est la ligne moyenne de rotation.

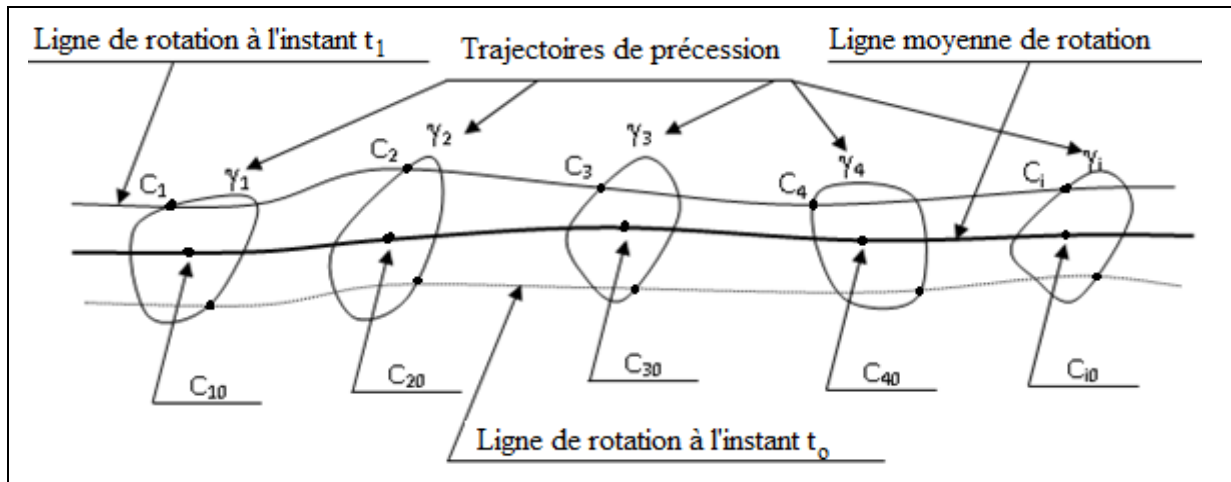


Figure I.12 : Ligne de rotation

I.9.1.2 – Représentation spectrale du balourd :

Toute machine, même de conception et de réalisation très soignées, présente malgré tout un déséquilibre résiduel (acceptable ou non).

Ce déséquilibre induit un effort circulaire qui se confond avec la rotation. L'image vibratoire sera donc constituée d'une composante d'amplitude prépondérante à la **fréquence de rotation** du rotor (figure I.13).

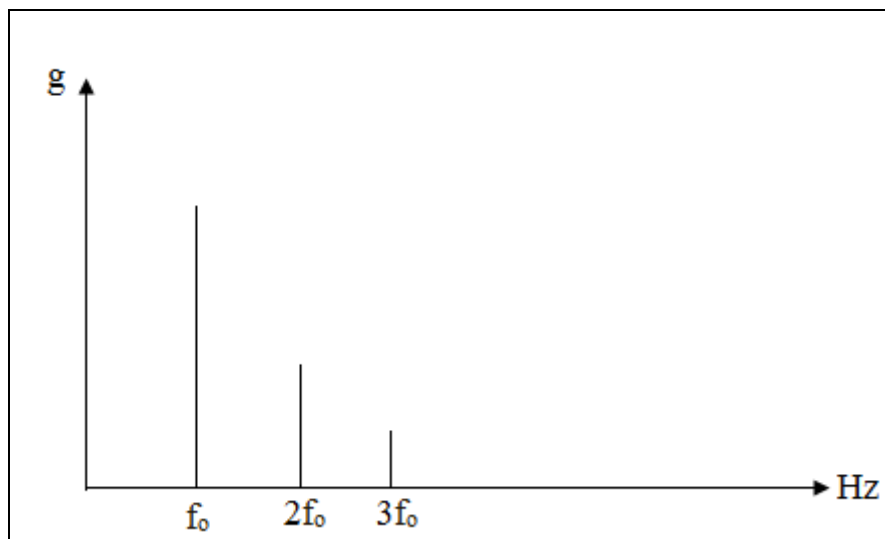


Figure I.13 : Image vibratoire théorique d'un balourd.

Le balourd n'est évidemment pas le seul défaut se produisant à cette fréquence, puisque c'est aussi le cas d'une dent endommagée sur un pignon, d'une pale déformée sur un ventilateur...

Mais contrairement à ces derniers, le balourd engendrant une vibration quasi sinusoïdale. Le spectre, à la différence des défauts de type chocs (desserrage, écaillage de roulements ou d'engrenages, détérioration d'accouplement) présentera que très peu (ou pas) d'harmoniques de la fréquence de rotation.

I.9.1.3 – Balourd statique et dynamique :**I.9.1.3.a – Balourd statique :**

Considérons un rotor bien équilibré. Ajoutons en un endroit de ce rotor une masse M figure I.14. Le rotor présentant un balourd 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 "balourd statique". Les deux paliers supportant le rotor vont subir, en même temps, l'effort centrifuge dû au déséquilibre. Il n'y aura donc aucun déphasage entre les mesures prises au même point sur les deux paliers.

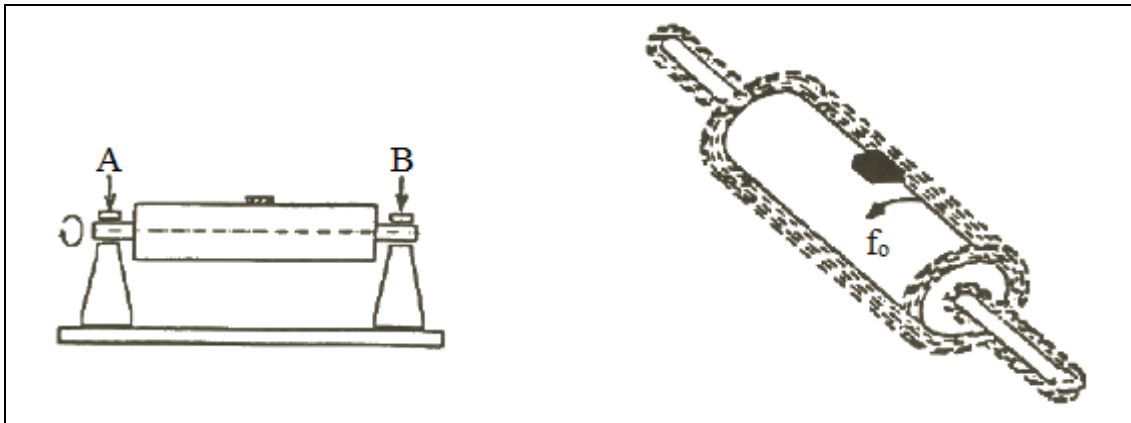


Figure I.14 : Balourd statique : le déphasage est sensiblement nul entre les points A et B

I.9.1.3.b – Balourd dynamique :

Reprenons le cas précédent en remplaçant la masse M par deux masses identiques mais décalées de 180° et placées à chaque extrémité du rotor. Ce déséquilibre agit aussi pendant la rotation; on l'appelle alors " balourd dynamique ".

Les deux paliers supportant le rotor vont subir les efforts centrifuges de façon alternée. Le déphasage (voisin de 180°) entre les mesures effectuées au même point sur deux paliers consécutifs est donc révélateur d'un balourd dynamique figure I.15.

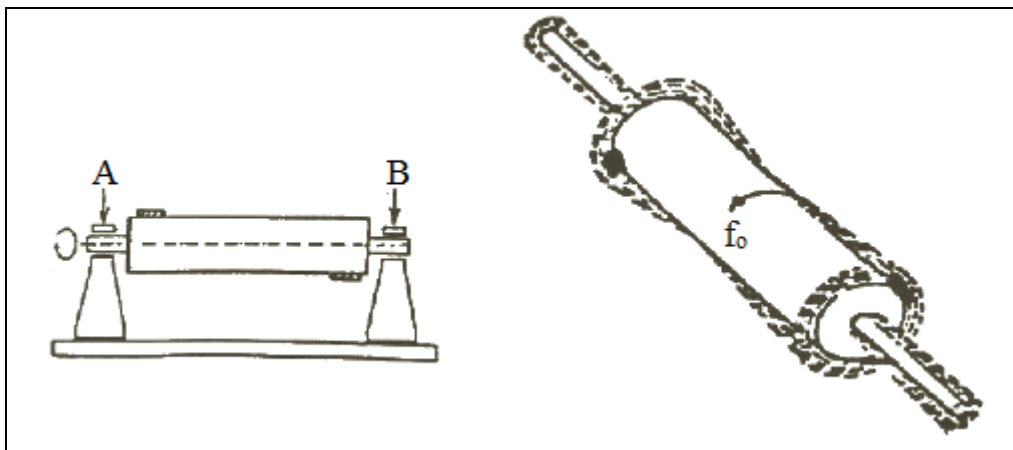


Figure I.15 : Balourd dynamique : le déphasage est proche de 180° entre les points A et B

I.9.2 – Défaut d'alignement :

I.9.2.1 – Définition :

Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des différents organes (accouplements, roulements, engrenages...) constituant un équipement. Il concerne soit deux arbres liés par un accouplement, soit deux paliers soutenant le même pivot.

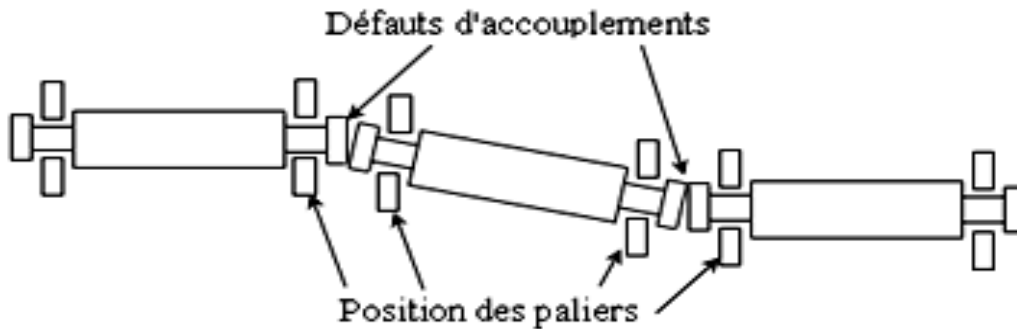


Figure I.16: Déformation de la ligne d'arbre ; relation entre Position des paliers et défauts d'accouplement

I.9.2.2 – Désalignement d'arbres accouplés :

Un défaut d'alignement peut affecter entre :

- Deux rotors d'une machine : Les deux pivots des arbres des deux rotors possèdent d'un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement ou d'un désalignement radial

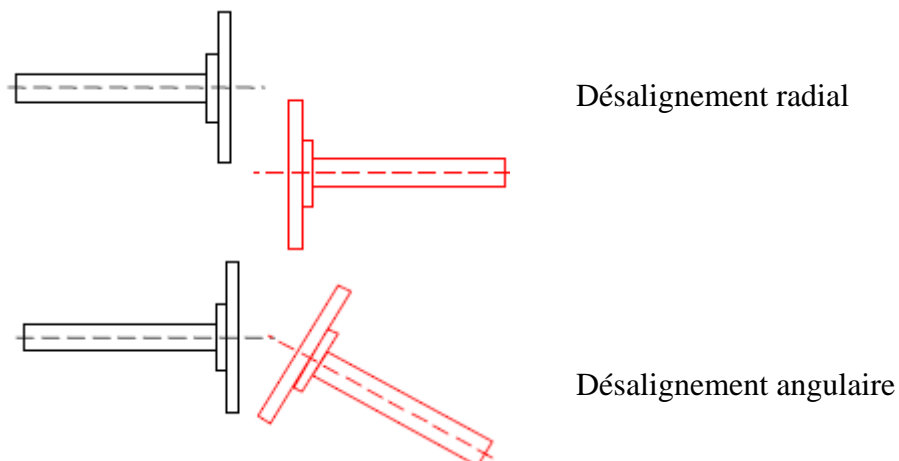


Figure I.17 : Un désalignement radial et angulaire.

I.9.2.2.a – Désalignement radial :

Un défaut d'alignement est indiqué par un pic d'amplitude prépondérante à, généralement, 2 fois la fréquence de rotation (parfois 3 ou 4 fois), avec des amplitudes supérieures aux composantes d'ordre 1 (figure I.18).

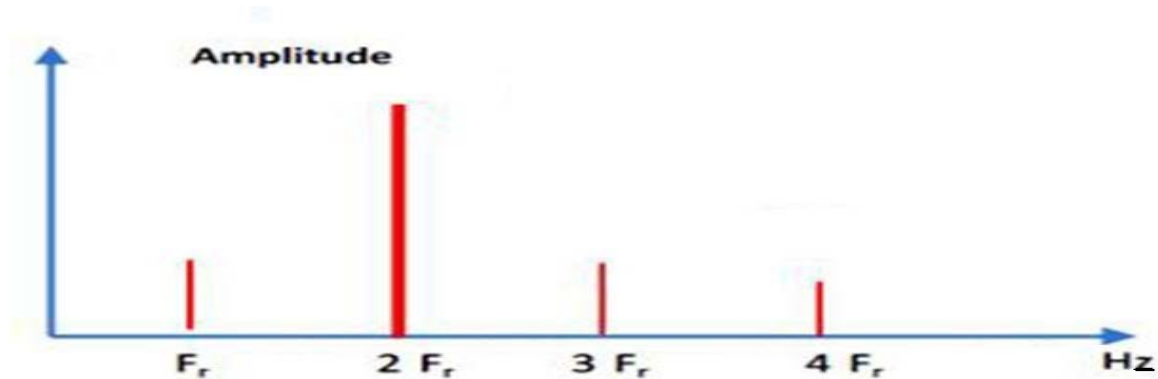


Figure I.18 : Spectre vibratoire théorique d'un défaut d'alignement radial

I.9.2.2.b – Désalignement angulaire

Il se présente une vibration axiale de composante d'ordres 1, 2, 3 ou 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles des composantes radiales voir figure I.19.

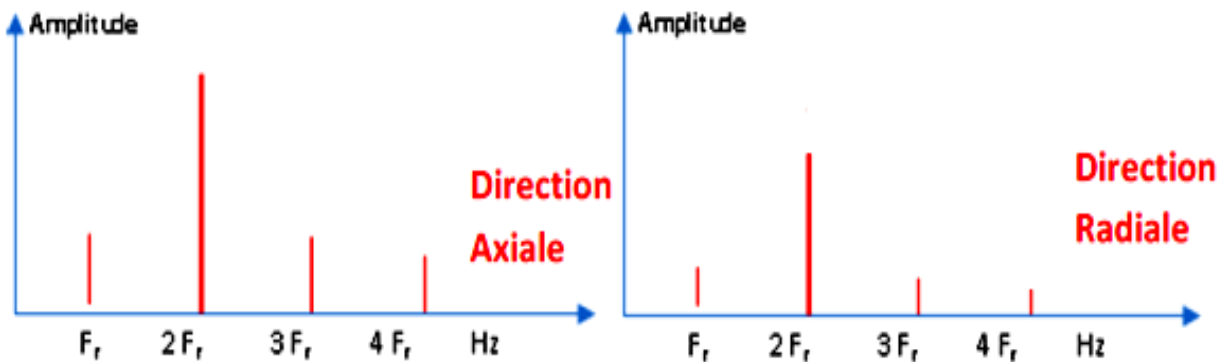


Figure I.19: Spectre vibratoire théorique d'un défaut d'alignement angulaire

I.9.2.3 – Désalignement des paliers :

Les axes des deux paliers d'un même corps de machine ne sont pas concentriques (figure I.20). Cette anomalie peut être la conséquence d'un défaut de montage d'un palier, mais également d'un mauvais calage des pattes de fixation ou d'une déformation de châssis (par exemple à la suite de contraintes thermiques), qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor. La manifestation spectrale de ce type de désalignement est identique à celle du désalignement angulaire.

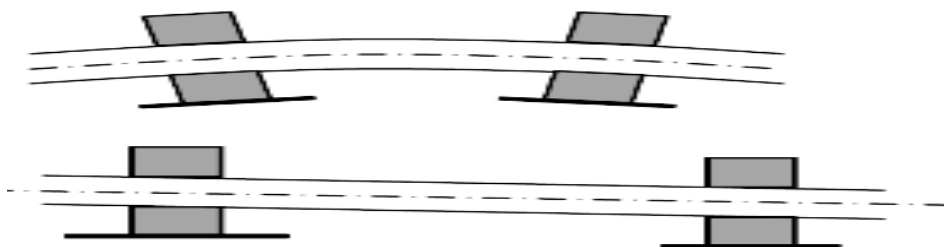


Figure I.20 : désalignement des paliers

I.9.3 – Défauts d’engrenages et d’engrènement :

I.9.3.1 – Généralités :

Considérons un engrenage (figure I.21) composé d’un pignon E_1 possédant Z_1 dents tournant à une fréquence de rotation f_1 et d’une roue E_2 possédant Z_2 dents tournant à une fréquence de rotation f_2 . L’engrènement se fera au rythme d’engagement des dents selon une fréquence f_{eng} , appelée fréquence d’engrènement, égale à la fréquence de rotation multipliée par le nombre de dents. Soit :

$$f_{eng} = Z_1 \cdot f_1 = Z_2 \cdot f_2 \tag{I.17}$$

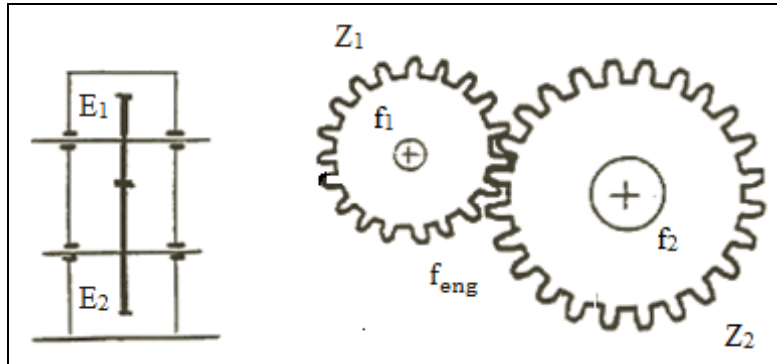


Figure I.21 : Représentation d’un engrenage

Notation :

Une raie spectrale sera écrite de la manière suivante :

$$\gamma_{eng} \cdot \delta(f_{eng}) \tag{I.18}$$

Où γ_{eng} représente l’amplitude de la composante à la fréquence f_{eng} ,

$\delta(f_{eng})$ représente une raie spectrale à la fréquence f_{eng} d’amplitude unité.

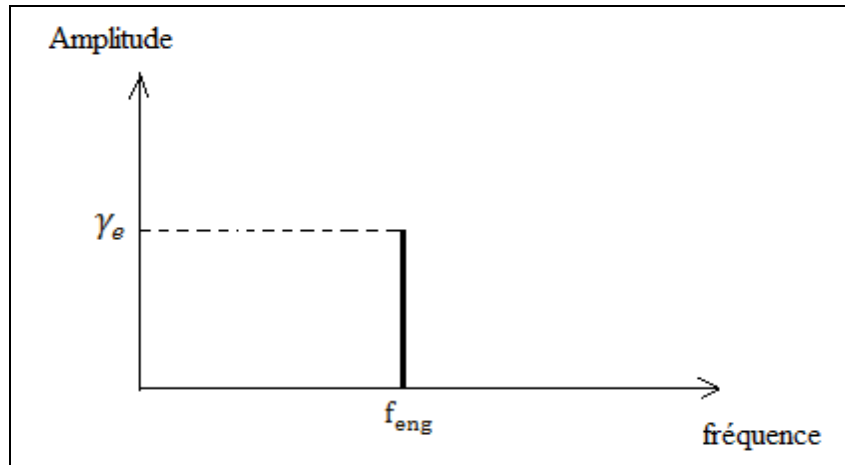


Figure I.22 : représentation d’une raie spectrale

I.9.3.2 – Cas de dentures correctes :

Sur ce spectre (figure I.23) on trouve trois composantes : Une composante de balourd à f_1 :

$$\gamma_1 \cdot \delta(f_1) \tag{I.19}$$

Une composante de balourd à f_2 :

$$\gamma_2 \cdot \delta(f_2) \tag{I.20}$$

Une composante d'engrènement à f_{eng} :

$$\gamma_{eng} \cdot \delta(f_{eng}) \tag{I.21}$$

Spectre denture correcte:

$$S(f) = \gamma_1 \cdot \delta(f_1) + \gamma_2 \cdot \delta(f_2) + \gamma_e \cdot \delta(f_{eng}) \tag{I.22}$$

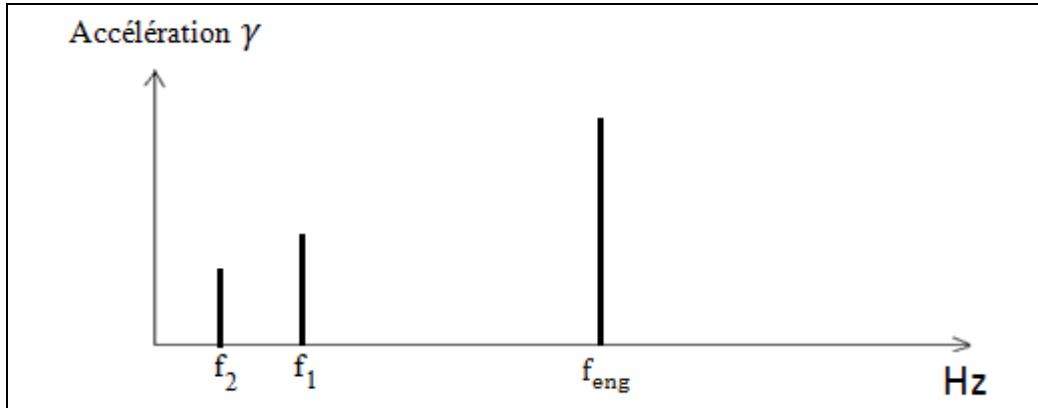


Figure I.23 : Spectre denture correcte

Il est très difficile, voir impossible de caractériser le bon état ou la détérioration avancée des dents d'un engrenage uniquement par l'amplitude de la fréquence d'engrènement. Effectivement on peut constater, suivant le type d'engrènement des niveaux variant de quelque centaines de "mg" à plusieurs dizaines de "g" pour des dentures tout-à-fait correctes.

On ne pourra considérer un état de denture comme satisfaisant uniquement que par la mesure d'amplitude à f_{eng} .

Pour ce faire il faudrait vérifier :

- a) Qu'à charge égale il n'y a pas d'augmentation significative de ces niveaux vibratoire,
- b) Que la composante spectrale à f_{eng} ne possède pas de composantes harmoniques (c'est-à-dire $2f_{eng}, 3f_{eng}, \dots, nf_{eng}$).

I.9.3.3 – Différent types de défauts d'engrenage :

I.9.3.3.a – Détérioration d'une dent :

Si sur le pignon tournant à f_1 une dent soit détériorée, chaque fois qu'elle engrènera il y aura un choc. Ce choc sera donc à la fréquence de rotation f_1 . De la même manière, si la dent détériorée se situe sur la roue tournant à f_2 , le choc apparaîtra à la fréquence de rotation f_2 .

Le spectre correspondant est donc constitué, non seulement des composantes d'engrènement, mais aussi et surtout, d'un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation de l'élément altéré.

Le spectre (figure I.24) sera donc composé de :

Un spectre de chocs à f_1 :

$$\sum_{n=1}^i \gamma_{1n} \cdot \delta(nf_1) \tag{I.23}$$

Une composante de balourd à f_2 :

$$\gamma_2 \cdot \delta(f_2) \tag{I.24}$$

Une composante d'engrènement à f_{eng} :

$$\gamma_{eng} \cdot \delta(f_{eng}) \tag{I.25}$$

Spectre avec une dent du pignon E₁ détériorée :

$$S(f) = \sum_{n=1}^i \gamma_{1_n} \cdot \delta(n f_1) + \gamma_2 \cdot \delta(f_2) + \gamma_{eng} \cdot \delta(f_{eng}) \tag{I.26}$$

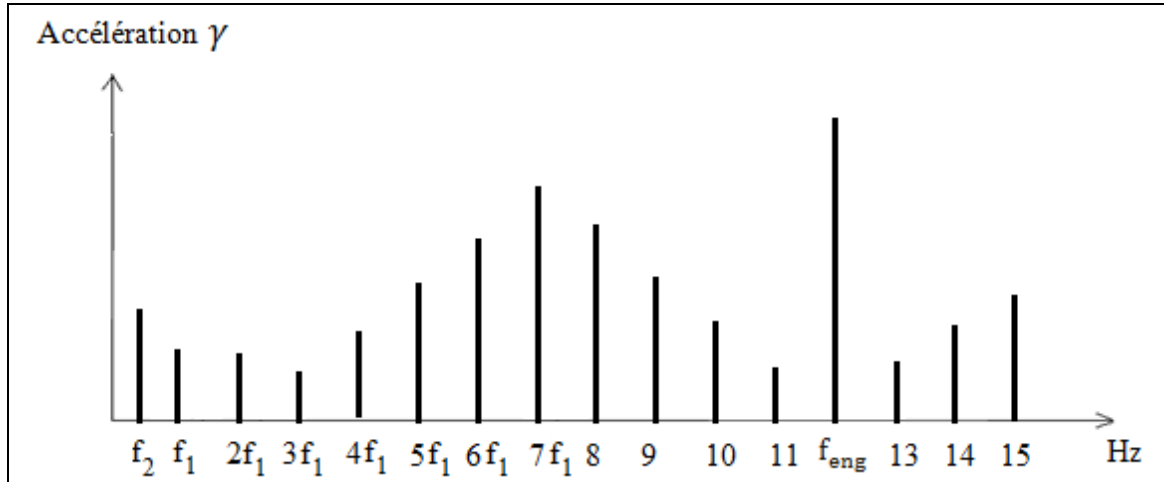


Figure I.24 : Spectre avec une dent du pignon E₁ détériorée

Le nombre d’harmoniques de la composante f₁ et l’importance de leur amplitude caractérisera l’état plus au moins avancé de la détérioration de la dent.

Remarque :

Si c’était une dent de la roue E₂ qui était détériorée on aurait :

$$S(f) = \gamma_1 \cdot \delta(f_1) + \sum_{n=1}^i \gamma_{2_n} \cdot \delta(n f_2) + \gamma_{eng} \cdot \delta(f_{eng}) \tag{I.27}$$

I.9.3.3.b – Une dent détériorée sur le pignon et sur la roue :

Lorsque le pignon E₁ possède une dent A détériorée et la roue E₂ une dent B détériorée, on est en présence de trois phénomènes de chocs :

- Lorsque la dent A engrène on a un choc à la fréquence f₁,
- Lorsque la dent B engrène on a un choc à la fréquence f₂,
- Lorsqu’il y a coïncidence entre la dent A et la dent B, il se produit un choc qui a la fréquence f_c, inférieur à f₁ et f₂.

$$f_c = \frac{Z_1}{PPCM} \cdot f_1 = \frac{Z_2}{PPCM} \cdot f_2 \tag{I.28}$$

Avec PPCM est le plus petit commun multiple entre Z₁ et Z₂.

Le spectre sera composé de :

Un spectre de chocs à f₁ :

$$\sum_{n=1}^i \gamma_{1_n} \cdot \delta(n \cdot f_1) \tag{I.29}$$

Un spectre de chocs à f₂ :

$$\sum_{m=1}^i \gamma_{2_m} \cdot \delta(m \cdot f_2) \tag{I.30}$$

Un spectre de chocs à la fréquence de coïncidence f_c :

$$\sum_{p=1}^i \gamma_{c_p} \cdot \delta(p \cdot f_c) \tag{I.31}$$

Une composante d'engrènement à f_{eng} :

$$\gamma_{eng} \cdot \delta(f_{eng}) \tag{I.32}$$

Spectre avec une dent détériorée sur le pignon et sur la roue :

$$S(f) = \sum_{n=1}^i \gamma_{1_n} \cdot \delta(n \cdot f_1) + \sum_{m=1}^i \gamma_{2_m} \cdot \delta(m \cdot f_2) + \sum_{p=1}^i \gamma_{c_p} \cdot \delta(p \cdot f_c) + \gamma_e \cdot \delta(f_{nge}) \tag{I.33}$$

I.9.3.3.c – Ensemble de la denture détériorée :

Dans le cas où l'ensemble de la denture est détériorée, l'engrènement prend l'aspect d'un choc pour chaque rencontre de dents et l'analyse spectrale se traduit alors par un spectre de composantes harmoniques à la fréquence d'engrènement.

Le spectre figure **I.25** sera composé de :

Une composante de balourd à f_1 :

$$\gamma_1 \cdot \delta(f_1) \tag{I.34}$$

Une composante de balourd à f_2 :

$$\gamma_2 \cdot \delta(f_2) \tag{I.35}$$

Un spectre de chocs à f_{eng} :

$$\sum_{n=1}^i \gamma_{eng_n} \cdot \delta(n f_{eng}) \tag{I.36}$$

Spectre avec ensemble de la denture détériorée :

$$S(f) = \gamma_1 \cdot \delta(f_1) + \gamma_2 \cdot \delta(f_2) + \sum_{n=1}^i \gamma_{eng_n} \cdot \delta(n f_{eng}) \tag{I.37}$$

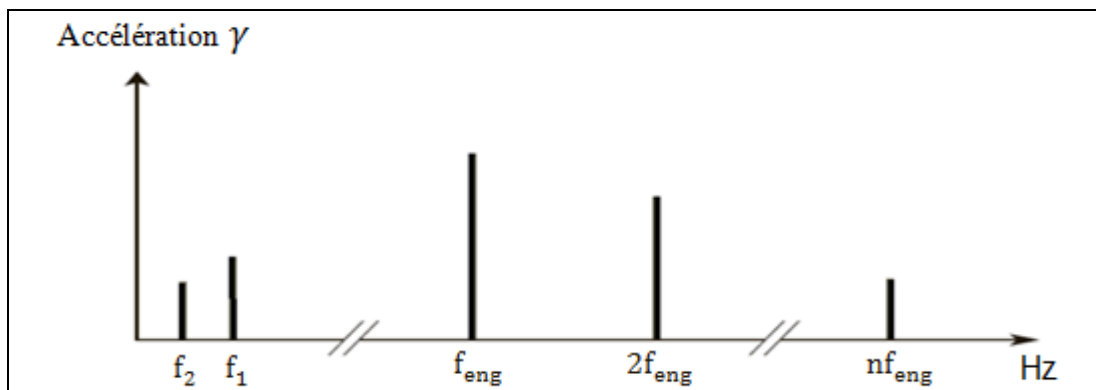


Figure I.25 : Spectre avec ensemble de la denture détériorée

Le nombre plus au moins important de composantes harmoniques et leurs amplitudes relatives par rapport à la fréquence fondamentale d'engrènement f_{eng} traduira l'état plus au moins avancé de la détérioration de l'ensemble des dentures. Le suivi des particules métalliques contenues dans le lubrifiant permettra souvent de confirmer le diagnostic.

I.9.3.3.d – Entre-axe insuffisant, jeu de fond de denture insuffisant :

Si l'entraxe des arbres portant le pignon ou la roue est insuffisant, le jeu de fond de denture est lui aussi insuffisant et il se produit alors une forte fluctuation de couple à l'engagement et au déengagement de chaque dent. La fréquence de la composante spectrale prépondérante ne correspond plus à la fréquence d'engrènement mais à l'ordre 2 de cette dernière.

Le spectre figure I.26 sera composé de :

Une composante de balourd à f_1 :

$$\gamma_1 \cdot \delta(f_1) \quad (\text{I.38})$$

Une composante de balourd à f_2 :

$$\gamma_2 \cdot \delta(f_2)$$

Une composante d'engrènement à $2f_{\text{eng}}$:

$$\gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(2f_{\text{eng}})$$

Spectre d'engrènement avec un entraxe insuffisant :

$$S(f) = \gamma_1 \cdot \delta(f_1) + \gamma_2 \cdot \delta(f_2) + \gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(2f_{\text{eng}}) \quad (\text{I.39})$$

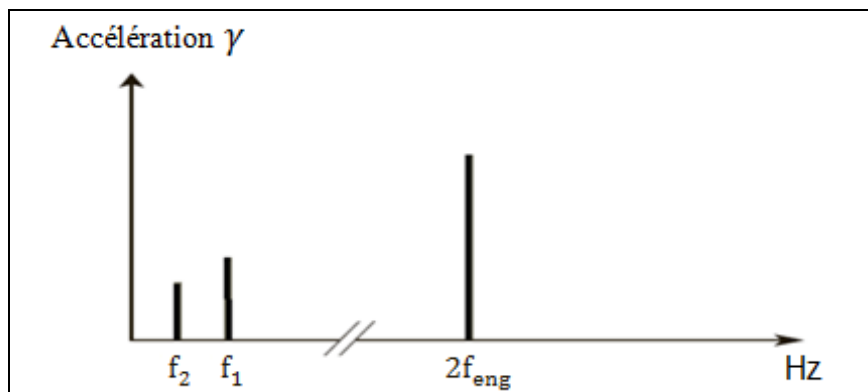


Figure I.26 : Spectre d'engrènement avec un entraxe insuffisant

Il est important de savoir que la prépondérance de la composante vibratoire d'ordre 2 de la fréquence d'engrènement devant celle des composantes d'ordre 1 et 3 ne signifie pas forcément que l'amplitude de la force excitatrice le soit et, de ce fait, ne permet pas de conclure de manière systématique à l'existence d'un jeu de fond de denture insuffisant. Elle est probablement le résultat de la présence de fréquences propres de structure excitées.

I.9.3.3.e – Défauts induisant une modulation d'amplitude ou de fréquence :

Différents dysfonctionnements au niveau de l'engrènement peuvent interagir sur l'amplitude et la fréquence d'une composante d'engrènement, les faisant varier de manière périodique ou aléatoire. Ces variations ou modulations sont les manifestations vibratoires inhérentes à des défauts affectant la transmission par engrenages (usure de clavette de fixation d'un pignon ou de son conjugué, défaut de forme ou irrégularité du pas de l'espacement entre dent, jeu de palier) ou de défauts affectant d'autres organes situés en amont ou en aval de cette dernière (défaut d'accouplement, la variation l'alimentation en énergie, fréquence de passage de courroies, fréquence de cage dans le cas d'un palier à roulement, fréquence d'instabilité dans le cas d'un palier fluide...).

Dans le domaine spectral, tout phénomène de modulation, qu'il s'agisse d'une modulation d'amplitude ou de fréquence, se caractérise par la présence d'une ou de plusieurs familles de bandes latérales dont les espacements correspondent aux fréquences de modulation induites par le ou les différents défauts affectant l'engrènement. Les fréquences de modulation correspondent le plus fréquemment aux fréquences de rotation des arbres portant le pignon ou son conjugué.

Supposant que l'arbre tournant à la vitesse de rotation f_1 soit légèrement déformé figure I.27.

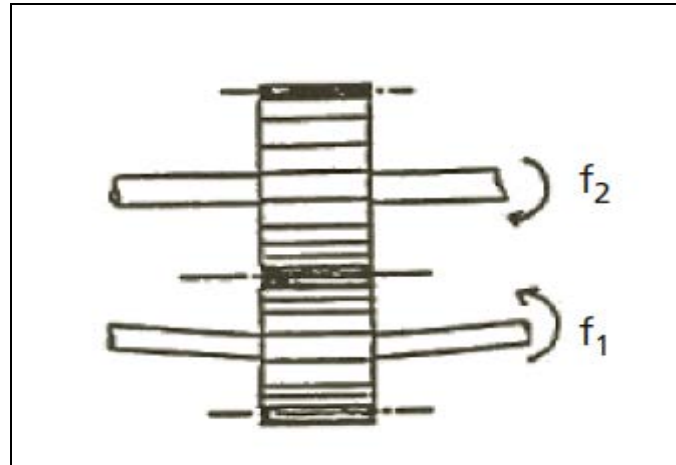


Figure I.27 : déformation simple de l'arbre

La pression au niveau des dentures sera alors modulée à chaque tour de rotation de l'arbre. Ce phénomène se traduit par une modulation d'amplitude ; il y a apparition de deux bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement figure I.28.

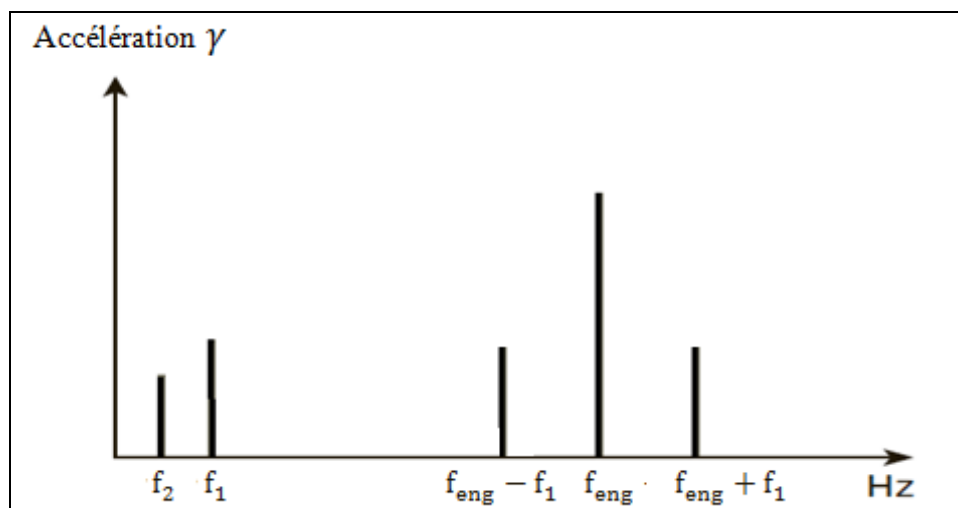


Figure I.28 : Spectre avec déformation simple de l'arbre tournant à f_1

On obtient l'expression temporelle de modulation :

$$x(t) = \gamma_{eng} \cos(2\pi f_{eng} t) [1 + m \cdot \cos(2\pi f_1 t)] \tag{I.40}$$

Où m est le taux de modulation : $0 < m < 1$

Soit en développant :

$$x(t) = \gamma_{\text{eng}} \cos(2\pi f_{\text{eng}} t) + \frac{1}{2} m \cdot \gamma_{\text{eng}} \cos[2\pi t(f_{\text{eng}} + f_1)] + \frac{1}{2} m \cdot \gamma_{\text{eng}} \cos[2\pi t(f_{\text{eng}} - f_1)] \quad (\text{I.41})$$

Soit le spectre de modulation :

$$X(f) = \gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(f_{\text{eng}}) + \frac{1}{2} m \cdot \gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(f_{\text{eng}} + f_1) + \frac{1}{2} m \cdot \gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(f_{\text{eng}} - f_1) \quad (\text{I.42})$$

Le spectre total comprendra les composantes suivantes :

Une composante de balourd à f_1 :

$$\gamma_1 \cdot \delta(f_1) \quad (\text{I.43})$$

Une composante de balourd à f_2 :

$$\gamma_2 \cdot \delta(f_2) \quad (\text{I.44})$$

Une composante d'engrènement à $2f_{\text{eng}}$:

$$\gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(2f_{\text{eng}}) \quad (\text{I.45})$$

Deux composantes appelées bondes latérales :

$$\frac{1}{2} m \cdot \gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(f_{\text{eng}} + f_1) \quad (\text{I.46})$$

$$\frac{1}{2} m \cdot \gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(f_{\text{eng}} - f_1) \quad (\text{I.47})$$

Spectre avec déformation simple de l'arbre tournant à f_1 :

$$S(f) = \gamma_1 \cdot \delta(f_1) + \gamma_2 \cdot \delta(f_2) + \gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(2f_{\text{eng}}) + \frac{1}{2} [m \cdot \gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(f_{\text{eng}} + f_1) + m \cdot \gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(f_{\text{eng}} - f_1)] \quad (\text{I.48})$$

Remarque :

Plus la déformation de l'arbre est importante plus m tend vers 1, autrement dit l'amplitude des bondes latérales est grandes. Par contre si la déformation est nul $m=0$ et on retrouve le spectre avec denture correcte.

Si c'est l'arbre (2) au lieu de (1) qui est déformé, on obtient :

Spectre avec déformation simple de l'arbre tournant à f_2 :

$$S(f) = \gamma_1 \cdot \delta(f_1) + \gamma_2 \cdot \delta(f_2) + \gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(2f_{\text{eng}}) + \frac{1}{2} [m \cdot \gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(f_{\text{eng}} + f_2) + m \cdot \gamma_{\text{eng}} \cdot \delta(f_{\text{eng}} - f_2)] \quad (\text{I.49})$$

I.9.4 – Défauts de roulement :

I.9.4.1 – Détermination des fréquences caractéristiques :

Dans la plupart des cas, la dégradation à un stade précoce se traduit par la présence d'un défaut localisé ponctuel (fissure, écaillage,...) affectant une des pistes, ou d'un élément roulant du roulement, produisant un choc à chaque passage sur le défaut ou à chaque contact du défaut avec une des deux pistes.

En fonction des cotes de fabrication de chacun de ses éléments, on peut considérer quatre fréquences caractéristiques :

- la fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague externe du roulement, F_{be} ;
- la fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague interne du roulement, F_{bi} ;
- la fréquence de rotation des éléments roulants sur eux-mêmes, F_e ;
- la fréquence de passage d'un défaut de cage, F_{cage} .

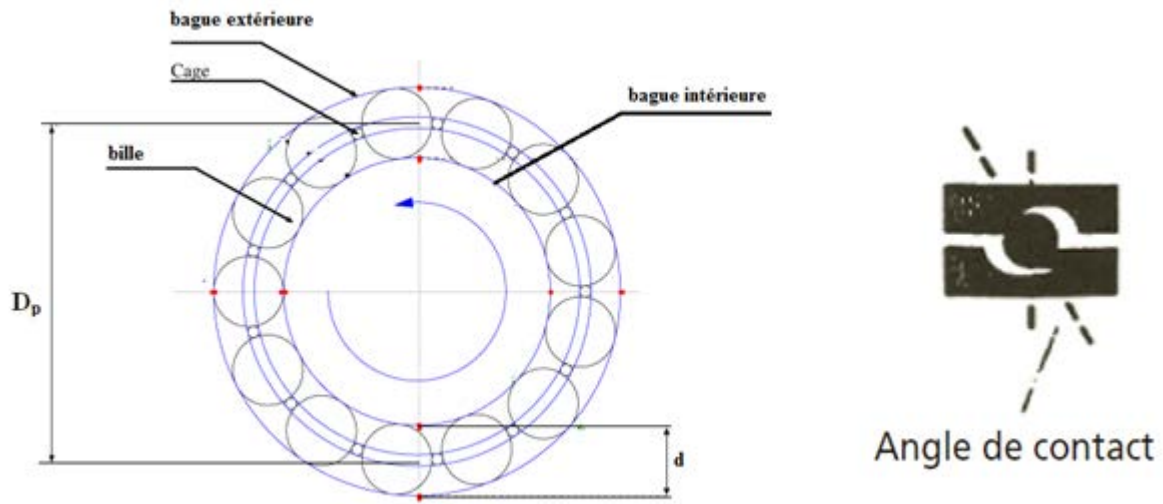


Figure I.29 : Constituents d'un roulement

Lorsqu'il y a écaillage ou indentation sur l'un de ces éléments du roulement, le choc se produit à la fréquence correspondante donnée par les formules ci-dessous en considérant que les éléments roulants roulent sur les pistes sans glisser avec :

- N , le nombre d'éléments roulants (billes ou rouleaux),
- D_p , le diamètre primitif,
- d , le diamètre des éléments roulants,
- ϕ , l'angle de contact,
- F_{rot} , la fréquence de rotation de la bague interne (la bague externe étant supposée fixe).

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague externe, F_{be} , est donnée par la relation suivante :

$$F_{be} = \frac{N}{2} \left[1 - \frac{d \cos \phi}{D_p} \right] F_{rot} \quad (I.50)$$

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague interne (la bague interne étant supposée montée sur l'arbre tournant), F_{bi} , est donnée par la relation suivante :

$$F_{bi} = \frac{N}{2} \left[1 + \frac{d \cos \phi}{D_p} \right] F_{rot} \quad (I.51)$$

- La fréquence de passage d'un défaut de cage, F_{cage} , est donnée par l'équation suivante :

$$F_{cage} = \frac{1}{2} \left[1 - \varepsilon \frac{d \cos \phi}{D_p} \right] F_{rot} \quad (I.52)$$

$\varepsilon = 1$ si la bague fixe correspond à la bague externe ;

$\varepsilon = -1$ si la bague fixe correspond à la bague interne.

- La fréquence de passage de rotation d'un élément roulant sur lui-même, F_e , est donnée par l'équation suivante :

$$F_e = \frac{D_p}{2d} \left[1 - \frac{d^2 \cos^2 \phi}{D_p^2} \right] F_{rot} \quad (I.53)$$

Mais comme le choc dû au défaut se produit à chaque rotation de l'élément altéré, à la fois sur la bague interne et sur la bague externe, la fréquence de défaut d'élément roulant correspond généralement au **double de leur fréquence** de rotation sur eux-mêmes.

I.9.4.2 – Défaut ponctuel affectant la bague fixe :

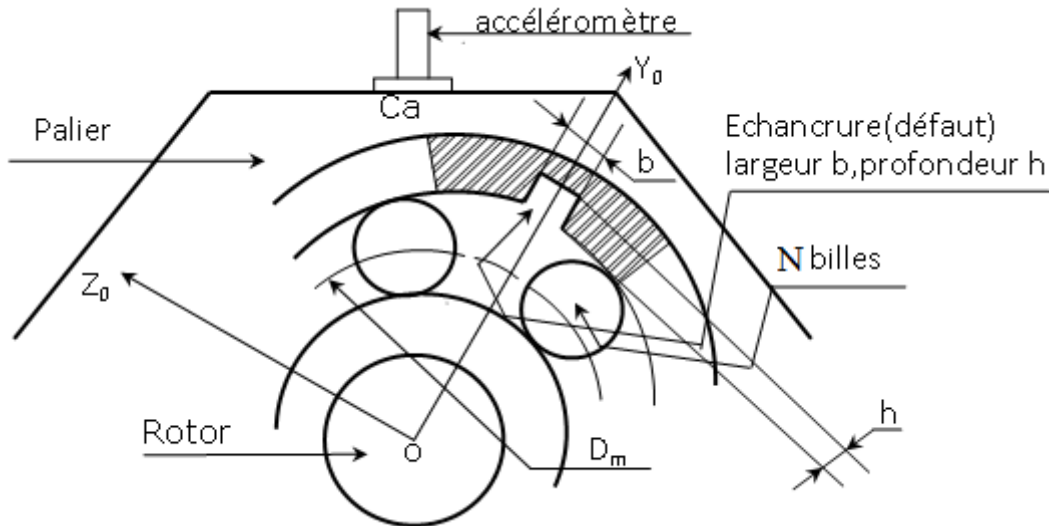


Figure I.30 : Défaut sur la bague extérieure fixe d'un roulement

Si le défaut affecte la bague fixe d'un roulement, généralement la bague externe, le défaut se manifestera, dans le domaine spectral, par un peigne de raies de pas égal à la fréquence F_{be}

$$\delta_{\frac{1}{F_{be}}}(t) = \sum_{K=-\infty}^{+\infty} \delta\left(t - \frac{K}{F_{be}}\right) \tag{I.54}$$

Admettant l'existence d'une force tournante à la vitesse de rotation du rotor, donc sa fréquence de rotation est F_{rot} due à un balourd. La force tournante entraîne une variation de la force entre l'élément roulant et le défaut ; cette force module l'amplitude des impulsions de la série.

La force radiale appliquée à la structure figure I.31 au droit du défaut s'écrit :

$$f(t) = A(1 + m \cos 2\pi F_{rot} t) \cdot \delta_{\frac{1}{F_{be}}}(t) \tag{I.55}$$

– m : taux de modulation

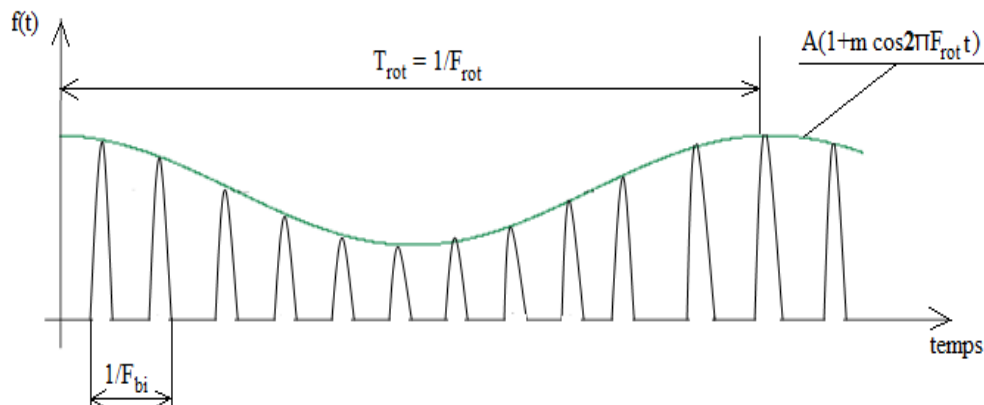


Figure I.31 : La force radiale appliquée à la structure

Le signal dû au peigne d'impulsion s'écrit :

$$s(t) = h(t) * f(t) \tag{I.56}$$

Relation dans laquelle la fonction h , est appelée réponse impulsionnelle, caractérise le transfert vibratoire entre les points d'application des forces et le point de mesure. Et $H(f)$ représente la fonction de transfert qui est la transformée de Fourier complexe de la réponse impulsionnelle.

On a donc :

$$S(f) = H(f) \cdot F(f) \tag{I.57}$$

Et

$$F(f) = A \cdot \left\{ \delta(f) + \frac{m}{2} [\delta(f - F_{rot}) + \delta(f + F_{rot})] \right\} * \{ F_{be} \cdot \delta_{F_{be}}(f) \} \tag{I.58}$$

Avec :

$$\delta_{F_{be}}(f) = \sum_{m=-\infty}^{+\infty} \delta(f - mF_{be}) \tag{I.59}$$

On a donc :

$$S(f) = A \cdot F_{be} \cdot H(f) \left[\delta_{F_{be}}(f) + \frac{m}{2} \delta_{F_{be}} \{ f - (kF_{be} - F_{rot}) \} + \frac{m}{2} \delta_{F_{be}} \{ f - (kF_{be} + F_{rot}) \} \right] \tag{I.60}$$

Le peigne $\delta_{F_{be}}(f)$ répète à la fréquence F_{be} la distribution de Dirac $\delta(f)$ à $f=0$ (convolution).
Le peigne $\delta_{F_{be}} \{ f - (kF_{be} - F_{rot}) \}$ résulte de la convolution de $\delta(f + F_{rot})$ par $\delta_{F_{be}}(f)$, de même pour $\delta_{F_{be}} \{ f - (kF_{be} + F_{rot}) \}$.

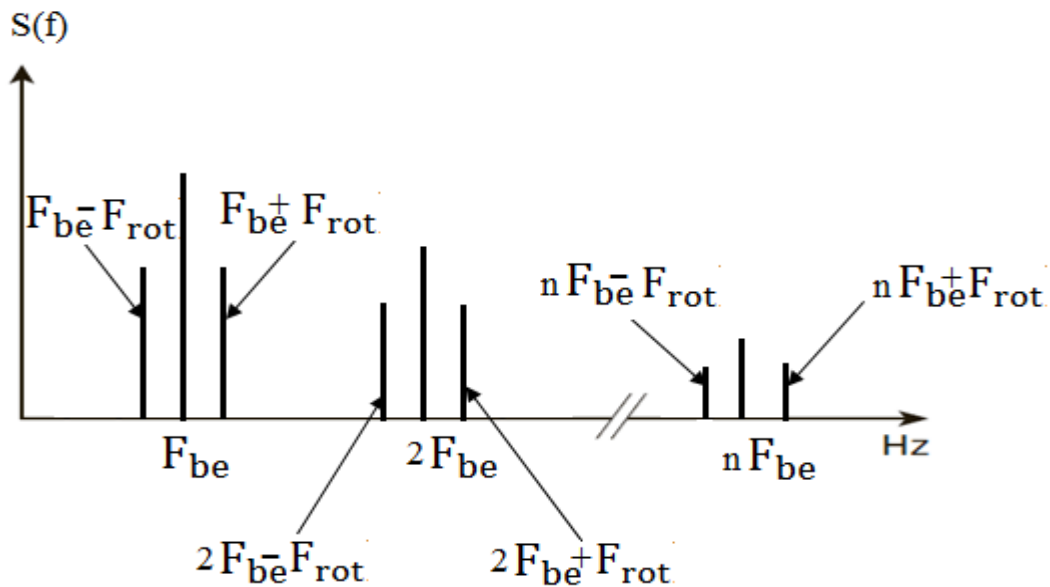


Figure I.32 : Spectre d'un défaut (impulsion de Dirac) sur la bague extérieure

I.9.4.3 – Défaut sur la bague intérieure en rotation :

Supposons un écaillage de faibles dimensions, le passage d'un élément roulant sur cet écaillage provoque une force dans un plan radial perpendiculaire à la ligne de rotation, cette force est dans un référentiel $(Oy_i z_i)$ en rotation avec une fréquence égale F_{bi} figure I.33

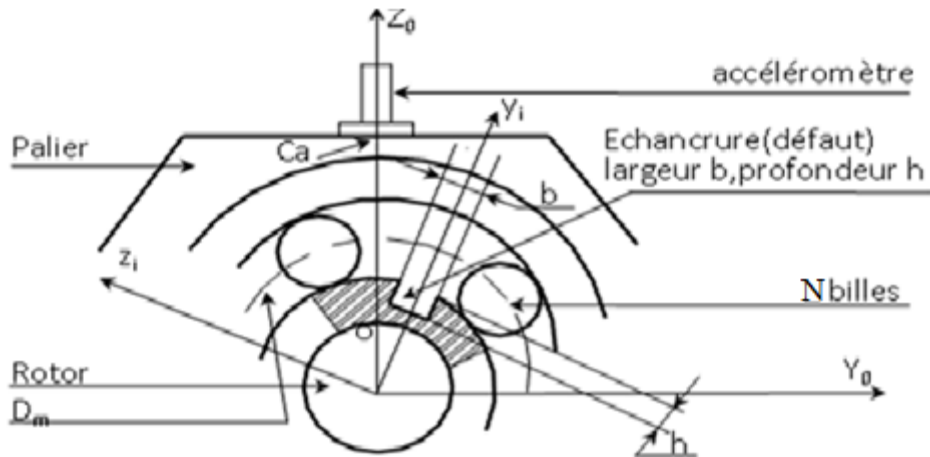


Figure I.33 : défaut sur la bague intérieure en rotation

Le défaut en rotation à la fréquence F_{rot} du rotor rencontre une zone entre δ_1 et δ_2 dans laquelle la charge radiale n'est pas nulle figure I.34.

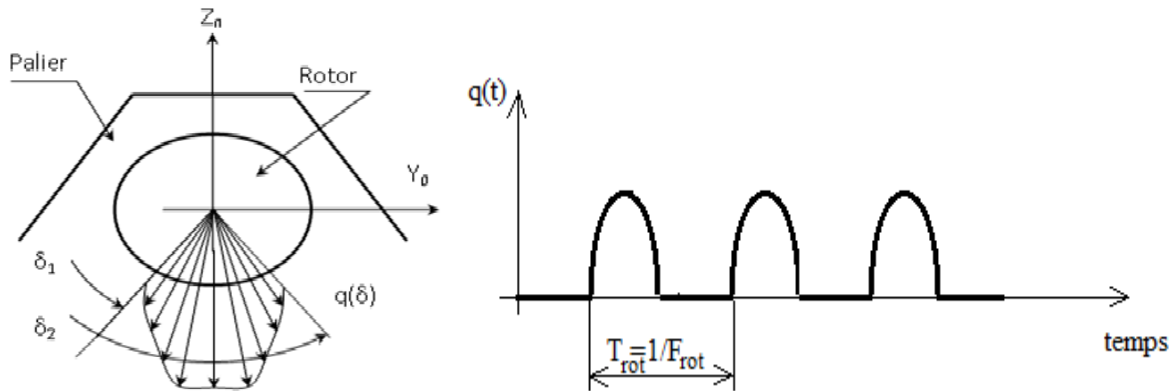


Figure I.34 : charge radiale $q(\delta)$ sur un palier

Dans le référentiel fixe (Oy_0z_0) la force radiale $f_{radiale}(t)$, figure I.35, est défini par :

$$f_{radiale}(t) = q(\delta) \cdot \delta_{\frac{1}{F_{bi}}}(t) * \delta_{\frac{1}{F_{rot}}}(t) \quad (I.61)$$

Avec :

$$\delta_{\frac{1}{F_{bi}}}(t) = \sum_{K=-\infty}^{+\infty} \delta\left(t - \frac{K}{F_{bi}}\right) \quad (I.62)$$

Et :

$$\delta_{\frac{1}{F_{rot}}}(t) = \sum_{K=-\infty}^{+\infty} \delta\left(t - \frac{K}{F_{rot}}\right) \quad (I.63)$$

Le point et la direction d'application de cette force sur la structure varie dans le temps avec la rotation de la bague portant le défaut à la fréquence F_{rot} . Cela se traduit par une fonction de transfert variable dans le temps à la vitesse de rotation qui module une fonction de transfert moyenne associé à une réponse impulsionnelle $h_0(t)$ parce que la surveillance ne peut être fiable que si la fonction de transfert reste constante dans le temps.

$$h(t) = h_0(t)[1 + m \cos 2\pi F_{rot} t] \quad (I.64)$$

Le signale de sortie du capteur s'écrit :

$$s(t) = h(t) * f_{radiale}(t) \quad (I.65)$$

Donc :

$$S(f) = H(f) \cdot F_{\text{radiale}}(f) \tag{I.66}$$

avec :

$$\begin{cases} F_{\text{radiale}}(f) = [F_{\text{bi}} \cdot Q(f) * \delta_{F_{\text{bi}}}(f)] \cdot [F_{\text{rot}} \cdot \delta_{F_{\text{rot}}}(f)] & \text{(I.67)} \\ H(f) = H_0(f) * \left\{ \delta(f) + \frac{m}{2} [(f - F_{\text{rot}}) + \delta(f + F_{\text{rot}})] \right\} & \text{(I.68)} \end{cases}$$

On a donc :

$$S(f) = \left[H_0(f) * \left\{ \delta(f) + \frac{m}{2} [(f - F_{\text{rot}}) + \delta(f + F_{\text{rot}})] \right\} \right] \cdot [F_{\text{rot}} \cdot F_{\text{bi}} \cdot Q(f) \cdot \delta_{F_{\text{rot}}}(f) * \delta_{F_{\text{bi}}}(f)] \tag{I.69}$$

- L'expression $Q(f) \cdot \delta_{F_{\text{rot}}}(f)$ définit une discrétisation à la fréquence F_{rot} de la transformée de Fourier de la charge radiale $q(\delta)$.
- Le terme $[Q(f) \cdot \delta_{F_{\text{rot}}}(f)] * \delta_{F_{\text{bi}}}(f)$ définit une périodisation à la fréquence F_{bi} de $Q(f) \cdot \delta_{F_{\text{rot}}}(f)$ discrétisée figure I.36, ce spectre contient des composantes aux fréquences : $kF_{\text{bi}} \pm qF_{\text{rot}}$ avec $k, q = 1, 2, 3, \dots$

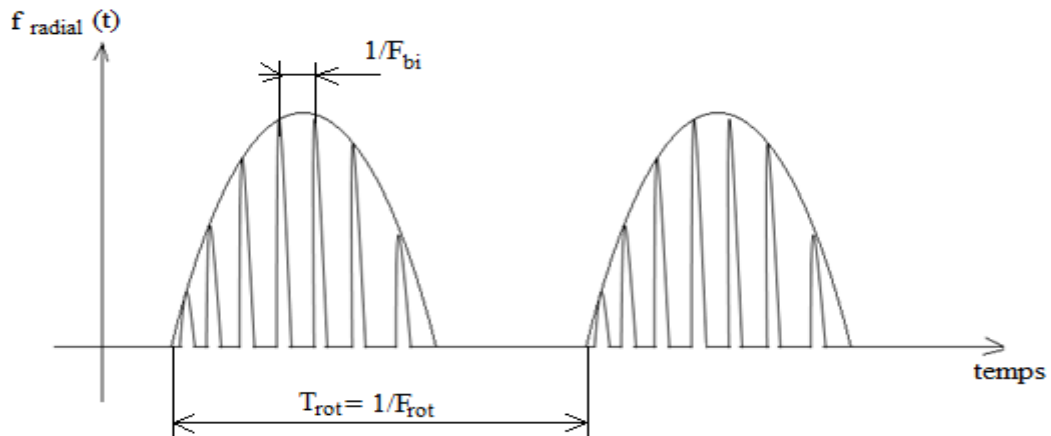


Figure I.35 : la force radiale engendrée par le défaut

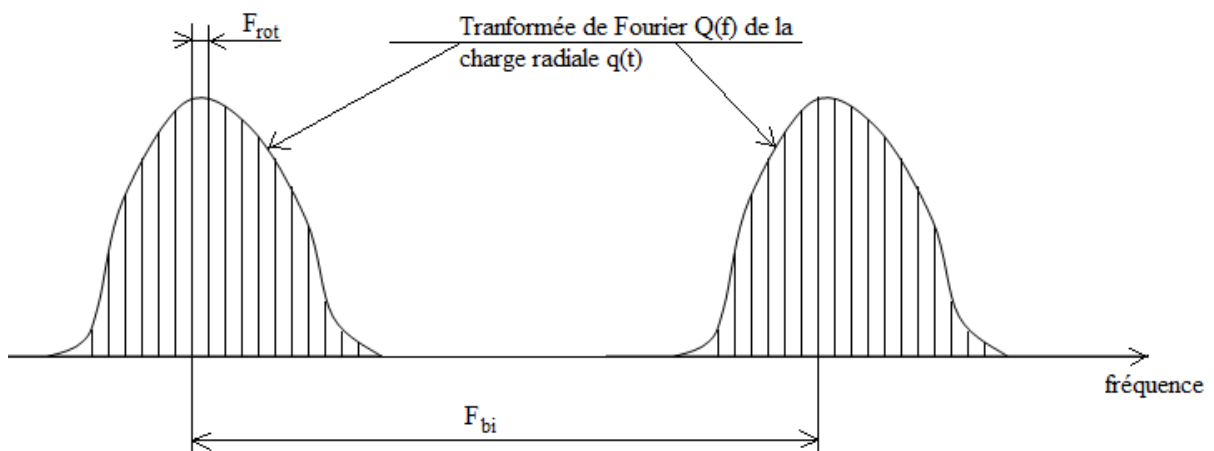


Figure I.36 : spectre d'un défaut sur la bague intérieure en rotation

I.10 – Le phénomène de modulation :

L'amplitude ou la fréquence d'une composante sinusoïdale d'un signal délivré par un capteur de vibration peut varier de manière périodique. Une modulation d'amplitude traduit des variations périodiques d'effort induites. Une modulation de fréquence traduit des variations périodiques de la vitesse de rotation instantanée. En fait, ces deux phénomènes de modulation sont souvent intimement liés. Une modulation d'amplitude induit souvent une modulation de fréquence (ou inverse).

– La modulation d'amplitude :

On souhaite moduler l'amplitude d'un signal sinusoïdal $v(t)$ par un signal sinusoïdal variant très lentement $u(t)$:

$$v(t) = V \cos(2\pi f_p t) \quad (\text{I.70})$$

$v(t)$ est appelé signal porteur

$$u(t) = U + m \cdot U \cos(2\pi f_m t) \quad (\text{I.71})$$

$u(t)$ est appelé le signal modulant

Avec m : taux de modulation

Pour cela, on multiplie les deux signaux pour obtenir le signal modulé :

$$s(t) = u(t) \cdot v(t) \quad (\text{I.72})$$

En pratique, on utilise un circuit électronique multiplieur figure I.37 :

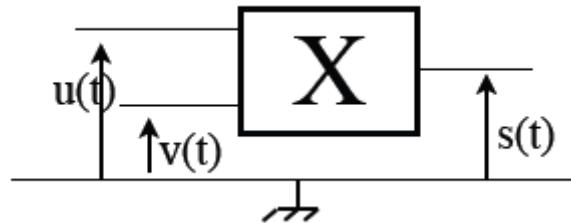


Figure I.37 : Circuit électronique

On a alors:

$$s(t) = [U + m \cdot U \cos(2\pi f_m t)] \cdot V \cos(2\pi f_p t) \quad (\text{I.73})$$

$$s(t) = A(t) \cos(2\pi f t) \quad (\text{I.74})$$

Avec :

$$A(t) = [U + m \cdot U \cos(2\pi f_m t)] \cdot V \quad (\text{I.75})$$

$A(t)$ est l'amplitude du signal modulé $s(t)$

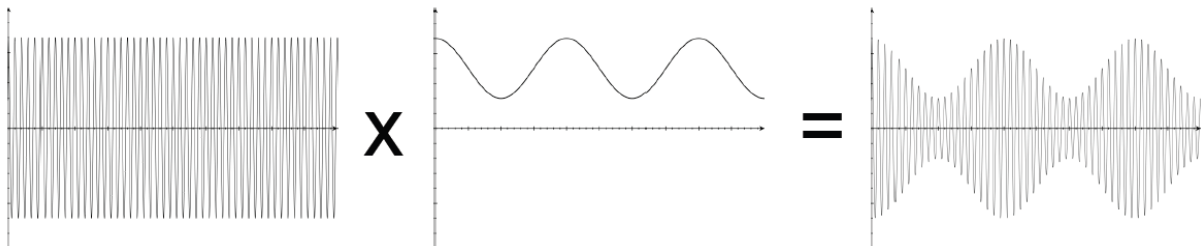


Figure I.38 : Modulation d'amplitude

– Taux de modulation :

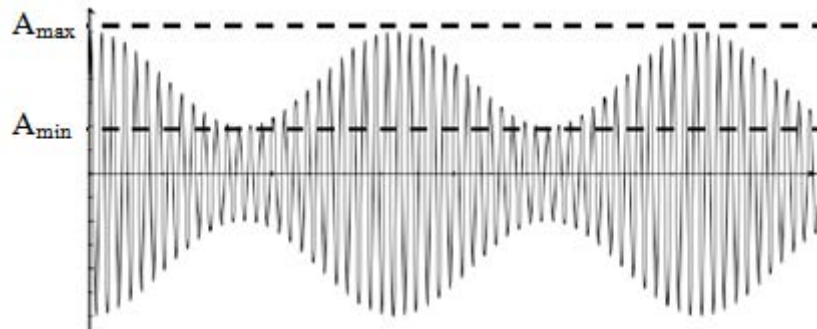


Figure I.39 : Signal modulé en amplitude

Signal modulé : l'amplitude est comprise entre les valeurs A_{min} et A_{max} .

On définit le taux de modulation par:

$$m = \frac{A_{max} - A_{min}}{A_{max} + A_{min}} \tag{I.76}$$

– Spectre du signal modulé :

Le signal pouvait être considéré comme la somme de plusieurs fonctions sinusoïdales. Ici, on a :

$$s(t) = [U + m \cdot U \cos(2\pi f_m t)] \cdot V \cos(2\pi f_p t) \tag{I.77}$$

$$s(t) = U \cdot V \cos(2\pi f_p t) + m \cdot U \cdot V \cos(2\pi f_m t) \cos(2\pi f_p t) \tag{I.78}$$

Or, on sait que :

$$\cos(a)\cos(b) = \frac{1}{2} [\cos(a + b) + \cos(a - b)] \tag{I.79}$$

$$s(t) = U \cdot V \cos(2\pi f_p t) + \frac{1}{2} m \cdot U \cdot V [\cos(2\pi(f_p + f_m) t) + \cos(2\pi(f_p - f_m) t)] \tag{I.80}$$

$$s(t) = U \cdot V \cos(2\pi f_p t) + \frac{1}{2} m \cdot U \cdot V \cos(2\pi(f_p + f_m) t) + \frac{1}{2} m \cdot U \cdot V \cos(2\pi(f_p - f_m) t) \tag{I.81}$$

On voit que le signal modulé peut être considéré comme la somme de trois signaux sinusoïdaux :

L'un de fréquence f_p , le deuxième de fréquence f_p+f_m , et le dernier de fréquence f_p-f_m

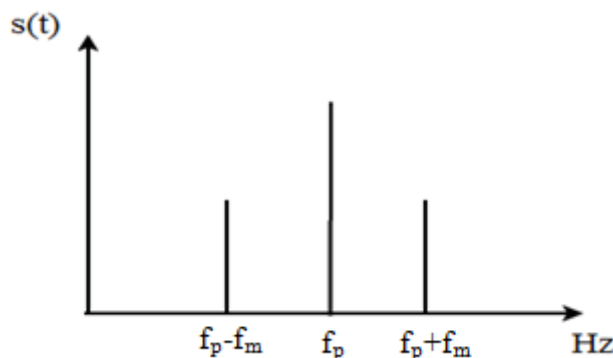


Figure I.40 : Spectre d'un signal modulé en amplitude

I.11 – Conclusion :

Ce premier chapitre développe les notions de vibrations mécaniques et leurs caractéristiques, qui peuvent être des bons indicateurs de l'état de fonctionnement d'une machine, ainsi que l'étude de quatre défauts (défaut de balourd, désalignement, défauts de roulement et défauts d'engrenage) susceptible d'affecter une machine tournante qui peuvent être la source de ces vibrations. Mais pour parvenir à modéliser les images vibratoires et interpréter convenablement les informations véhiculées par celles ci, qui nous mènent à la connaissance de l'état mécanique de la machine, il est important de maîtriser les concepts de traitement du signal et l'application des indicateurs adaptés à chaque type de défaut pour suivre son évolution dans le temps pour parvenir à faire un bon diagnostic beaucoup plus précoce.

CHAPITRE II

TRAITEMENT DU SIGNAL

II.1 – Introduction :

Le traitement du signal est la discipline qui développe et étudie les techniques de traitement, d'analyse et d'interprétation des signaux porteurs d'informations, qui peuvent provenir de sources très diverses, et dans notre cas, les signaux sont les vibrations générées par la machine surveillée qu'on ne peut pas étudier sont qu'ils soient passés par des étapes de traitement du signal (échantillonnage, filtrage...), le but de cette discipline est donc de réussir à extraire un maximum d'information utile sur un signal perturbé par du bruit en s'appuyant sur les ressources de l'électronique et de l'informatique.

II.2 – Définitions :

II.2.1 – Signal :

Un signal est la représentation physique de l'information, qu'il convoie de sa source à son destinataire. La description mathématique des signaux est l'objectif de la théorie du signal. Elle offre les moyens d'analyser, de concevoir et de caractériser des systèmes de traitement de l'information.

II.2.2 – Bruit :

Un bruit correspond à tout phénomène perturbateur gênant la transmission ou l'interprétation d'un signal.

II.2.3 – Rapport signal sur bruit :

Le rapport signal sur bruit (SNR = Signal to Noise Ratio), mesure la quantité de bruit contenue dans le signal. Il s'exprime par le rapport des puissances du signal (P_S) et du bruit (P_B). Il est souvent donné en décibels (dB).

$$(\text{SNR})_{\text{dB}} = 10 \log \frac{P_S}{P_B} \quad (\text{II.1})$$

II.3 – Représentation d'un signal [1] :

II.3.1 – Représentation temporelle :

Le signal vibratoire délivré par un capteur peut être représenté de différentes façons. La première est la représentation chaque événement en fonction de sa progression dans le temps (représentation temporelle). Cette représentation est utilisée pour suivre le comportement et l'évolution vibratoire d'une machine en fonction du temps.

Ce type de représentation temporelle est aisé à exploiter lorsque le signal délivré par le capteur est simple. Il est encore facile à exploiter lorsque ce signal a fait l'objet d'un traitement approprié (filtrage), mais il devient inextricable lorsque le signal a pour origine des sollicitations multiples.

II.3.2 – Représentation fréquentielle :

La représentation temporelle du signal vibratoire devient difficile à interpréter lorsque le signal est complexe, on a recherché à le représenter dans un diagramme amplitudes en fonction des fréquences appelé **spectre**. Avec ce type de représentation, chacune des composantes sinusoïdales élémentaires constituant le signal est parfaitement défini par son amplitude et sa fréquence.

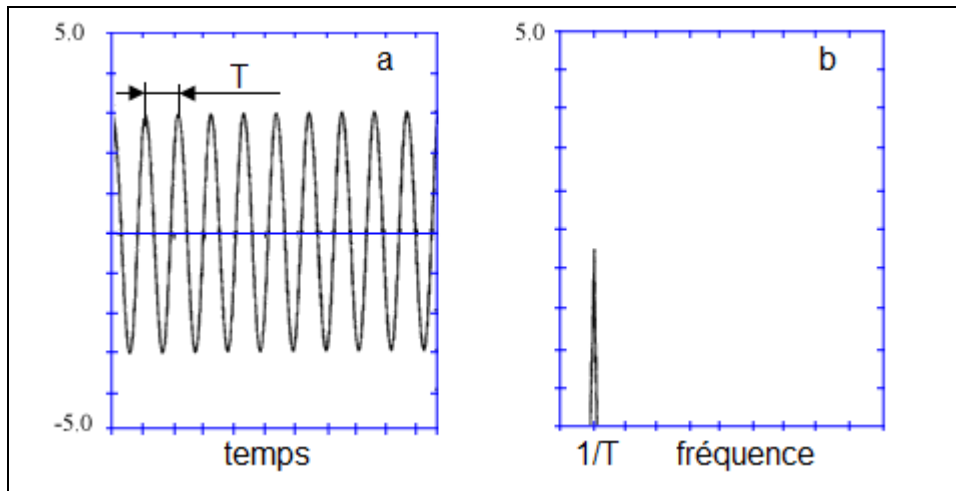


Figure II.1 : représentation temporelle (a), et Fréquentielle(b) d'un signal sinusoïdal

• **Intérêt pratique de l'analyse spectrale [1] :**

Toute anomalie affectant une machine tournante (balourd, désalignement, phénomène de tourbillon d'huile, déformation d'arbre, jeu excessif, desserrage de palier, défaut de roulement ou d'accouplement, anomalie électromagnétique affectant le rotor ou le stator d'un moteur, engrènement défectueux...) se traduit par des vibrations dont les fréquences correspondent aux fréquences fondamentales des forces qui les induisent et à leurs harmoniques (Harmonique: composante dont la fréquence est un multiple d'une fréquence de base appelée fréquence fondamentale). La connaissance de la cinématique de la machine permet, sinon d'identifier l'anomalie, tout au moins de la localiser, de suivre l'évolution des amplitudes des vibrations qu'elle induit et, de ce fait, d'en apprécier la gravité. Un spectre est un graphe dans lequel sont représentées les amplitudes et les fréquences de toutes les composantes vibratoires induites par le fonctionnement d'une machine. Chaque composante est représentée par un segment vertical appelé raie dont l'abscisse représente la fréquence et l'ordonnée l'amplitude. L'interprétation d'un spectre consiste dans un premier temps à trouver l'origine cinématique de chaque composante ou famille de composantes constituant le signal.

L'interprétation d'un spectre sera d'autant plus précise et pertinente que le diagnosticien sera en possession d'un maximum de renseignements concernant les conditions d'exploitation, les principes de fonctionnement, les modes de vieillissement et surtout la cinématique de la machine :

- la vitesse de rotation d'un arbre
- le nombre d'éléments roulants sur un roulement ;
- le nombre de dents des engrenages et le type de denture ;
- le nombre d'encoches, le nombre de pales d'un ventilateur ;
- ...

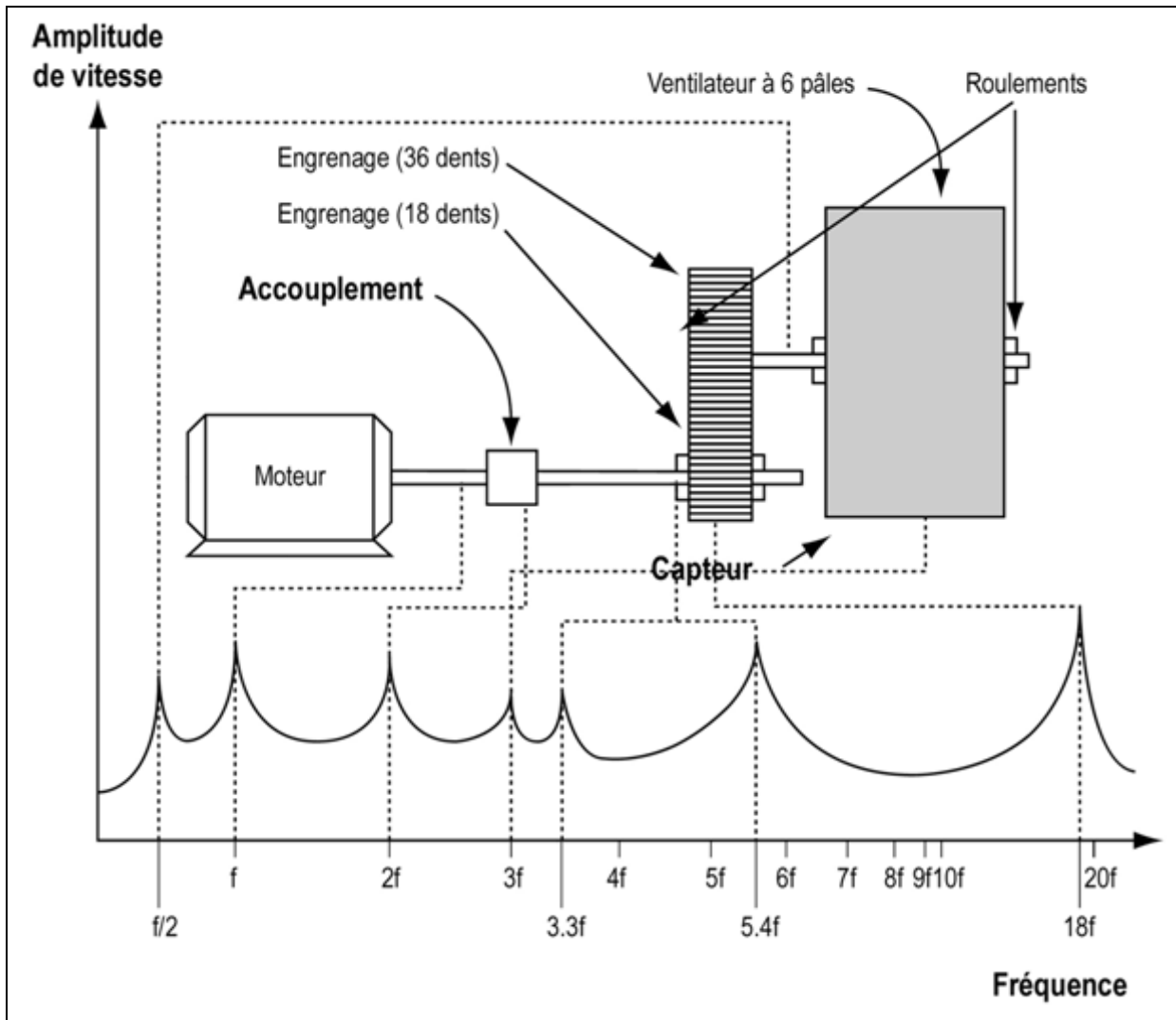


Figure II.2 : Exemple d'interprétation d'un spectre

II.4 – Classification des signaux :

On peut envisager plusieurs modes de classification pour les signaux suivant leurs propriétés.

II.4.1 – Classification phénoménologique :

On compte plusieurs types de signaux, comme les signaux périodiques, stationnaires, non stationnaires, déterministes,....etc.

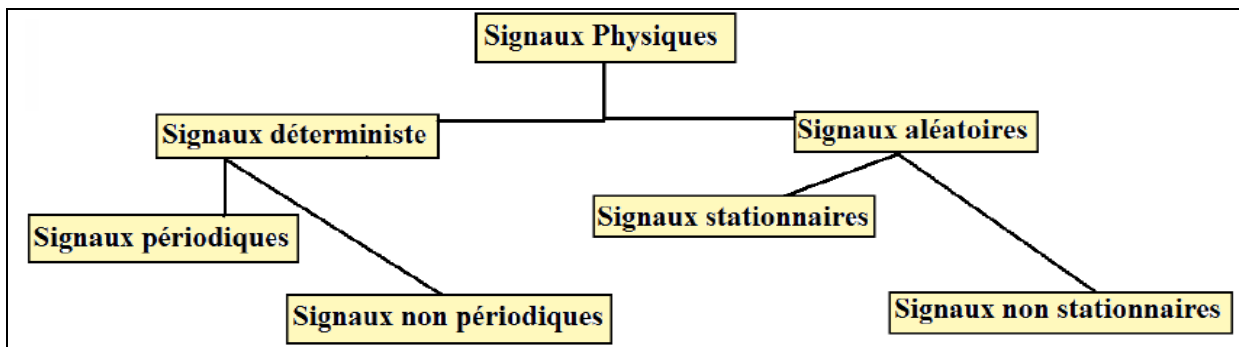


Figure II.3 : Types de signaux vibratoires

II.4.1.a – Signaux déterministes :

Un signal est appelé déterministe s'il est possible de déterminer son amplitude pour tout instant « t ». Un tel signal peut être défini par une expression mathématique ou par un graphique. Ils peuvent être périodiques et non périodiques.

- **Périodiques** : Si la propriété suivante est vérifiée : $x(t+nT)=x(t)$ pour toute valeur de n. « n » étant un entier.
- **Non périodiques** : un signal est dit non périodiques s'il n'est pas périodique, mais, existe à tout instant « t ».

II.4.1.b – Signaux aléatoire :

Les signaux aléatoires sont caractérisés par le fait qu'il n'est pas possible de prédire leur amplitude à un instant donné.

– **Remarque :**

On appelle signal non-stationnaire tout signal dont le contenu fréquentiel change dans le temps. Il suffit qu'une seule propriété statistique ou une seule composante fréquentielle soit variable dans le temps pour que l'on puisse parler de signal non-stationnaire.

II.4.2 – Classification énergétique :

On considère l'énergie des signaux. On distingue :

II.4.2.a – Les signaux à énergie finie : il possède une puissance moyenne nulle et une énergie finie.

II.4.2.b – Les signaux à puissance moyenne finie :

Il possède une énergie infinie et sont donc physiquement irréalisable.

Avec :

Energie d'un signal $x(t)$:

$$W_x = \int_{-\infty}^{+\infty} |x(t)|^2 dt \quad (\text{II.2})$$

Puissance d'un signal $x(t)$:

$$P_x = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} |x(t)|^2 dt \quad (\text{II.3})$$

II.4.3 – Signaux particuliers :

Afin de simplifier les opérations ainsi que les formules obtenues, certains signaux fréquemment rencontrés en traitement du signal dispose d'une modélisation propre.

II.4.3.a – Fonction rectangulaire :

$$\text{rect}\left(\frac{t}{T}\right) = \begin{cases} 1 & \text{pour } \left| \frac{t}{T} \right| < \frac{1}{2} \\ 0 & \text{pour } \left| \frac{t}{T} \right| > \frac{1}{2} \end{cases} \quad (\text{II.4})$$

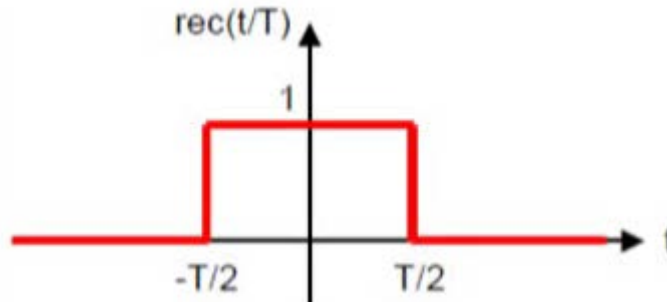


Figure II.4 : Fonction rectangulaire

On l'appelle aussi fonction porte.
Elle sert de fonction de fenêtrage élémentaire.

II.4.3.b – Impulsion de Dirac :

L'impulsion de Dirac correspond à une fonction porte dont la largeur T tendrait vers 0 et dont l'aire est égale à 1.

$$\delta(t) = \begin{cases} \infty & \text{pour } t = 0 \\ 0 & \text{pour } t \neq 0 \end{cases} \tag{II.5}$$

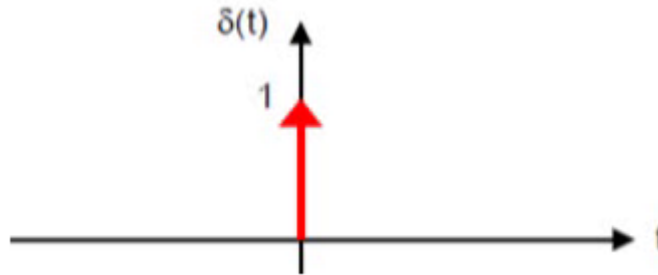


Figure II.5 : Impulsion de Dirac

$\delta(t)$ ne peut être représentée graphiquement. On la schématise par le symbole \uparrow^1
Le 1 marqué sur la flèche pleine représente l'aire de cette impulsion (et non la hauteur de l'impulsion).

➤ **Propriétés :**

○ **Intégrale :**

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \delta(t) dt = 1 \tag{II.6}$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot \delta(t) dt = x(0) \tag{II.7}$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot \delta(t - t_0) dt = x(t_0) \tag{II.8}$$

○ **Produit :**

$$x(t) \cdot \delta(t) = x(0) \cdot \delta(t) = x(0) \tag{II.9}$$

$$x(t) \cdot \delta(t - t_0) = x(t_0) \tag{II.10}$$

○ **Identité :**

$$x(t) * \delta(t) = x(t) \tag{II.11}$$

○ **Translation :**

$$x(t) * \delta(t - t_0) = x(t - t_0) \tag{II.12}$$

$$x(t - t_1) * \delta(t - t_0) = x(t - t_1 - t_0) \tag{II.13}$$

○ **Changement de variable :**

$$\delta(a \cdot t) = |a|^{-1} \cdot \delta(t) \tag{II.14}$$

Avec en particulier

$$\delta(\omega) = \frac{1}{2\pi f} \delta(t) \tag{II.15}$$

Remarque :

Un signal physique $y(t)$ correspondant au passage d'un état (1) vers un état (2) pourra être considéré comme une impulsion chaque fois que son temps de montée t_m sera négligeable devant les autres temps mis en jeu dans le circuit. Il en est de même pour un échelon.

II.4.3.c – Peigne de Dirac :

On appelle peigne de Dirac une succession périodique d'impulsions de Dirac

$$\delta_T(t) = \sum_{K=-\infty}^{+\infty} \delta(t - KT) \tag{II.16}$$

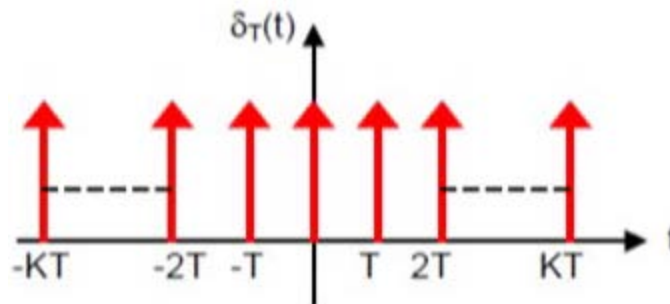


Figure II.6 : Peigne de Dirac

T est la période du peigne.

Cette suite est parfois appelée train d'impulsions ou fonction d'échantillonnage.

Ce type de signal est principalement utilisé en échantillonnage.

II.4.3.d – Fonction sinus cardinal :

$$\text{sinc}(t) = \frac{\sin(\pi t)}{\pi t} \tag{II.17}$$

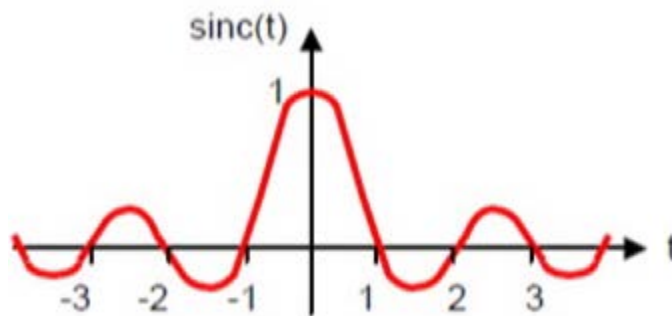


Figure II.7 : Fonction sinus cardinal

➤ **Propriétés :**

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \text{sinc}(t) dt = 1 \tag{II.18}$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \text{sinc}^2(t) dt = 1 \quad (\text{II.19})$$

II.5 – Transformée de Fourier :

L'analyse spectrale permet de décomposer un signal complexe en ses constituants de base. La représentation conventionnelle d'un signal tel qu'il est délivré par un capteur se fait dans le domaine temporel (amplitude en fonction du temps).

L'analyse spectrale permet de représenter l'amplitude du signal en fonction de la fréquence.

II.5.1 – Cas des signaux périodiques:

Toute fonction périodique $s(t)$ de période $T_0 (= 1/f_0)$ peut être considérée comme la somme de fonctions sinusoïdales de fréquence f multiple de la fréquence f_0 dite fréquence fondamentale (décomposition en série de Fourier).

Pour tout signal $s(t)$ réel où $s(t) = s(t + T_0)$, on peut écrire :

$$s(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{+\infty} [a_n \cos(n\omega_0 t) + b_n \sin(n\omega_0 t)] \quad (\text{II.20})$$

Où :

$$\omega_0 = 2\pi f_0 \quad (\text{II.21})$$

Où a_n et b_n sont les coefficients de la série de Fourier calculés à partir des relations suivante :

$$a_0 = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} s(t) dt \quad (\text{II.22})$$

$$a_n = \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} s(t) \cos(n\omega_0 t) dt \quad (\text{II.23})$$

$$b_n = \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} s(t) \sin(n\omega_0 t) dt \quad (\text{II.24})$$

On appelle le signal de pulsation ω_0 le fondamental.

On appelle les signaux de pulsation $n \cdot \omega_0$ les harmoniques de rang n .

La valeur de a_0 représente la valeur moyenne de $s(t)$.

Seules la représentation unilatérale (fréquences positive) a une réalité physique.

La décomposition fréquentielle se $s(t)$ s'écrit :

$$s(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{+\infty} [c_n \cos(n\omega_0 t + \varphi)] \quad (\text{II.25})$$

Avec :

$$c_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (\text{II.26})$$

$$\varphi_n = -\frac{b_n}{a_n} \quad (\text{II.27})$$

Le spectre de Fourier d'un signal périodique est un spectre discret. Il est donc constitué d'une composante de fréquence nulle d'amplitude a_0 et d'un peigne de raies espacées de f_0 et d'amplitude c_n .

II.5.2 – Cas des signaux non périodiques :

L'intégrale de Fourier permet d'obtenir une représentation d'un signal $s(t)$ dans le domaine fréquentiel en associant à ce dernier sa transformée de Fourier $S(f)$ appelée spectre :

$$S(f) = \text{TF}[s(t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t)e^{-j2\pi ft} dt \tag{II.28}$$

Si cette transformée existe, la transformée de Fourier inverse est donnée par :

$$s(t) = \text{TF}^{-1}[S(f)] = \int_{-\infty}^{+\infty} S(f)e^{j2\pi ft} df \tag{II.29}$$

$S(f)$ est appelée spectre complexe.

II.5.3 – Propriétés de la Transformée de Fourier :

	$s(t)$	$S(f)$
Linéarité	$\alpha \cdot s(t) + \beta \cdot r(t)$	$\alpha \cdot S(f) + \beta \cdot R(f)$
Translation	$s(t - t_0)$	$e^{-j2\pi f t_0} S(f)$
	$e^{j2\pi f_0 t} s(t)$	$S(f - f_0)$
Conjugaison	$s^*(t)$	$S^*(-f)$
Dérivation	$\frac{d^n s(t)}{dt^n}$	$(j2\pi f)^n S(f)$
Dilatation	$s(at)$ avec $a \neq 0$	$\frac{1}{ a } S\left(\frac{f}{a}\right)$
Convolution	$s(t) * r(t)$	$S(f) \cdot R(f)$
	$s(t) \cdot r(t)$	$S(f) * R(f)$

Tableau(3) : Propriétés Transformée de Fourier

II.5.4 – Transformées de Fourier de quelques fonctions courantes :

II.5.4.a– Transformée de Fourier d'une fonction sinusoïdale :

$$x(t) = A \cos(2\pi f_0 t) \Rightarrow X(f) = \frac{A}{2} [(\delta(f - f_0) + (\delta(f + f_0)))] \tag{II.30}$$

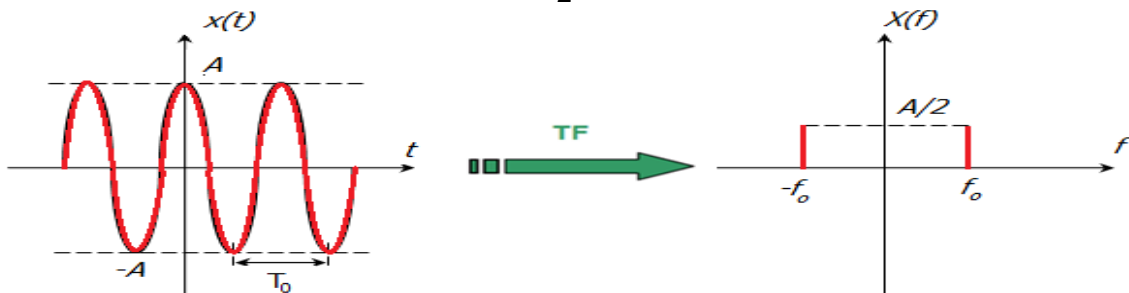


Figure II.8 : Transformée de Fourier d'une fonction sinusoïdale

II.5.4.b – Transformée de Fourier de la distribution de Dirac :

$$x(t) = \delta(t) \Rightarrow X(f) = 1 \tag{II.31}$$

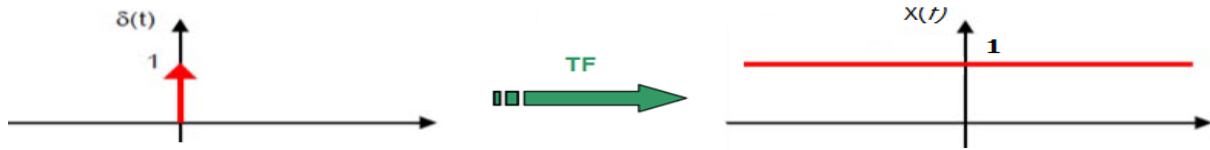


Figure II.9 : Transformée de Fourier de la distribution de Dirac

II.5.4.c – Transformée de Fourier d’un peigne de Dirac :

$$TF[\delta_T(t)] = \frac{1}{T_e} \sum_{k \rightarrow -\infty}^{+\infty} \delta(f - kf_e) \tag{II.32}$$

La transformée de Fourier d'un peigne de Dirac (en temps) est un peigne de Dirac (en fréquence).

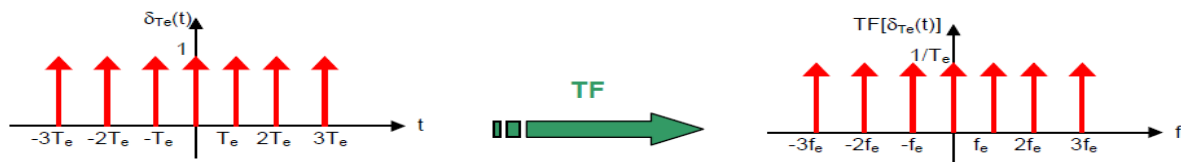


Figure II.10 : Transformée de Fourier d’un peigne de Dirac

II.5.4.d – Transformée de Fourier d’une impulsion rectangulaire :

$$TF \left[\text{rect} \left(\frac{t}{T} \right) \right] = \frac{1}{\pi f} \sin(\pi f T) \tag{II.33}$$

Comme $\text{sinc}(t) = \frac{\sin(\pi t)}{\pi t}$

$$TF \left[\text{rect} \left(\frac{t}{T} \right) \right] = T \text{sinc}(Tf) \tag{II.34}$$

La transformée de Fourier d'une fonction porte est un sinus cardinal.

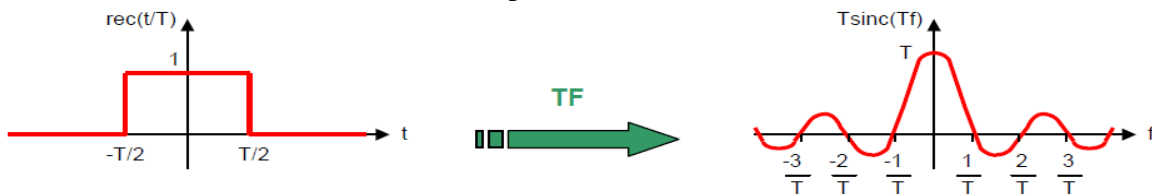


Figure II.11 : Transformée de Fourier d’une impulsion rectangulaire

II.6 – Transformée de Fourier discrète :

On appelle transformée de Fourier discrète d’une suite de N termes $x(0), x(1), \dots, x(N-1)$, la suite de N termes $X(0), X(1), \dots, X(N-1)$, définis par :

$$X(f) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-j2\pi \frac{nf}{N}} \tag{II.35}$$

En pratique, les N termes $x(n)$ peuvent être N échantillons d'un signal analogique échantillonné: $x_n = x(nT_e)$ et les N termes $X(f)$ correspondre à une approximation (à un facteur multiplicatif T_e près) de la transformée de Fourier de ce signal aux N points de fréquence $f_k = kf_e/N$, avec k entre 0 et $N-1$, c'est-à-dire f entre 0 et f_e .

II.6.1 – Processus de calcul de la TFD :

Le calcul de la transformée de Fourier discrète (TFD) nécessite en premier lieu d'échantillonner le signal. Le calcul proprement dit doit obligatoirement s'effectuer sur un nombre fini N d'échantillons, ce nombre est toujours une puissance de 2 et généralement l'échantillonnage de base se fait sur **1 024** échantillons (2^{10}) ou parfois sur **2 028** échantillons (2^{11}). Calculer la transformée de Fourier sur un nombre fini d'échantillons revient à assimiler le signal à analyser à un signal motif de durée Δt égale à N/f_e (f_e : fréquence d'échantillonnage) et à le rendre périodique en le convolant par un peigne de Dirac de pas Δt ces trois opérations (échantillonnage, limitation temporelle et périodisation) apportent de profondes modifications au spectre du signal réel dont il est important de mesurer les conséquences et de connaître les palliatifs utilisés pour en limiter les effets.

II.6.2 – Inversion de la TFD :

$$x(n) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} X(f) e^{j2\pi \frac{nf}{N}} \quad (\text{II.36})$$

II.7 – Transformée de Fourier Rapide TFR :

La Transformée de Fourier Rapide (sigle anglais : FFT ou Fast Fourier Transforme) est simplement une TFD calculée selon un algorithme permettant de réduire le nombre d'opérations et, en particulier, le nombre de multiplications à effectuer.

L'application principale de l'analyse FFT est la mise en évidence des périodicités du signal et le calcul de "l'énergie" contenue dans le signal pour chacune des fréquences.

Aussi, l'analyse FFT sert à observer des signaux qui ne sont pas périodiques (aléatoires par exemple). Cette extension de capacité du calcul FFT, qui n'est pas naturelle pour ce type de signal, appelle à la plus grande prudence dans l'interprétation des résultats.

II.8 – Produit de convolution :

Le produit de convolution est un outil qui permet de trouver de manière simple la réponse d'un système linéaire à un signal d'entrée. Le produit de convolution d'un signal $s(t)$ par un autre $h(t)$ est donné par :

$$s(t) * h(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(k)h(t - k)dk \quad (\text{II.37})$$

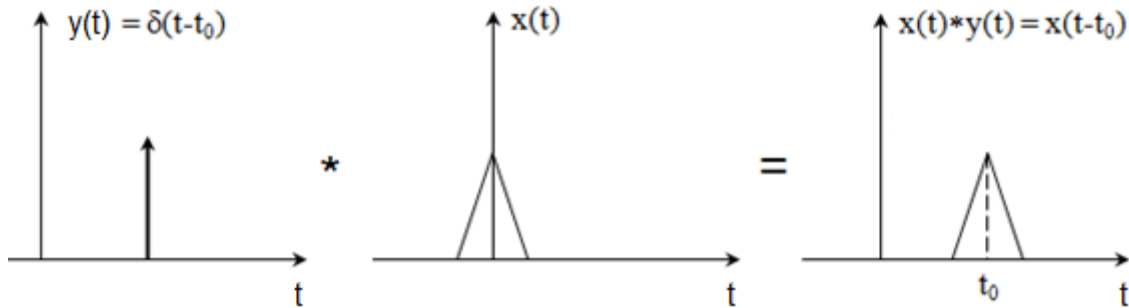


Figure II.12 : Produit de convolution d'une fonction par une impulsion de Dirac tradatée

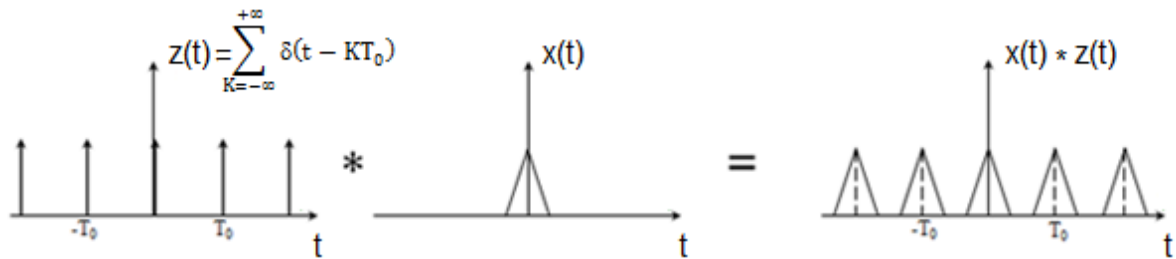


Figure II.13 : Produit de convolution d'une fonction par un peigne de Dirac

II.9 – Effet d'échantillonnage :

II.9.1 – Définition

L'échantillonnage consiste à prélever à des instants précis, le plus souvent équidistants, les valeurs instantanées d'un signal. Le signal analogique $s(t)$, continu dans le temps, est alors représenté par un ensemble de valeur discrète :

$$s_e(t) = s(n \cdot T_e) \text{ avec :}$$

n Entier
 T_e : Période d'échantillonnage.

Cette opération est réalisée par la multiplication du signal continu $s(t)$ et d'un peigne de Dirac de période T_e souvent symbolisé par un interrupteur.

$$s_e(t) = s(t) \cdot \delta_{T_e}(t) = s(t) \sum_{n \rightarrow -\infty}^{+\infty} \delta(t - nT_e) = s(nT_e) \sum_{n \rightarrow -\infty}^{+\infty} \delta(t - nT_e) \tag{II.38}$$

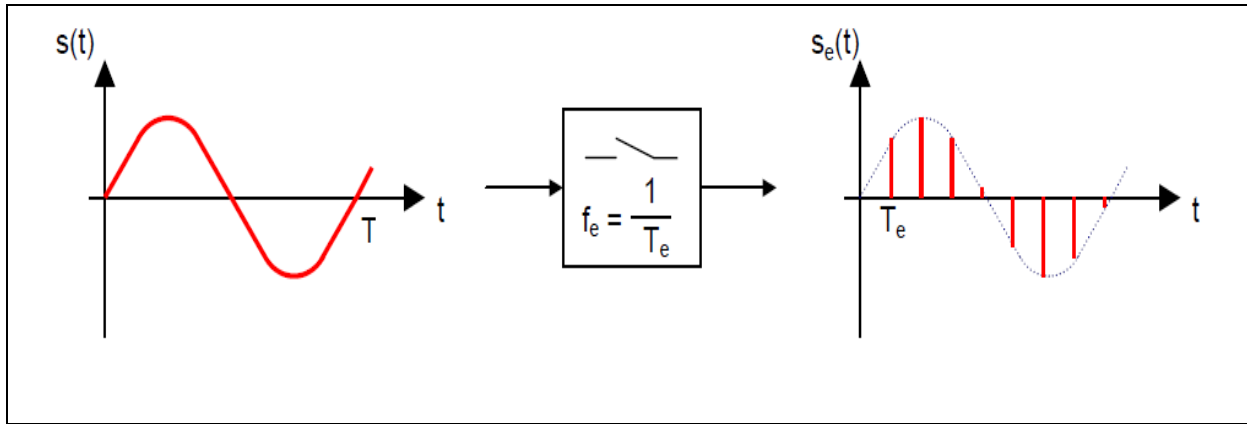


Figure II.14 : Effet d'échantillonnage

Le spectre du signal échantillonné est donc le suivant :

$$S_e(f) = \frac{1}{T_e} \sum_{n \rightarrow -\infty}^{+\infty} S(f) * \delta(f - nf_e) \quad \Rightarrow \quad S_e(f) = \frac{1}{T_e} \sum_{n \rightarrow -\infty}^{+\infty} S(f - nf_e) \quad \text{(II.39)}$$

On obtient donc un spectre infini qui provient de la périodisation du spectre du signal d'origine autour des multiples de la fréquence d'échantillonnage.

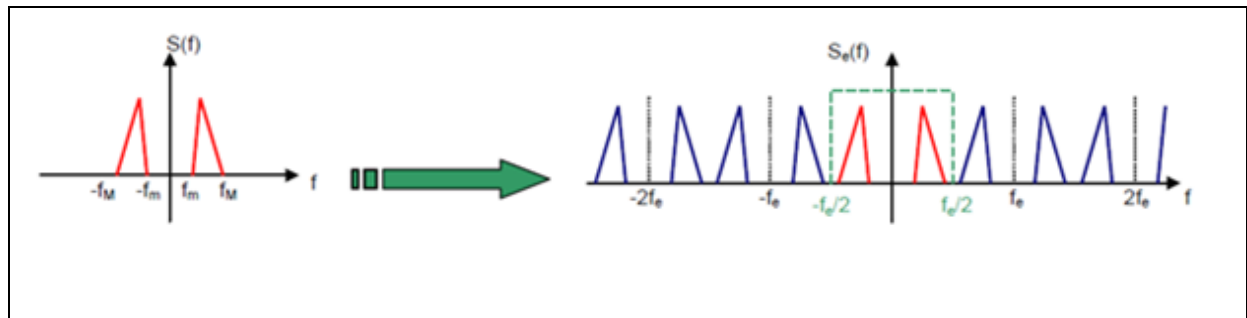


Figure II.15 : spectre du signal échantillonné

II.9.2 – Rapidité ou choix de la fréquence d'échantillonnage :

Le premier paramètre à fixer est la vitesse à laquelle seront prélevés les échantillons pour que la reconstruction du signal de sortie soit fidèle au signal d'entrée. La fréquence d'échantillonnage doit être suffisamment grande. En effet, si celle-ci est trop faible, les variations rapides du signal ne pourront être retranscrites.

Voici deux exemples d'échantillonnage du même signal pour deux fréquences

$$f_{e1} = \frac{1}{T_{e1}} \quad \text{et} \quad f_{e2} = \frac{1}{T_{e2}} \quad \text{(II.40)}$$

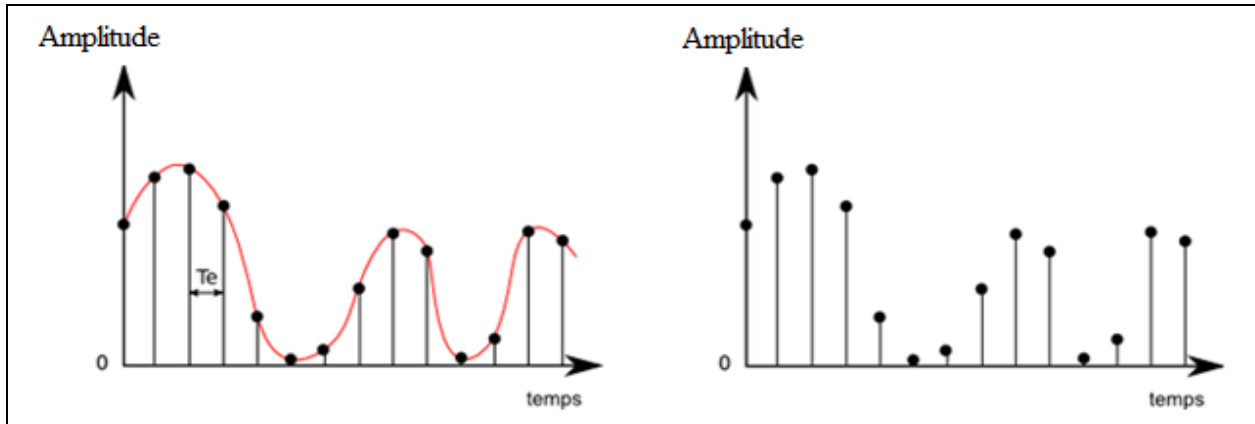


Figure II.16 : Signal échantillonné à T_{e1}

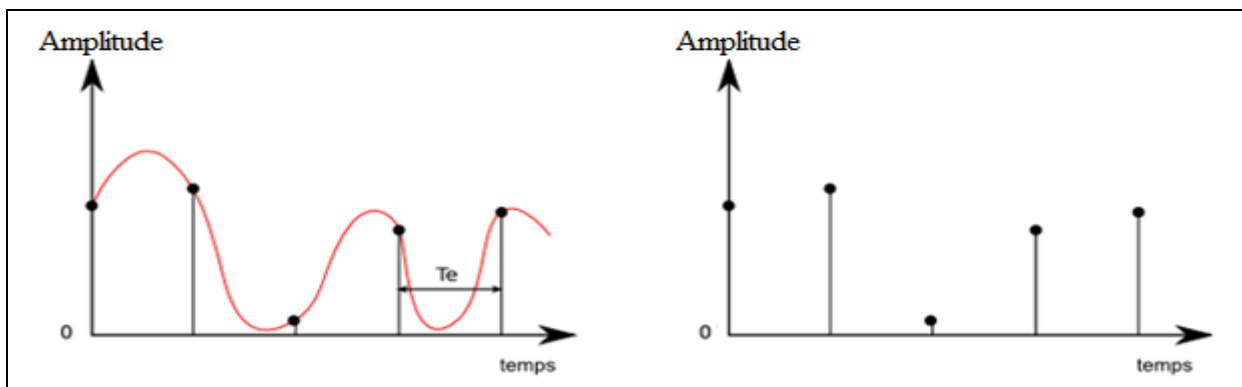


Figure II.17 : Signal échantillonné à $T_{e2} > T_{e1}$

Dans le premier exemple, la fréquence d'échantillonnage choisie permet de reproduire les variations du signal. Par contre dans le second exemple, il est clair que les échantillons recueillis ne sont pas suffisants pour reconstruire le signal d'origine.

II.9.3 – Théorème de Shannon :

Le théorème de Shannon permet de connaître la fréquence d'échantillonnage à choisir pour un signal donné :

Pour reconstruire un signal de sortie de manière fidèle au signal d'entrée, il faut choisir une fréquence d'échantillonnage au moins deux fois supérieure à la fréquence maximale contenue dans le signal d'entrée.

$$f_e > 2f_{\max} \tag{II.41}$$

Si cette règle n'est pas respectée, des fréquences parasites qui n'appartiennent pas au signal de départ apparaissent. Ce phénomène est le repliement spectral. Les deux exemples ci-dessous montrent les spectres obtenus lorsque f_e respecte le critère de Shannon figure II.18 et lorsque f_e ne respecte pas le critère de Shannon figure II.19.

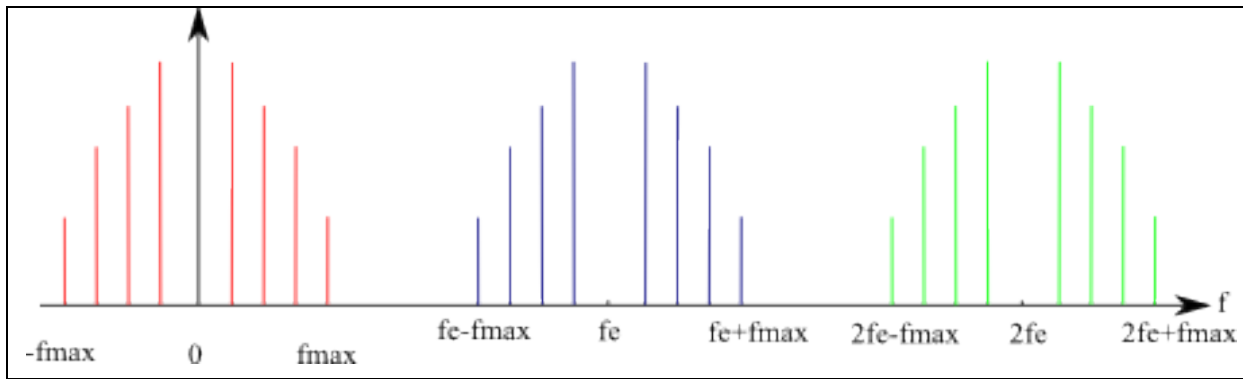


Figure II.18 : Spectre d'un signal quelconque échantillonné à $f_e > 2f_{\max}$

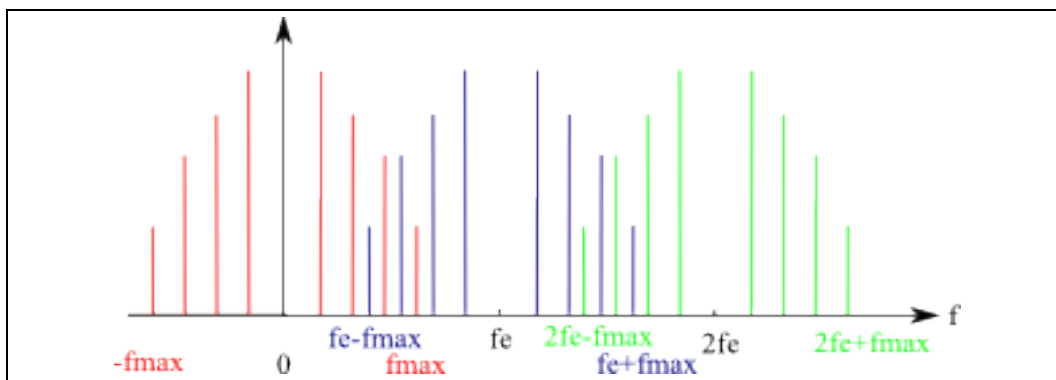


Figure II.19 : Spectre d'un signal quelconque échantillonné à $f_e < 2f_{\max}$

Lorsque le critère de Shannon n'est pas respecté, la fréquence d'échantillonnage est trop proche de la fréquence maximale du signal et on observe le mélange des fréquences hautes et des fréquences plus basses.

On observe que dans les deux exemples ci-dessus il devient impossible d'effectuer une séparation correcte des fréquences lorsque le critère de Shannon n'est pas respecté.

II.9.4 – Filtre anti-repliement [1] :

Cependant, comme cette fréquence f_{\max} est inconnue, on procède de façon inverse en utilisant un filtre passe-bas très sélectif, appelé **filtre anti-repliement** figure II.20, qui limite la plage d'analyse du signal à moins de la moitié de la fréquence d'échantillonnage. L'analyseur de spectres impose la fréquence d'échantillonnage qui doit être guidé par les fréquences cinématiques de la machine ainsi que des images vibratoires des défauts susceptibles de l'affecter. Cette dernière est souvent égale à :

$$f_e = 2.56 f_{\max} \quad (\text{II.42})$$

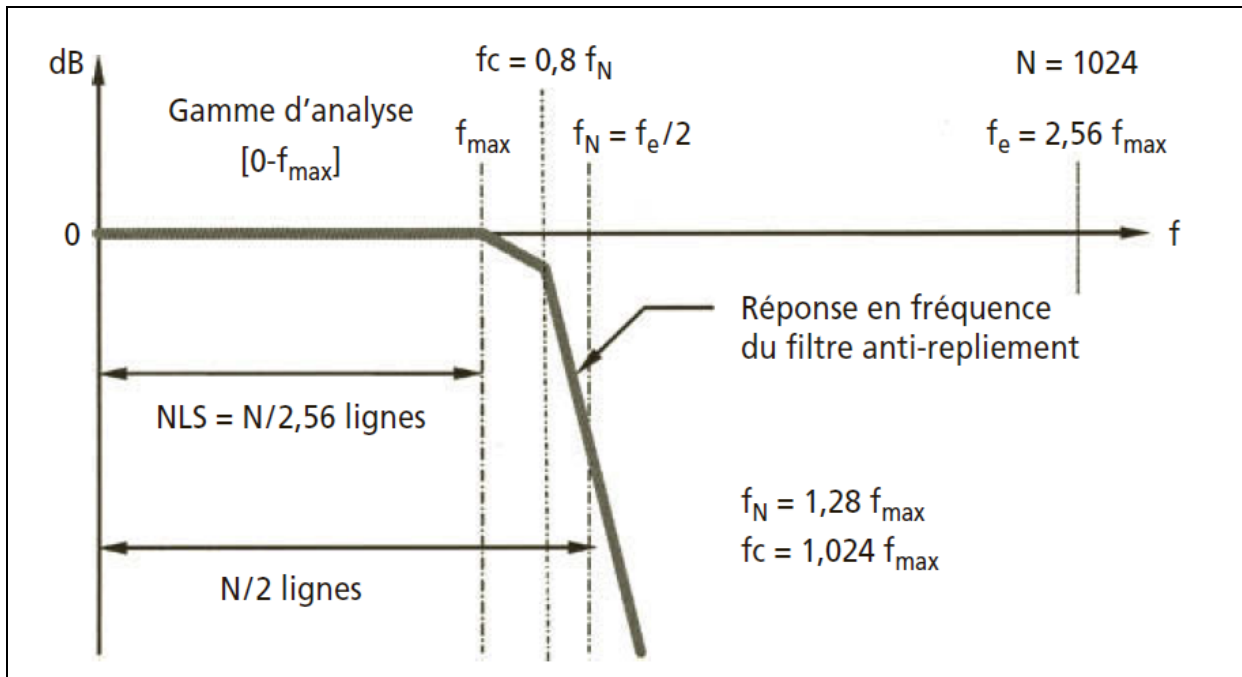


Figure II.20 : Représentation de filtre anti-repliement

II.10 – Effet de fenêtrage et de périodisation [1] :

En théorie, le calcul de la transformée de Fourier devrait s'effectuer sur un signal dont la durée est infinie. Or, dans la pratique, cette transformée ne peut bien sûr se calculer que sur une **fenêtre temporelle** de largeur Δt . Il est donc nécessaire de considérer que le signal est nul en dehors de cette fenêtre et de le rendre « artificiellement » infini en le répétant identique à lui-même. La période de ce nouveau signal devient alors Δt et cette **périodisation** du signal a pour effet d'échantillonner le spectre à une fréquence Δf , appelée résolution ou finesse d'analyse telle que :

$$\Delta f = 1/\Delta t \quad (\text{II.43})$$

Le spectre du signal n'est alors connu de manière parfaite que pour une suite de points espacés de Δf . Il en résulte des erreurs parfois importantes sur l'amplitude et la fréquence des composantes élémentaires du signal si la fréquence de ces dernières ne correspond pas à un multiple entier de la résolution Δf . Le spectre par effet de périodisation étant échantillonné avec pour pas Δf aura une forme très différente selon que les fréquences des composantes le constituant seront des multiples ou non de ce dernier ou inversement que la fenêtre temporelle contiendra ou non un nombre entier de périodes de chaque composante constituant le signal.

II.10.1 – La fenêtre temporelle contient un nombre entier de périodes du signal à analyser :

Le signal périodisé et sa dérivée sont continus aux points de raccordement. Le spectre du signal considéré est alors constitué d'une seule ligne spectrale puisque le pas d'échantillonnage coïncide alors avec les zéros de la transformée de Fourier de la fenêtre temporelle.

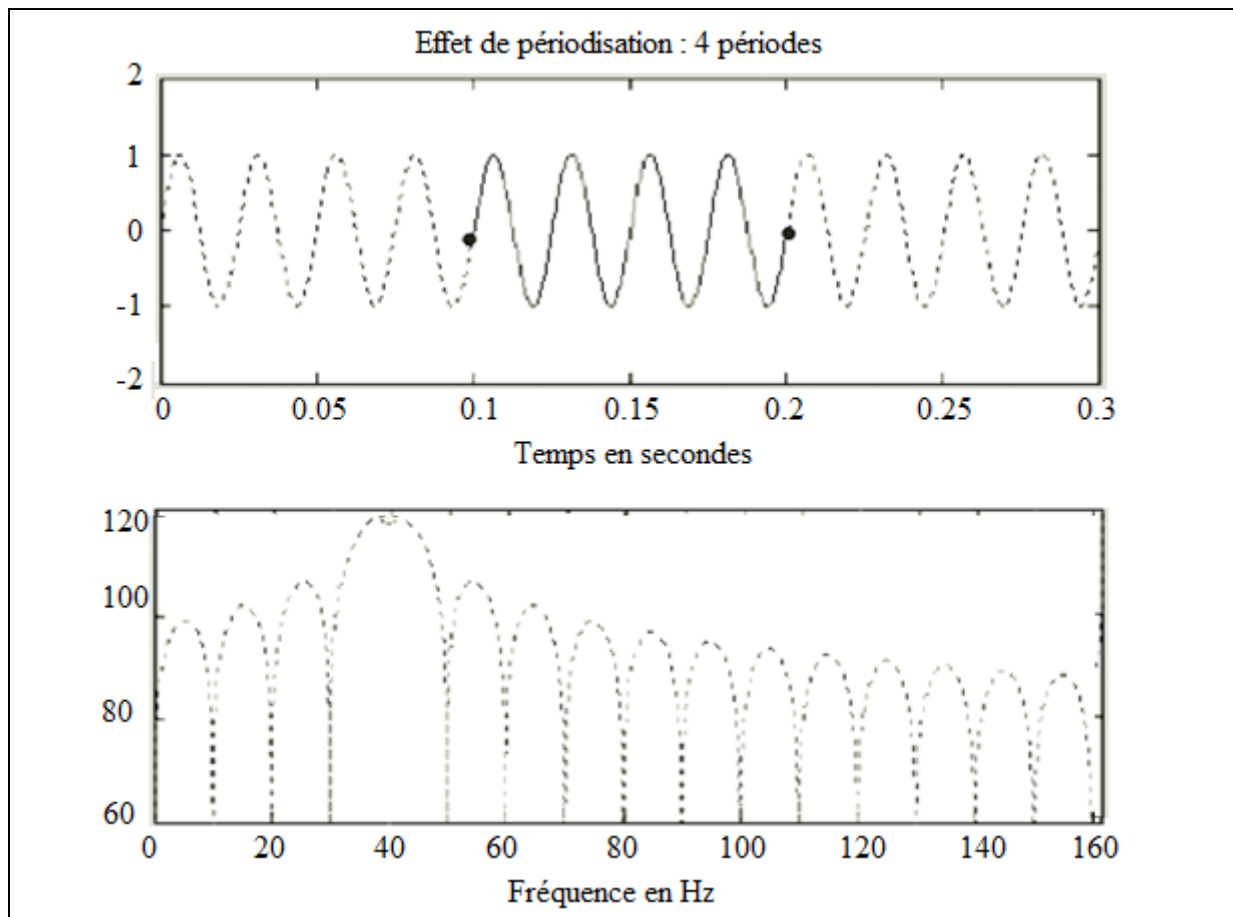


Figure II.21 : La fenêtre temporelle contient un nombre entier de périodes du signal à analyser.

II.10.2 – La fenêtre temporelle ne contient pas un nombre entier de période du signal à analyser :

Le signal périodisé ou sa dérivée sont discontinus aux points de raccordement. Le spectre du signal considéré est constitué d'un grand nombre de lignes spectrales d'amplitude décroissante de part et d'autre de la ligne spectrale centrale puisque les zéros de la transformée de Fourier de la fenêtre temporelle ne peuvent plus coïncider avec le pas d'échantillonnage.

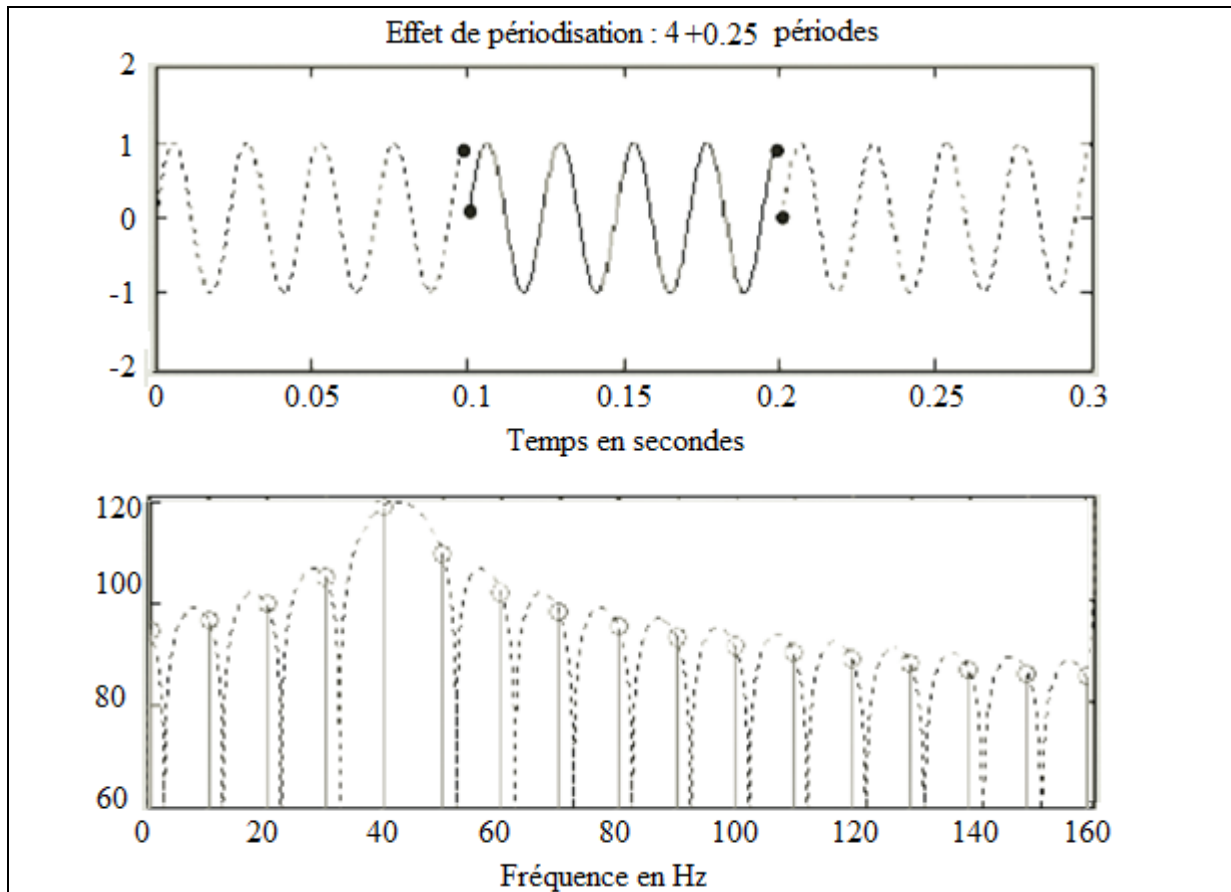


Figure II.22 : La fenêtre temporelle ne contient pas un nombre entier de période du signal à analyser

II.10.3 – Fenêtre de pondération :

Si la largeur de la fenêtre d'observation Δt ne correspond pas à un multiple entier de la période de chaque composante élémentaire constituant le signal, il apparaît dans le spectre un grand nombre de composantes fictives qui peuvent considérablement en « brouiller » la lisibilité. Cette dernière peut être significativement améliorée en rendant continu le signal périodisé en le multipliant par une pondération qui l'annule aux extrémités de sa fenêtre temporelle. La fenêtre de pondération la plus utilisée pour l'analyse des vibrations induites par des machines tournantes est la fenêtre de Hanning, figure II.23.

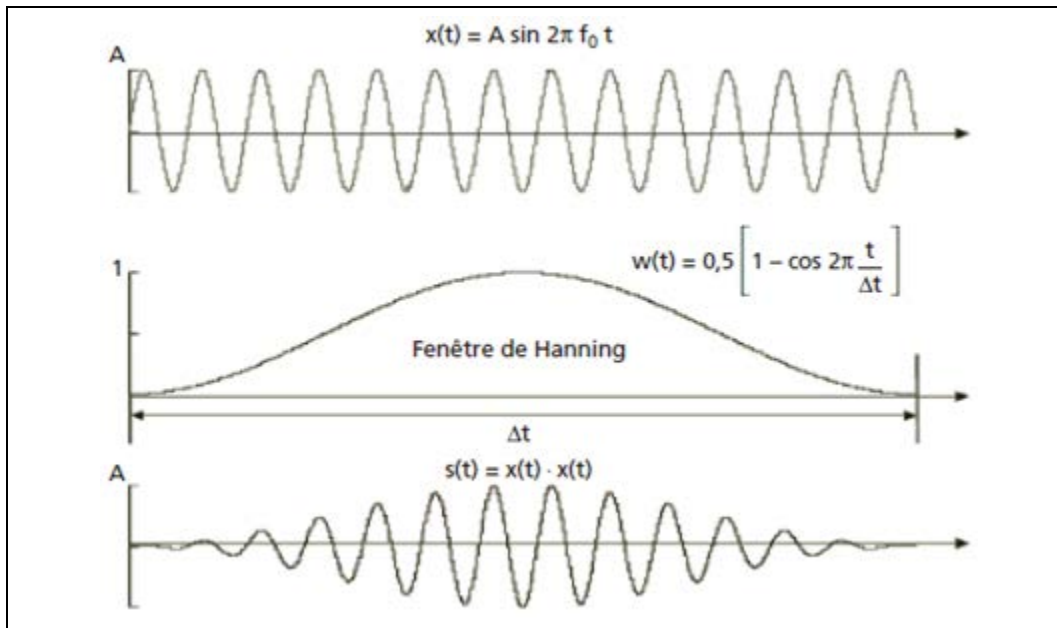


Figure II.23 : Impact de la fenêtre de Hanning sur la forme d'un signal

II.10.4 – Temps d'acquisition du signal et résolution spectrale :

Le temps d'acquisition Δt d'un bloc de N points est inversement proportionnel à la largeur B de la plage de fréquences dans laquelle on veut calculer le spectre :

$$\Delta t = \frac{N}{f_e} = \frac{N}{2.56 B} = \frac{NLS}{B} = \frac{1}{\Delta f} \quad (\text{II.44})$$

NLS : Nombre de lignes spectrales.

Le temps d'acquisition Δt d'un bloc de données et la résolution Δf sont liés par la relation :

$$\Delta t \Delta f = 1 \quad (\text{II.45})$$

II.11 – Le moyennage spectral [1] :

II.11.1 – La représentativité d'un spectre :

Un spectre correspond à la transformée de Fourier d'une fraction de signal dont la longueur Δt dépend de la gamme d'analyse et du nombre de lignes spectrales choisis. Or, dans le cas d'une machine tournante, la reproductibilité des mesures nécessaire pour mettre en évidence le caractère périodique d'un phénomène réclame l'analyse du signal sur une durée T représentant au minimum une cinquantaine de rotations de la ligne d'arbres considérée.

Suivant la gamme d'analyse, le nombre de lignes spectrales choisis et la vitesse de rotation de cette dernière, la largeur de la fenêtre temporelle Δt permettant le calcul d'un spectre peut être très faible devant la durée T nécessaire à l'analyse du signal. Un seul spectre peut alors représenter un nombre de rotations insuffisant voire seulement une fraction de tour et de ce fait, être non reproductible, voire impossible à interpréter. Si k est la partie entière du rapport $T/\Delta t$, on se doit donc de procéder à une partition de la portion de signal de longueur T en k blocs de données de même longueur, et de calculer le spectre correspondant à chaque bloc. Compte tenu des difficultés de représentation d'un grand nombre de spectres en cascade, il est courant de réduire les données en considérant un spectre fictif appelé spectre moyenné

dont l'amplitude de chaque ligne spectrale de rang i représente la moyenne arithmétique des amplitudes des lignes spectrales de même rang issues de chaque spectre instantané.

II.11.2 – La réduction du « bruit » :

Le moyennage spectral se justifie également par la nécessité de réduire le « bruit » qui est une composante non périodique du signal dont la distribution est aléatoire, et permet aussi, comme le montrent les figures II.24 et figure II.25, de rendre le spectre très représentatif en substituant, pour chaque ligne spectrale, l'amplitude instantanée de cette dernière par sa valeur moyenne calculée à partir de n spectres instantanés.

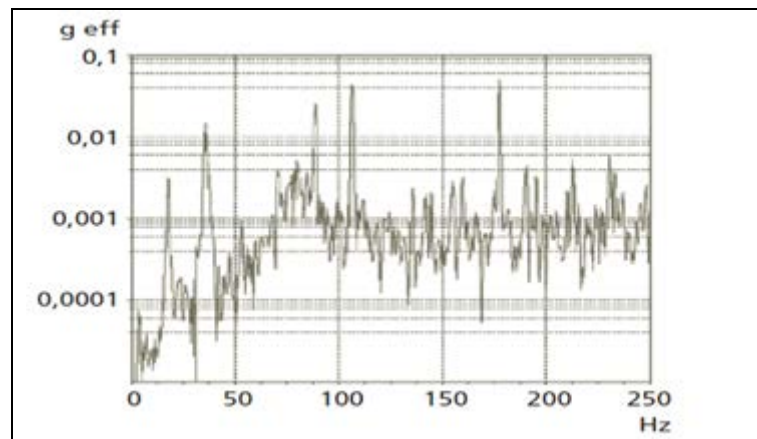


Figure II.24 : Spectre instantané

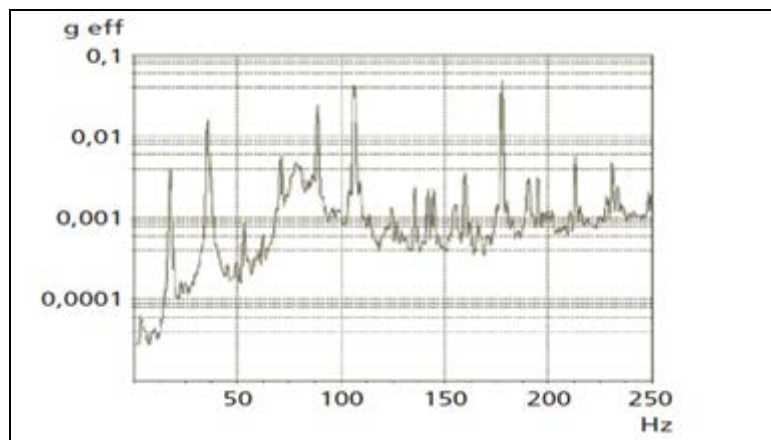


Figure II.25 : Spectre issu du moyennage de 100 spectres

II.12 – Différentes étapes du traitement du signal :

La figure II.26 présente schématiquement les différentes étapes de traitement du signal et les modifications associées de la forme du signal.

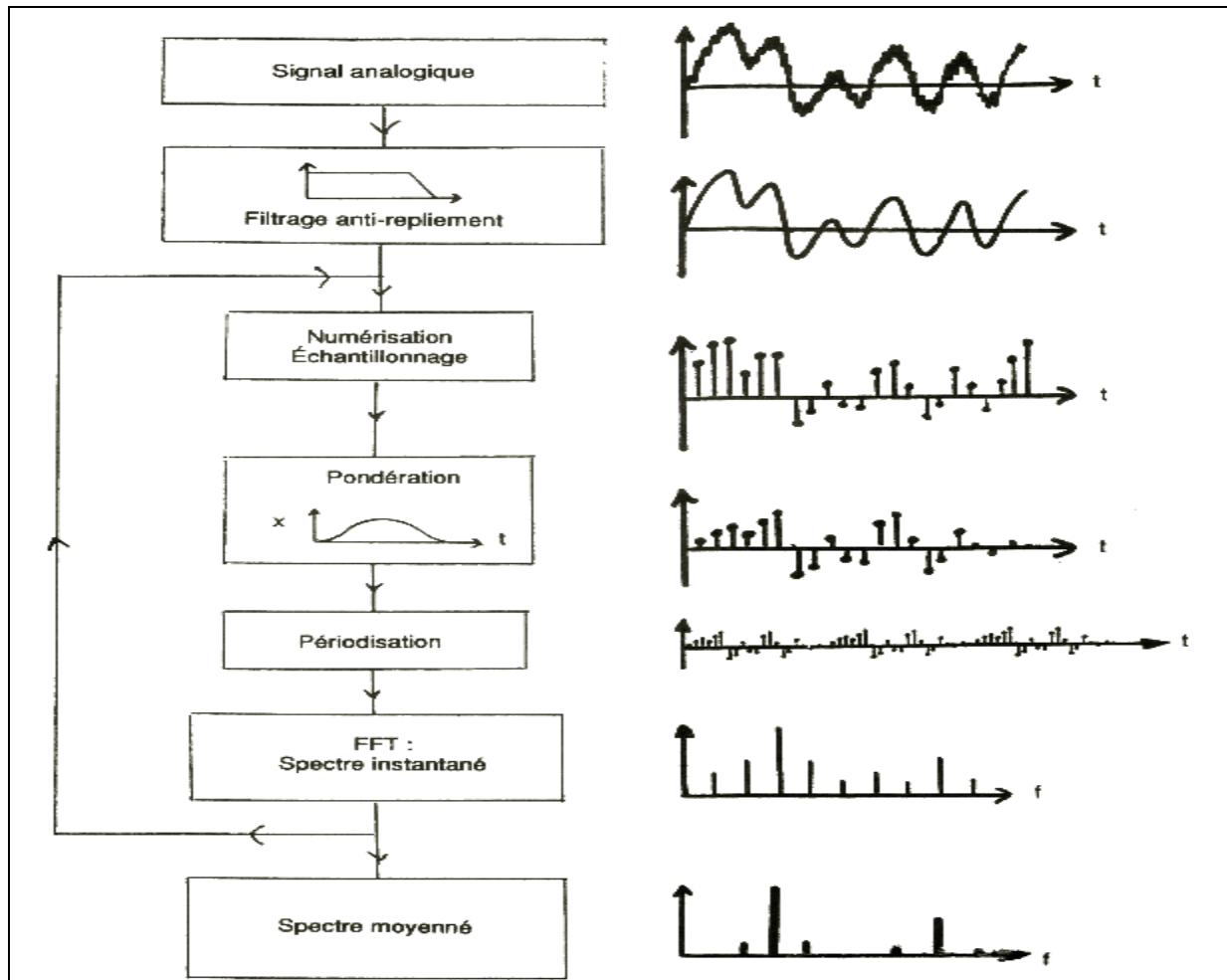


Figure II.26 : Les différentes étapes de traitement du signal

II.13 – Les indicateurs d’analyse vibratoire :

A partir des mesures vibratoires, il existe différents outils d’analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer l’apparition des défauts.

II.13.1 – Les indicateurs scalaires :

Ces indicateurs permettent de suivre l’évolution d’une grandeur dérivant de la puissance ou de l’amplitude crête du signal. Sa valeur peut ne pas avoir de signification intrinsèque, mais c’est son évolution dans le temps qui est significative du défaut. [04]

II.13.1.a – La valeur efficace du signal ou valeur RMS (Root Mean Square) :

Elle correspond à la racine carrée de la moyenne du carré du signal $x(t)$ calculée sur une période T , cet indicateur est utilisé généralement pour la détection de défauts qui génèrent des signaux stationnaire qui génèrent une grande puissance, tel que le balourd et le désalignement.

$$A_{\text{eff}}[x(t), T] = V_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (\text{II.46})$$

Un certain nombre de défauts mécanique susceptible d’affecter une machine tournante (jeux de palier, de clavette, desserrage, écaillage de denture ou de roulement...) induisent des

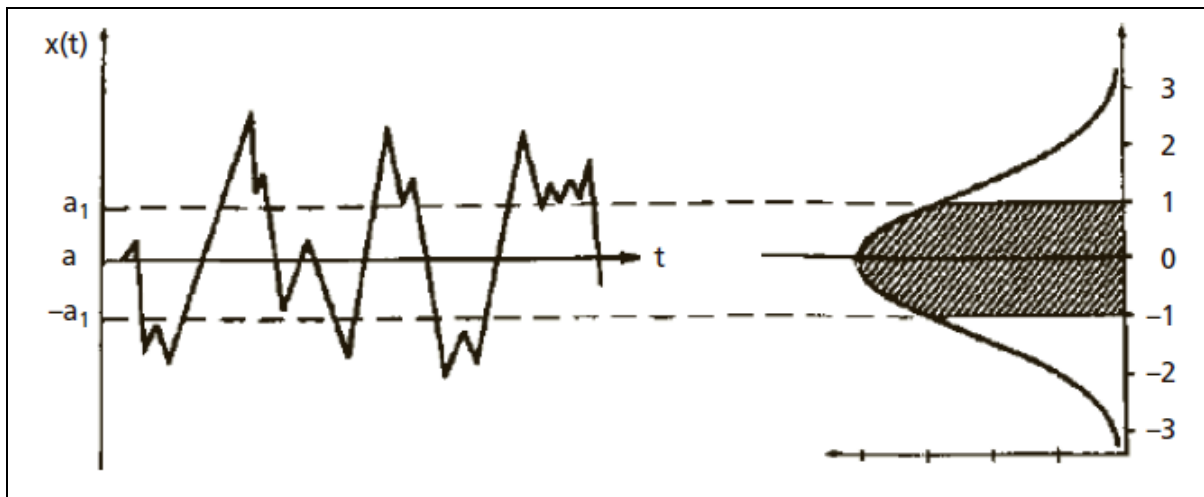
forces d'excitation impulsionnelles périodique. Ces forces peuvent exciter des résonances de la structure et de capteur. La caractéristique des signaux induits par ce type de défauts et l'identification de ces derniers dans le domaine temporel à partir du signal vibratoire délivré par le capteur nécessite de définir des indicateurs spécifiques tels que le facteur de crête le facteur K et le kurtosis. Ces trois indicateurs sont mieux adaptés que la valeur efficace de l'amplitude pour représenter un signal induit par des forces impulsionnelles. Cette dernière caractérise seulement la puissance du signal et non sa forme et de ce fait, ne donne aucune information sur la nature de l'excitation. La réponse d'une résonance à des excitations impulsionnelles périodique est modélisée par la réponse impulsionnelle d'un oscillateur amorti à un degré de liberté. [1]

II.13.1.b – Le kurtosis :

Il s'agit d'un traitement statistique du signal temporel des vibrations, se basant sur la courbe de densité de probabilités de la répartition des niveaux vibratoires. Il se définit comme le rapport de la valeur moyenne du signal élevé à la puissance 4 sur le carré de son énergie. Il est donné par la formule :

$$Kurtosis = \frac{\text{Valeur moyenne de } x^4(t)}{[\text{Valeur moyenne de } x^2(t)]^2} = \frac{\sqrt{\frac{1}{N} [x_1^4 + x_2^4 + \dots + x_N^4]}}{A_{eff}^4} \quad (\text{II.47})$$

Un roulement en bon état engendre un signal vibratoire avec un Kurtosis voisin de 3. Pour un roulement dégradé, présentant des écaillages, des indentations ou des jeux importants, l'allure de la distribution de l'amplitude du signal est modifiée et le Kurtosis est supérieur ou égal à 4.



**Figure II.27 : Courbe de densité de probabilité ;
a₁=valeur efficace**

Il est à noter que dans le cas d'une forte détérioration du roulement ou d'engrenage, l'allure de la distribution de l'amplitude redevient avec un kurtosis voisin de 3.

II.13.1.c – Facteur de crête :

Le facteur de crête d'un signal périodique $x(t)$ a pour expression :

$$FC = \frac{\sup[|x(t), T|]}{A_{eff}[x(t), T]} \quad (\text{II.48})$$

Dans cette expression $\sup[|x(t), T|]$ représente la valeur absolue maximale atteinte par la fonction représentative du signal pendant la période de temps considéré (amplitude crête du signal) et $A_{\text{eff}}[x(t), T]$ son amplitude efficace calculée sur la même durée.

Cet indicateur comme la montre les courbes ci-dessous on se rend compte que sa valeur est identique que le roulement ou d'engrenage soient neuf ou complètement détériorer. Il se fait remarquer que dans la phase d'évolution vers la détérioration. Dans un premier temps FC va augmenter (apparition du défaut), lorsque FC va redescendre à nouveau, cela signifie que le roulement est en fin de vie.

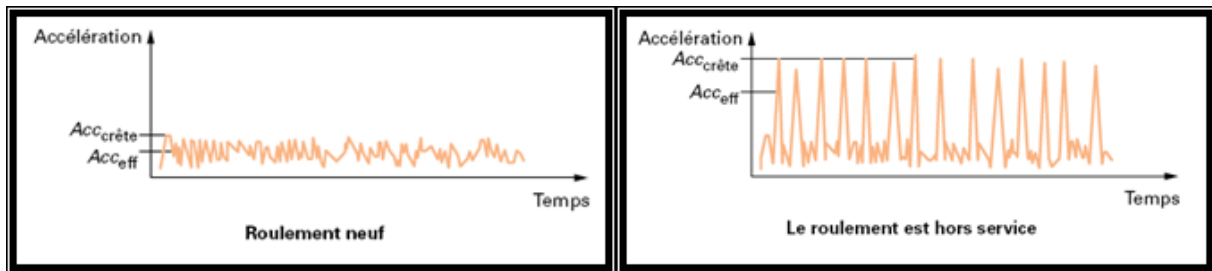


Figure II.28 : l'évolution de facteur de crête

II.13.1.d – Le facteur K :

Le facteur K d'un signal périodique $x(t)$ a pour expression :

$$K = \frac{\sup[|x(t), T|]}{A_{\text{eff}}[x(t), T]} \quad (\text{II.49})$$

Contrairement au facteur de crête, la valeur de facteur K est représentative de l'état du roulement. Plus elle augmente plus le roulement est détérioré.

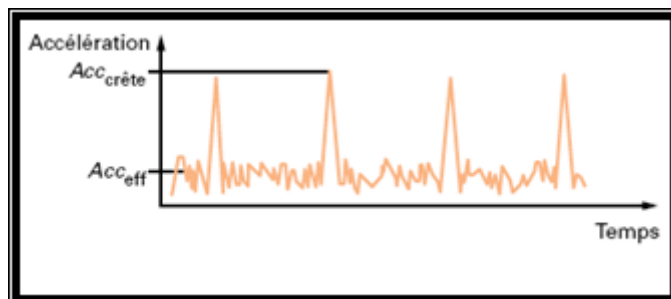


Figure II.29 : l'évolution de facteur K

II.13.2 – Les indicateurs spectraux :

Les méthodes fréquentielles sont basées sur la transformée de Fourier. La connaissance des fréquences caractéristiques permet d'identifier et de localiser les défauts issus des composants mécaniques en analysant leur spectre. Elles sont souvent utilisées pour le diagnostic des anomalies sur les machines complexes comportant beaucoup de composants mécaniques.

II.13.2.a – Suivi d'évolution d'images spectrales par comparaison avec un gabarit :

Cette technique de dépistage consiste à comparer le spectre vibratoire issu de chaque mesure avec le spectre de référence de la machine surveillée, obtenu dans des conditions identiques, à un moment où l'état de l'installation a pu être considéré comme satisfaisant. Bien souvent, ce spectre de référence ou signature est remplacé par un gabarit ou un masque de référence fixant les limites acceptables dans la dérive des fréquences (dues généralement à une légère variation de la vitesse de rotation) et dans l'accroissement des amplitudes.

Tout changement significatif du nouveau spectre se traduit par un débordement du gabarit, qui déclenche l'alarme comme nous le montre la figure **II.30**.

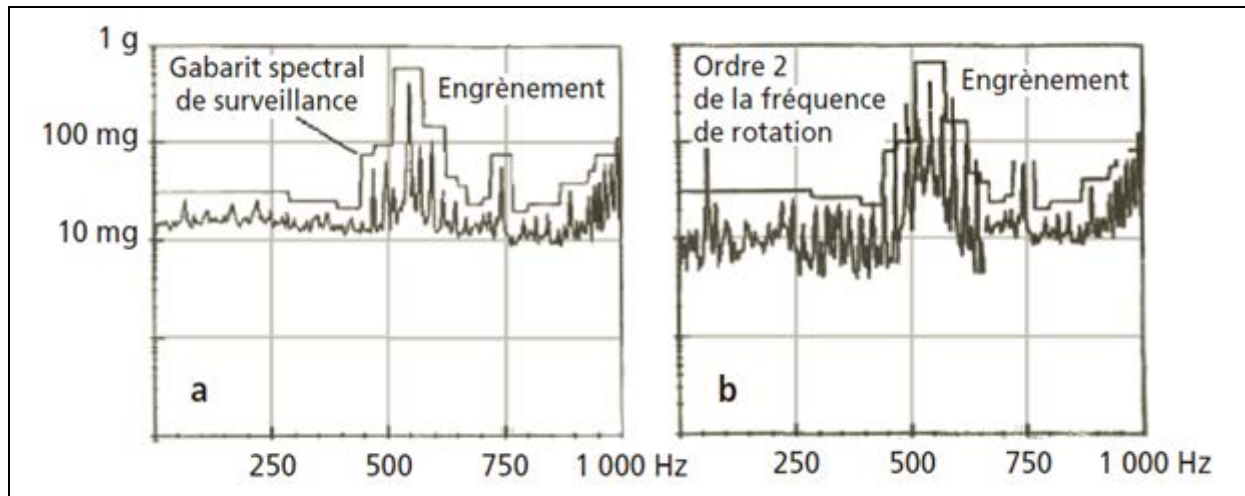


Figure II.30 : Surveillance par suivi d'évolution spectrale avec déclenchement d'alarme par dépassement de gabarit.

La figure **II.30.a** a représenté le spectre de référence et le gabarit. La figure **II.30.b** représente le spectre pris au même endroit après apparition d'un désalignement [1].

II.13.2.b – Le cepstre :

Le cepstre représente la transformée inverse du logarithme du spectre :

$$C[x(t)] = TF^{-1}[\log F[x(t)]] \quad (\text{II.50})$$

Transpose du domaine fréquentiel à un nouveau pseudo-domaine temporel possédant son propre vocabulaire. Avec un certain humour, ses inventeurs se sont amusés à transformer les mots en inversant les syllabes (des anagrammes). Les fréquences deviennent ainsi des quéfrenques ($1/f$) données en secondes ou plus généralement en millisecondes, les harmoniques deviennent des rhamoniques et les opérations de filtrage cepstral deviennent des lifrages...

Il permet dans un spectre, de rechercher, d'identifier et de quantifier rapidement toute famille de composantes périodiques. Ces familles de composantes peuvent se présenter sous forme de peignes de raies ou sous forme de bandes latérales de modulation autour d'une fréquence cinématique caractéristique. L'identification visuelle de ces familles de composantes dans un spectre n'est pas toujours évidente (notamment lorsqu'elles s'imbriquent l'une dans l'autre et que les pas des peignes sont inconnus de l'opérateur).

La figure **II.31** donne l'exemple d'un cepstre tiré du spectre d'un signal portant un écaillage d'un roulement.

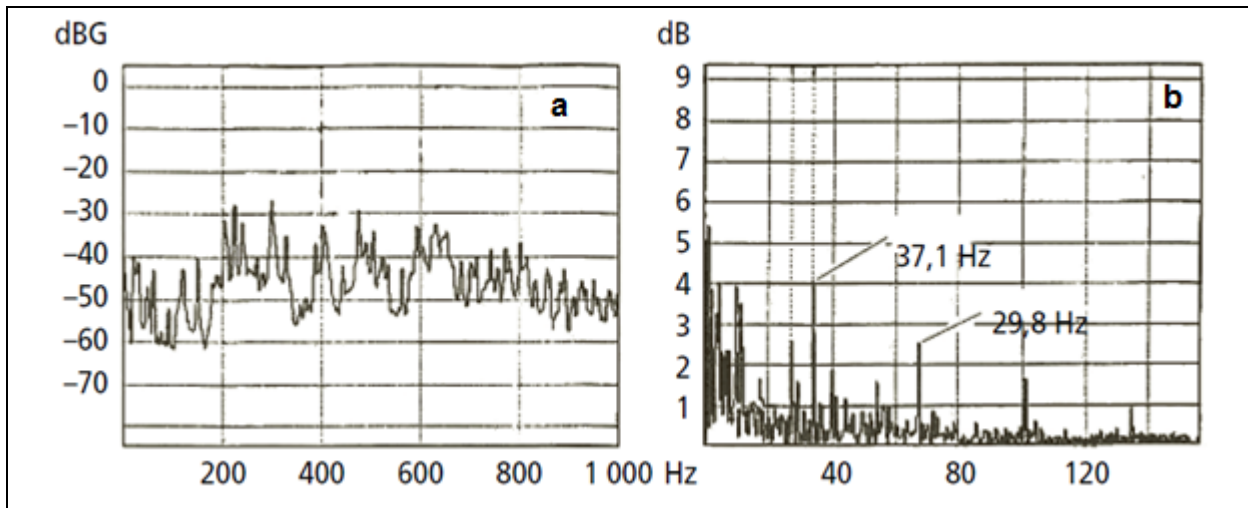


Figure II.31 : Spectre [0-1 000 Hz] et cepstre correspondant.

Dans le spectre de signal, figure II.31.a, on peut identifier avec difficulté une famille de composantes dont l'espacement se situe autour de 37.1 Hz et de 29.8 Hz.

La figure II.31.b représente le cepstre issu de ce spectre. Son examen permet d'identifier immédiatement la présence dans le spectre de deux peignes de raies dont les pas 29.8Hz et de 37.1 Hz correspondent respectivement aux fréquences de défauts de bague externe et interne du roulement de ce palier.

II.13.2.c – Détection d'enveloppe ou HFRT (High Frequency Resonance Technique) :

La méthode de détection d'enveloppe est une technique utilisée pour la détection de défauts à l'état précoce sur les roulements et les engrenages. La détection d'enveloppe utilise les résonances de la structure en haute fréquence pour déterminer les fréquences de défauts générés par des chocs dans les basses fréquences.[7]

On procède donc comme suit :

- **Détermination du signal temporel :**

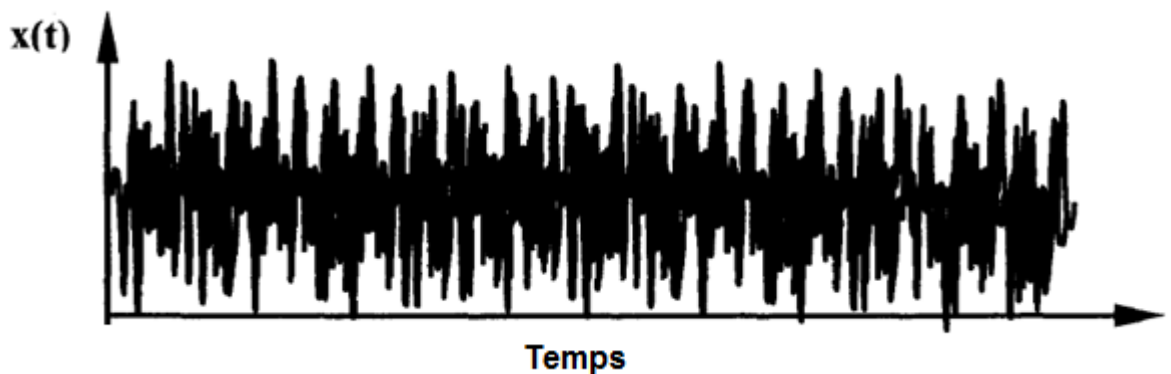


Figure II.32 : signal temporel

- **Transformée de Fourier du signal + filtrage autour de la résonance choisie :**

Avec une largeur de bande telle qu'elle comporte les fréquences et harmoniques représentatifs du défaut recherché.

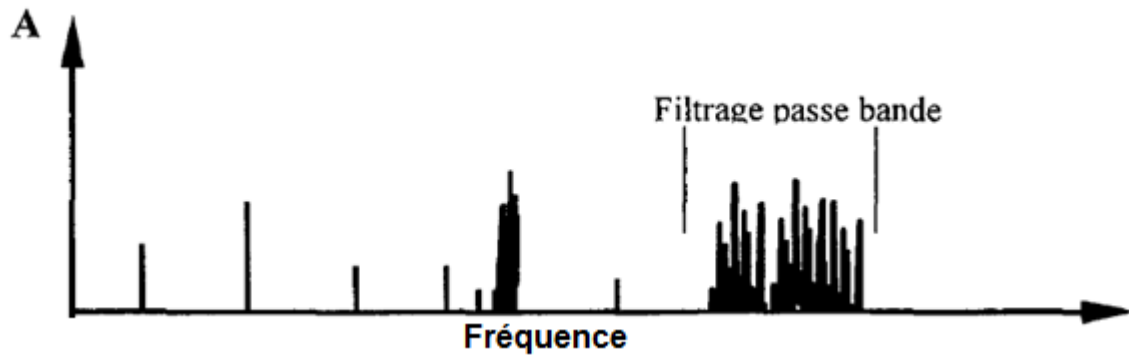


Figure II.33: spectre du signal

– **Transformée de Fourier inverse du spectre filtré :**

On obtient alors un signal temporel plus clair, permettant de visualiser les chocs et les périodicités du signal.

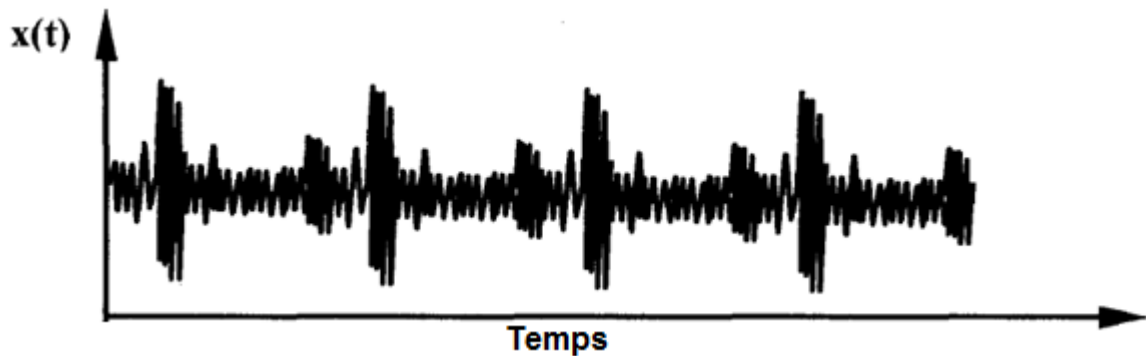


Figure II.34 : Signal filtré

– **Suppression des composantes hautes fréquences et détection d'enveloppe par la transformée de Hilbert :**

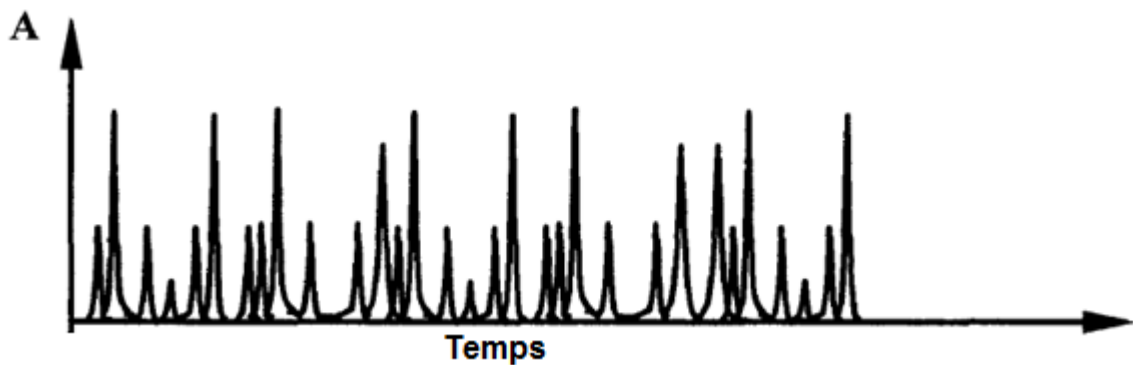


Figure II.35 : enveloppe du signal filtré

– **Transformé de Fourier d'enveloppe du signal filtré :**

On effectue alors la transformée de Fourier sur ce signal. Les fréquences ainsi obtenues sont précisément celles que l'on recherche.

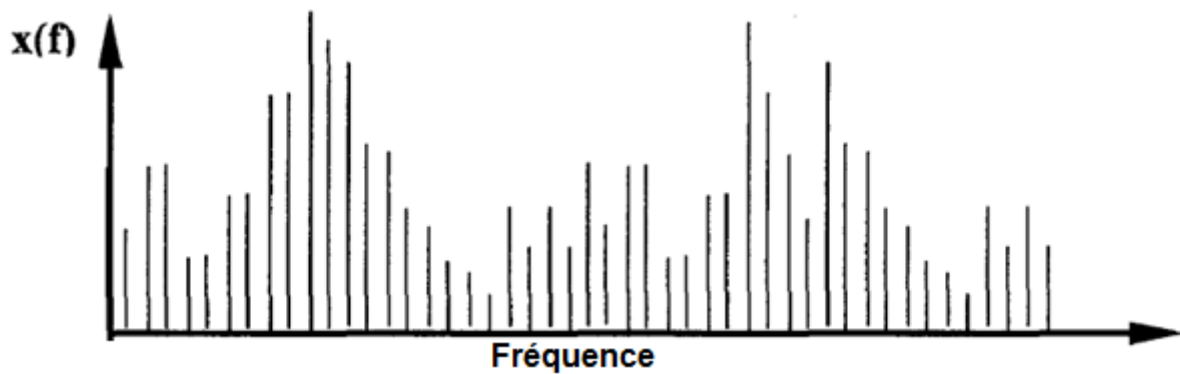


Figure II.36 : spectre d'enveloppe du signal filtré

II.14 – Conclusion :

Nous avons présenté dans ce chapitre les définitions des notions de traitement du signal, et les étapes qu'il faut suivre pour parvenir à obtenir un signal facilement traitable. Et on a représenté les indicateurs qu'on utilisera dans notre travail pour l'analyse des signaux générés par une machine tournante, pour extraire les informations nécessaires pour l'identification des défauts étudiés.

Les deux chapitres qui suivent ont pour objectif de représenter les images vibratoires des défauts étudiés en premier chapitre, obtenues par l'application des notions de traitement du signal illustrées en deuxième chapitre et d'application des indicateurs nécessaires pour la détection et l'identification de chaque défaut. Et ça pour deux types des signaux, les signaux obtenus par la simulation par ordinateur en utilisant le logiciel MATLAB, représentés dans le troisième chapitre, et les signaux réels obtenus de différents bancs d'essais représentés dans le quatrième chapitre.

CHAPITRE III

SIMULATION DES DEFAUTS

III.1 – Introduction :

La simulation des phénomènes physique a un grand rôle pour la validation de leurs modèles théoriques. Grâce au développement récent de tous les outils modernes de traitement du signal programmés sur ordinateur, comme le logiciel Matlab qui sera utilisé dans cette simulation, nous pouvons tester l'efficacité de chaque méthode dans différentes situations mais ceci ne permet pas de remplacer l'expérimentation.

III.2– Défaut de balourd :

La simulation de ce défaut qui génère un effort tournant peut se faire par signal sinusoïdal (figure III.1) de fréquence donnée (pour notre cas $f=60$ Hz), au quelle nous allons ajouter du bruit (figure III.2, figure III.3, figure III.4 et figure III.5).

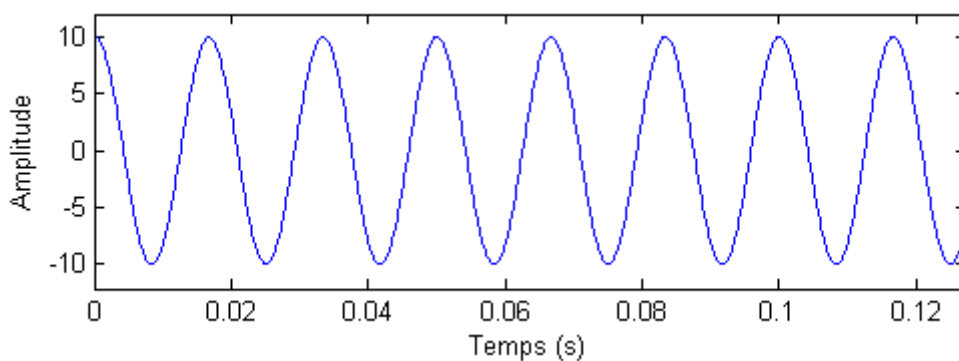
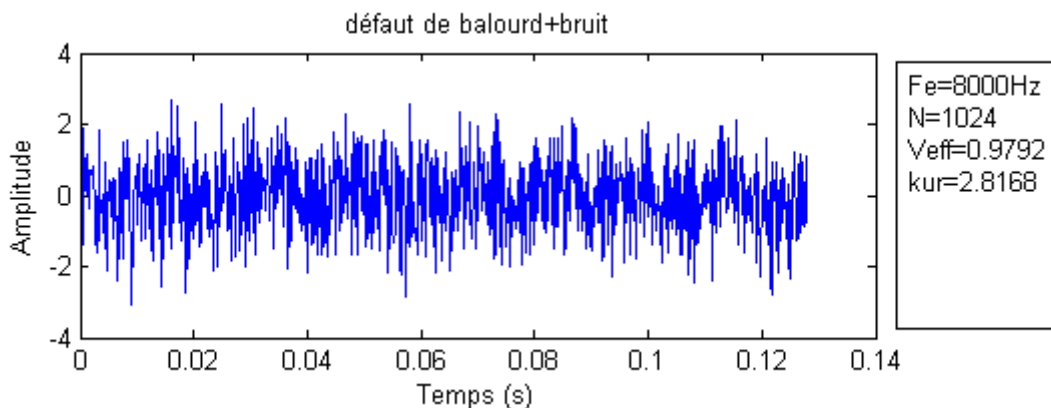
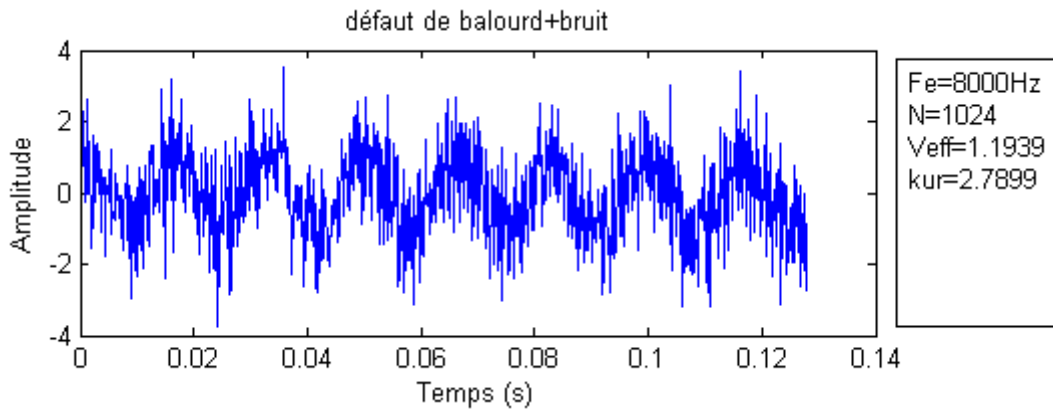


Figure III.1 : défaut de balourd sans le bruit

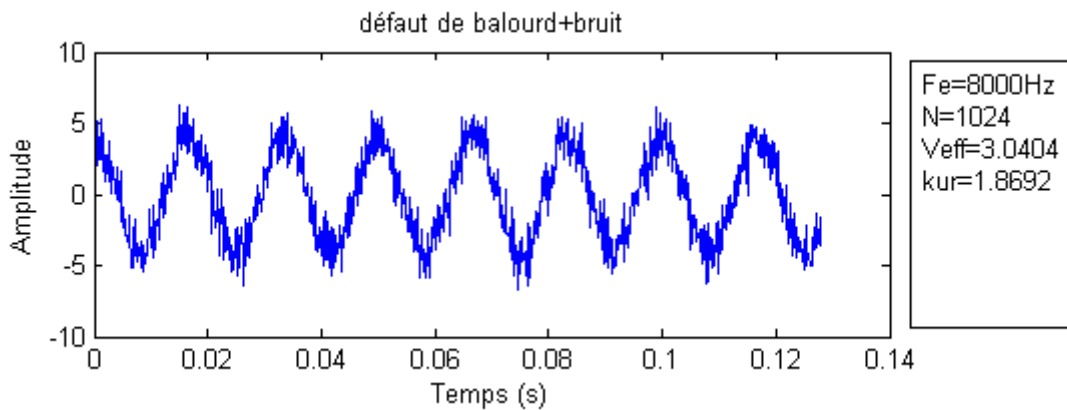


**Figure III.2 : Allure temporelle du signal
avec un SNR= 1.0097**

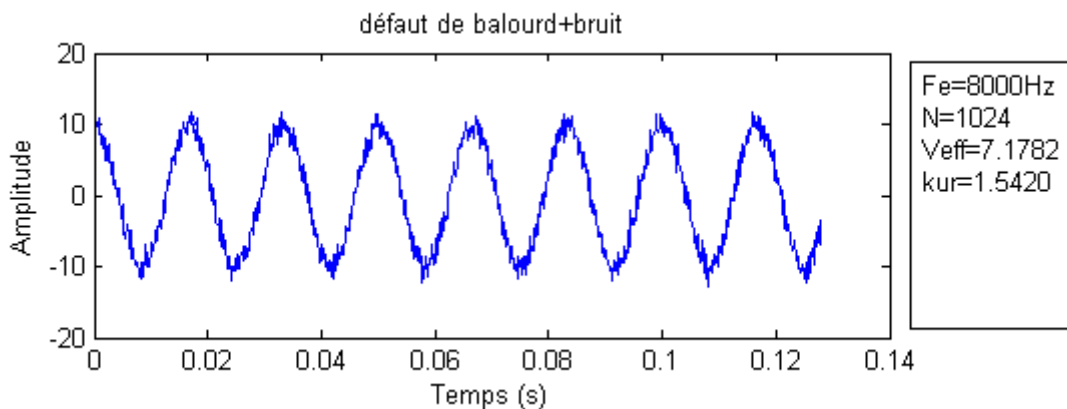
La distinction de l'existence de cette sinusoïde est difficile, parce que l'énergie vibratoire apportée par cette sinusoïde, dans le cas où le défaut n'est pas important, n'est pas prépondérante devant celle induite par le bruit ou les forces dynamique générées par le fonctionnement normal des organes de la machine ou d'autres types de défauts déjà existant.



**Figure III.3 : Allure temporelle du signal
avec un SNR= 1.5184**



**Figure III.4 : Allure temporelle du signal
avec un SNR= 8.5481**



**Figure III.5 : Allure temporelle du signal
avec un SNR= 53.0275**

Par contre, lorsque le défaut est important, on peut facilement distinguer la sinusoïde (figures III.3, figure III.4 et figure III.5).

III.2.1 – Surveillance en utilisant les indicateurs scalaires :

Ce défaut peut être suivi par l'indicateur valeur efficace qui s'intéresse à l'énergie vibratoire du signal. Le suivi en mode globale prend en considération l'évolution de cet indicateur dans le temps.

Mais l'évolution de ce dernier ne concerne pas uniquement ce défaut mais aussi d'autres défauts de type stationnaire comme le délignage.

En pratique, une fois cet indicateur dépasse une certaine limite, il faut absolument passer à la représentation spectrale afin de statuer sur le type de défaut qui est derrière l'augmentation de l'énergie vibratoire.

La surveillance avec ces indicateurs scalaires «larges bandes » qui sont sensible aux manifestations vibratoires d'une gamme de phénomènes dynamiques très étendue puisqu'ils représente l'énergie vibratoire totale induite dans la bande fréquentielle considérée par l'ensemble des forces dynamiques « normales » et « anormales » dont la machine peut être le siège. De ce fait, son efficacité est souvent mise en cause par l'effet de masque.

Ce type de suivi permet de connaître l'état vibratoire de la machine et d'en surveiller l'évolution, sans pouvoir bien souvent déterminer avec précision la cause de la vibration.

Le tableau **III.1** représente des valeurs de la valeur efficace et de kurtosis en fonction de SNR des signaux simulés.

SNR	Valeur efficace	Kurtosis
1.0132	0.9875	3.1518
1.1337	1.0931	3.0713
1.2961	1.1170	2.7753
1.4156	1.2134	2.7564
3.0406	1.7110	2.2432
9.0095	3.0160	1.8702
13.3578	3.7016	1.7193
17.8197	4.3705	1.6894
25.1425	5.0771	1.5913
33.3073	5.8190	1.5689
43.9767	6.4817	1.5446
53.0275	7.1782	1.5420

Tableau III.1 : Quelques valeurs de la valeur efficace et de kurtosis en fonction de SNR

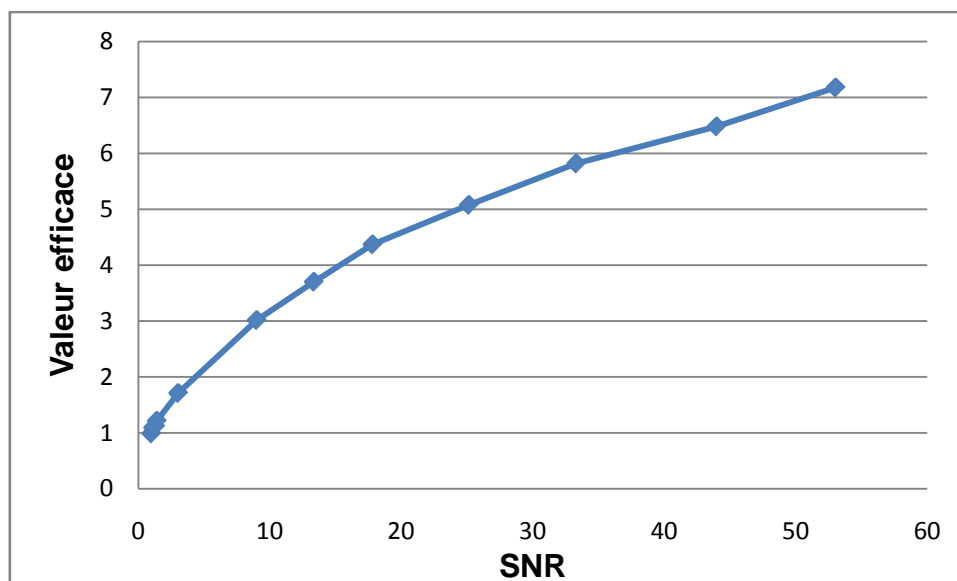


Figure III.6 : Tendance d'évolution de la valeur efficace en fonction de SNR

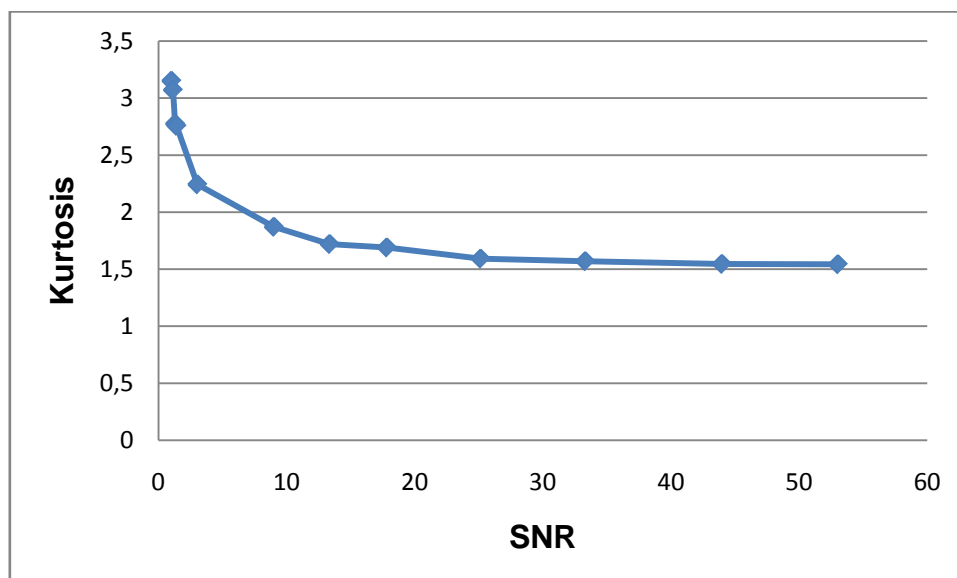


Figure III.7 : Tendance d'évolution de kurtosis en fonction de SNR

Nous constatons sur les deux figures **III.6** et figure **III.7** qui donnent l'évolution de la valeur efficace et du kurtosis en fonction de SNR que le suivi par valeur efficace est mieux adapté que celle de kurtosis à la surveillance des défauts qui engendrent des signaux de type stationnaire tel que le balourd.

III.2.2 – Analyse spectrale :

La valeur efficace de l'amplitude du signal délivré par un capteur représente non seulement l'amplitude efficace du signal utile induit par le défaut que l'on cherche à identifier, mais aussi celle du signal induit par le fonctionnement normal ou anormal des autres organes de la machine. Définir un seuil signifie que tant que la valeur efficace qui lui est associée n'excède pas la valeur de ce seuil, l'installation est considérée en bon état et aucune investigation complémentaire ou intervention corrective n'est à envisager.

Dans le cas pratique, si la valeur efficace atteint le seuil fixé par le constructeur, on passe à la transformée de Fourier pour confirmer si c'est le défaut de balourd qui a fait augmenter la valeur efficace ou d'autres défauts stationnaires.

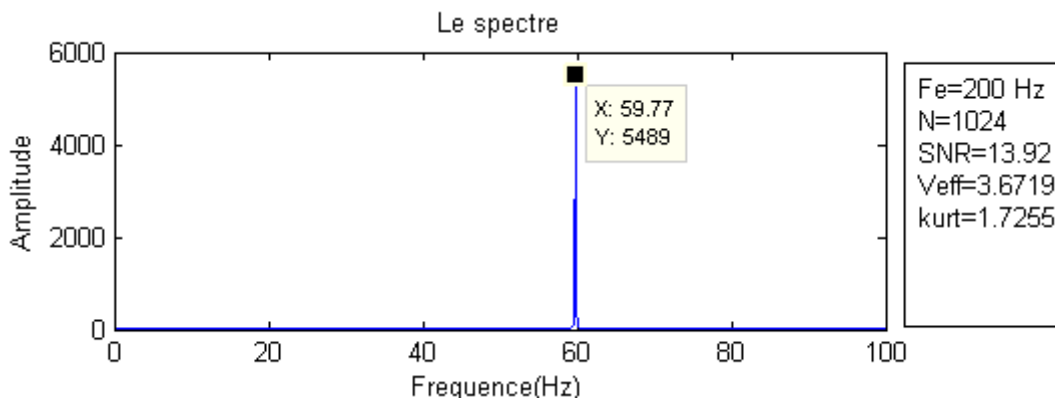


Figure III.8 : Spectre d'une sinusoïde à 60Hz

Le balourd n'est évidemment pas le seul défaut se produisant à cette fréquence, puisque c'est aussi le cas d'une dent endommagée sur un pignon, d'une pale déformée sur un ventilateur... Mais contrairement à ces derniers, le balourd engendrant une vibration quasi sinusoïdale, le spectre, à la différence des défauts de type chocs (desserrage, écaillage de roulements ou d'engrenages, mauvaise lubrification, détérioration d'accouplement,...), ne présentera que très peu (ou pas) d'harmoniques de la fréquence de rotation (figure III.8).

III.3 – Défaut d'alignement :

Le défaut d'alignement se traduit par une vibration de nature sinusoïdale dominante à deux fois la fréquence de rotation, soit dans la direction radiale au axiale.

Le défaut de délignage se produit entre deux arbres. Ces deux arbres étant non correctement centrés, génèrent deux sinusoïdes de même fréquences qui sont déphasées.

Ces deux dernières qui se produisent sur la même ligne d'arbre peuvent être simulées par une multiplication (figure III.9)

La surveillance de défaut d'alignement, et comme tout les défauts qui génèrent des signaux stationnaires se fait avec les indicateurs scalaires, au niveau global, par la valeur efficace qui est très sensible à ce genre de défauts.

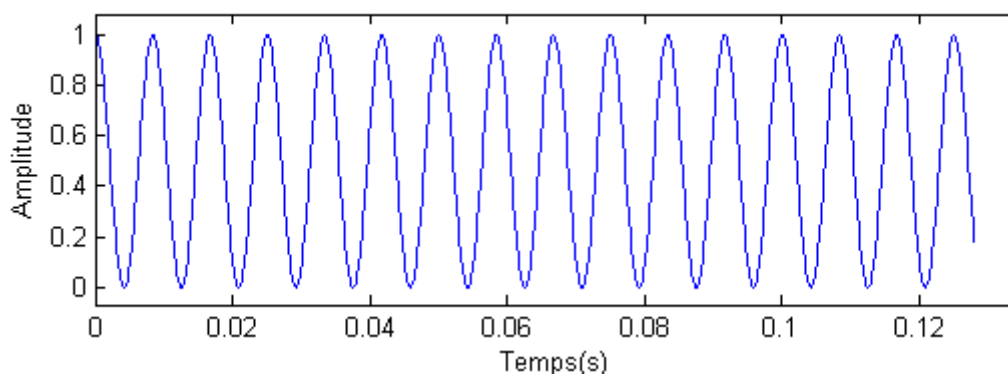


Figure III.9 : allure temporelle de défaut d'alignement sans le bruit

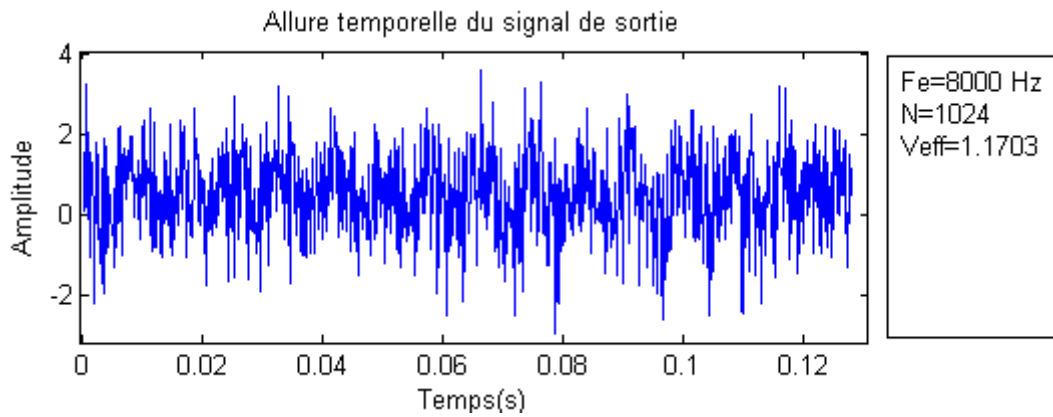


Figure III.10 : Allure temporelle du signal avec un SNR= 1.4066

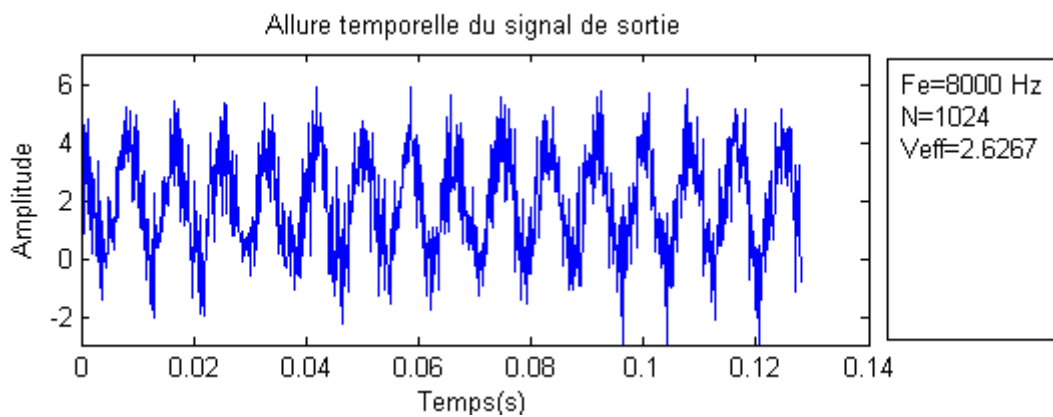


Figure III.11 : Allure temporelle du signal avec un SNR= 6.6495

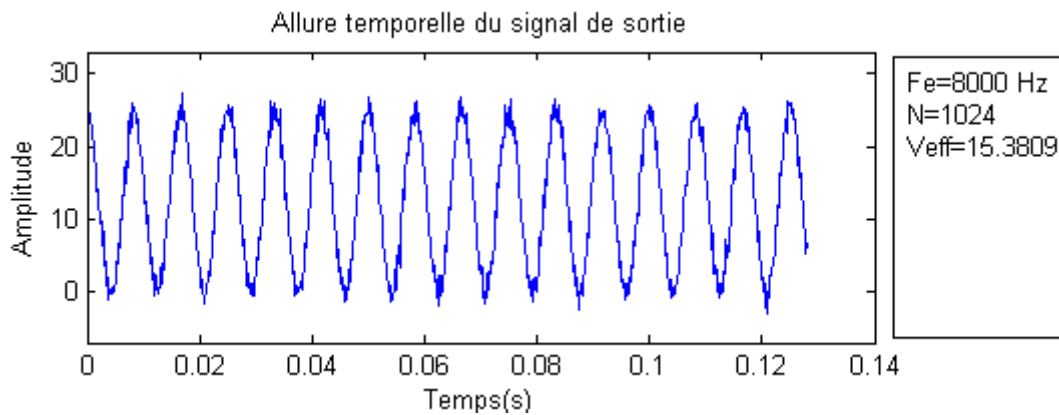


Figure III.12 : Allure temporelle du signal avec un SNR= 227.7266

III.3.1 – Surveillance en utilisant la valeur efficace :

La figure III.13, donne l'évolution de la valeur efficace en fonction de SNR, cela confirme que cet indicateur est bien adapté à la détection de défaut d'alignement.

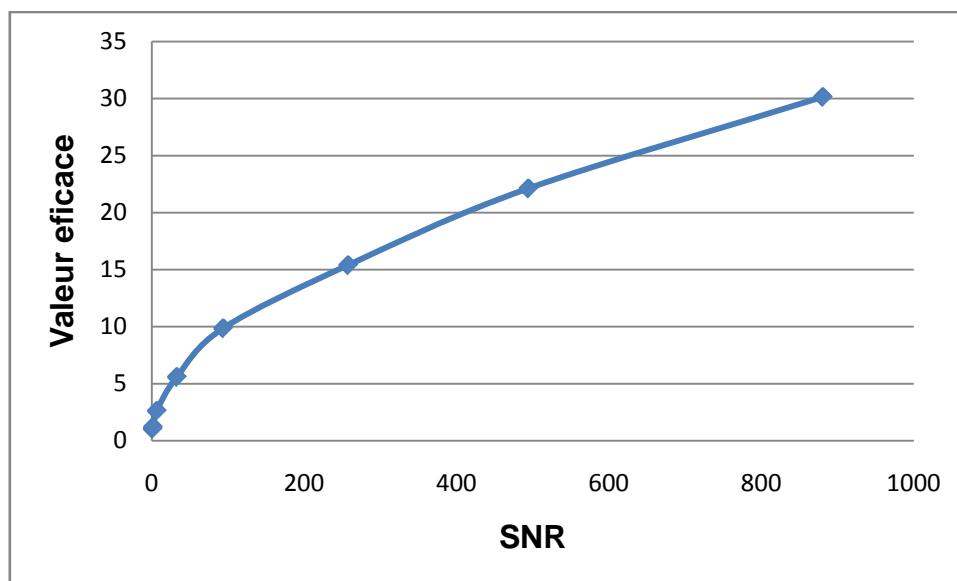


Figure III.13 : Courbe de tendance d'évolution de la valeur efficace en fonction de SNR

III.3.2 – Analyse spectrale :

L'analyse spectrale a pour rôle de confirmer que l'augmentation de la valeur efficace est due vraiment à un défaut d'alignement par l'apparition d'une raie prépondérante au deuxième ordre de la fréquence de rotation, donc à 120 Hz ($2 \times 60\text{Hz}$).

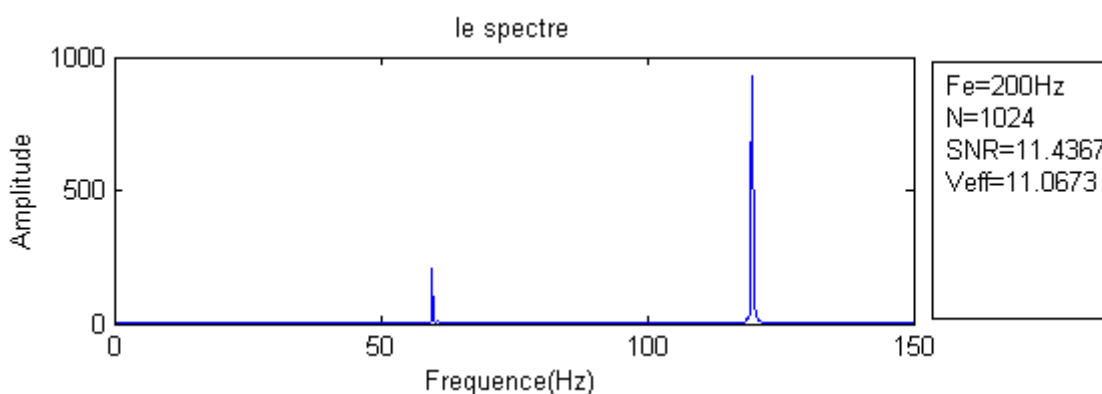


Figure III.14 : Spectre du signal simulé d'un déalignage

III.3.3 – Suivi d'évolution de spectre par comparaison avec un gabarit :

Pour le suivi de l'évolution de spectre obtenu, la surveillance par un gabarit, qui est obtenu d'un spectre de référence de la machine surveillée, dans des conditions identiques, à un moment où l'état de l'installation est considéré comme satisfaisant est nécessaire. Lorsque la valeur efficace dépasse le seuil fixé par l'utilisateur et l'analyse spectrale confirme l'existence de désalignement, en comparant le spectre obtenu avec celui de référence, on peut confirmer l'existence de ce genre de défaut.

III.4 – Défaut d’engrenage :

III.4.1 – Comportement vibratoire :

Chaque passage du défaut à l’engrènement se traduira par une impulsion. Ainsi, la période de ces chocs sera celle de la rotation de la roue ou de pignon portant ce défaut. Il en résulte donc un train de chocs.

Pour la simulation de ce défaut, on a généré un signal chocs (figure III.15), qui a comme caractéristiques :

- Le temps d’acquisition $\Delta t=0.4$ secondes.
- Fréquence de rotation de l’arbre portant la roue défectueuse $f=25$ Hz.
- fréquence de résonance=3000 Hz.
- La fréquence d’échantillonnage $f_e=8000$ Hz.

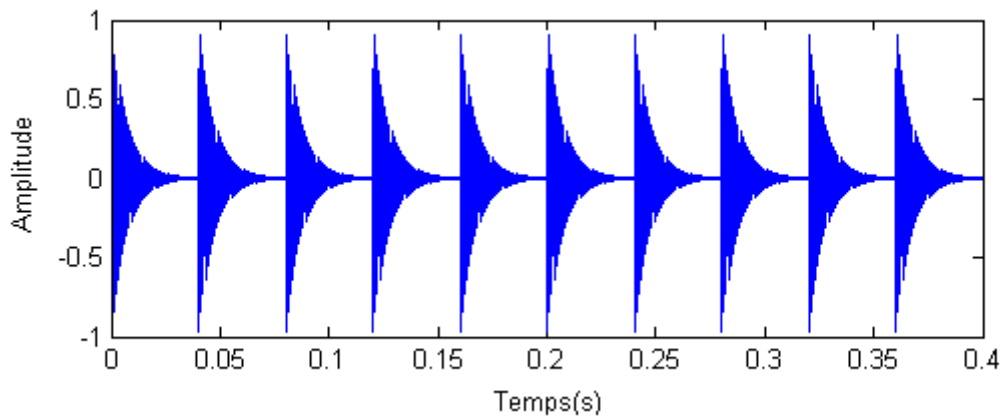


Figure III.15 : Allure temporelle de défaut d’engrenage sans bruit

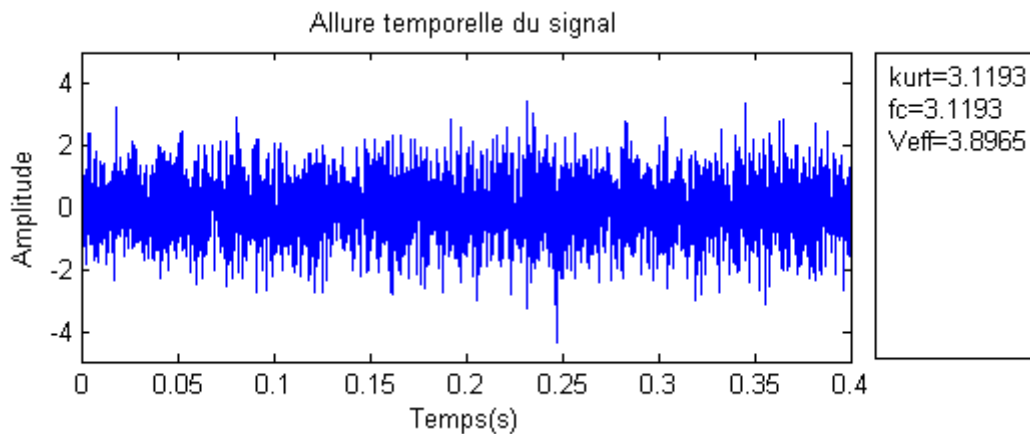
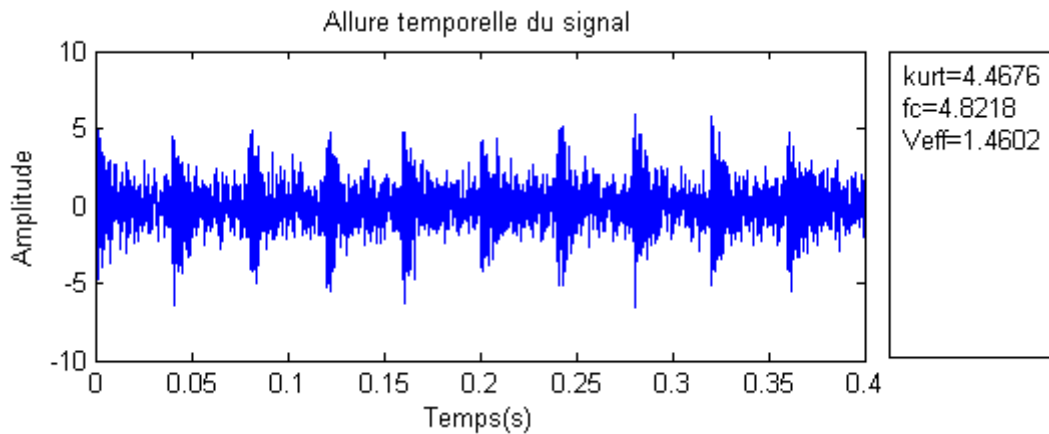
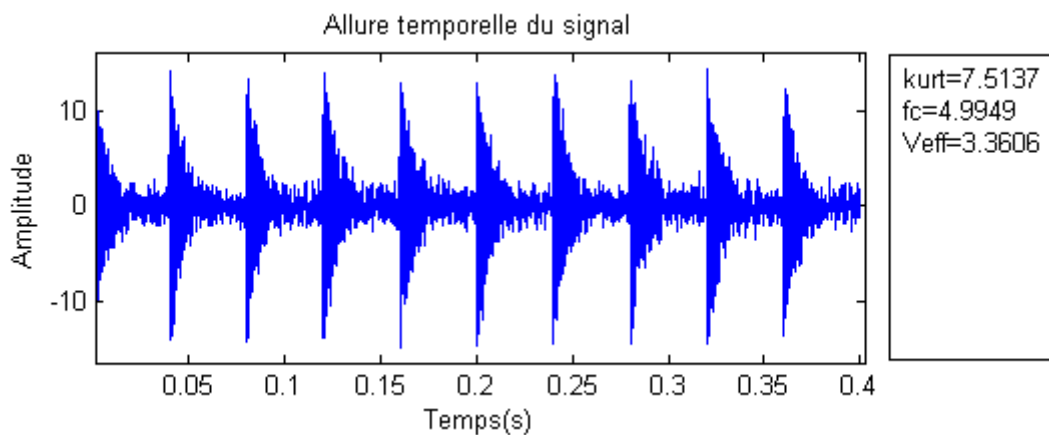


Figure III.16 : Allure temporelle du signal avec un SNR= 1.0444



**Figure III.17 : Allure temporelle du signal
avec un SNR= 2.1120**



**Figure III.18 : Allure temporelle du signal
avec un SNR= 11.1065**

Ce type de signal n'engendre pas une grande puissance, et ce qui expliquera par la suite, l'augmentation significative des indicateurs qui sont liés à la forme du signal (kurtosis et facteur de crête).

III.4.2 – Surveillance en utilisant les méthodes temporelles :

Pour vérifier la sensibilité de l'approche temporelle dans la détection des défauts d'engrenages, deux indicateurs scalaires ont été calculés, et le tableau **III.2**, nous donne quelques valeurs de kurtosis, facteurs de crête en fonction de SNR :

SNR	kurtosis	Facteur de crête
1.0444	3.1193	3.8965
1.1753	3.1591	4.2978
1.4234	3.5506	4.4710
1.7442	4.1051	4.7714
2.1120	4.4676	4.8218
2.5695	4.9065	4.8938
3.1599	5.6189	4.9377
3.8474	6.1183	5.3111
4.6413	6.2727	5.4289
5.3143	6.4818	5.1205
6.2236	6.9218	5.3367
7.1404	7.0207	5.1450
8.3734	7.0362	5.0074
9.9904	7.3678	5.2938
11.1065	7.5137	4.9949

Tableau III.2 : Quelques valeurs de kurtosis, facteur de crête et valeur efficace en fonction de SNR

III.4.2.a – Le kurtosis :

La figure III.19 représente l'évolution du kurtosis en fonction de SNR. On remarque que cet indicateur augmente progressivement avec la taille du défaut simulé. Pour des valeurs de rapport signal/bruit, qui varient entre 1.0444 à 11.1065 le kurtosis a pris des valeurs qui varient entre 3,0405 à 20,7986, ces valeurs nous montrent la grande sensibilité de cet indicateur pour ce type de défaut. Notons que les valeurs du kurtosis sont plus importantes lorsque la fréquence de répétition des chocs est faible et diminues si on augmente le nombre d'impacts de chocs.

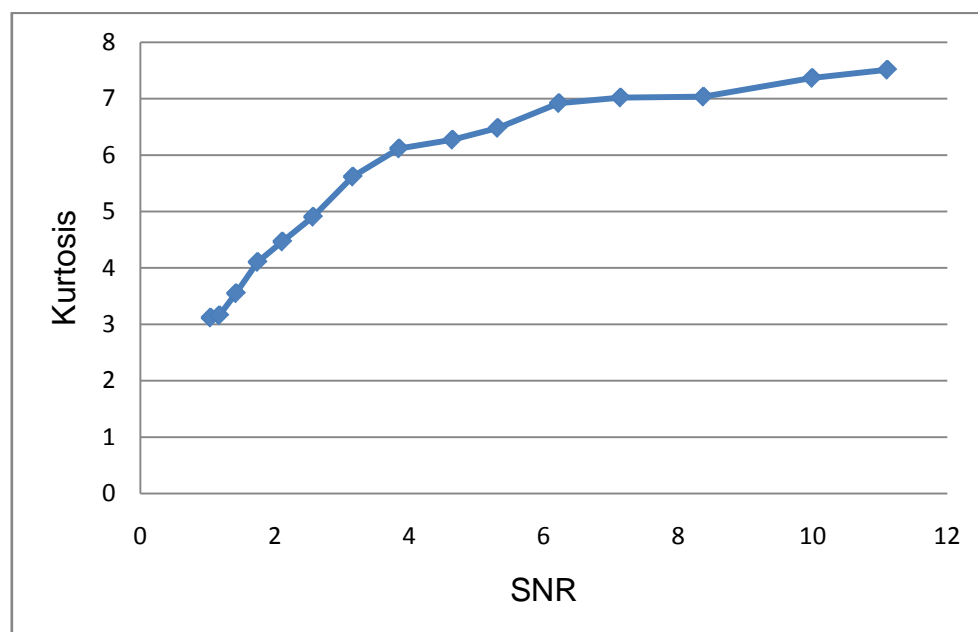


Figure III.19 : Tendance d'évolution de kurtosis en fonction de SNR

III.4.2.b – Le facteur de crête :

La figure III.20, représente l'évolution du facteur de crête en fonction de SNR, qui suit la même tendance que le kurtosis, il augmente également progressivement avec l'augmentation de SNR. On remarque aussi que le facteur de crête est très sensible que le kurtosis aux premières apparitions de défaut, mais il est moins sensible que ce dernier lorsque l'amplitude de la force d'excitation prend des valeurs plus élevées. Le facteur de crête est donc un indicateur dédié à la détection précoce de ce type de défaut.

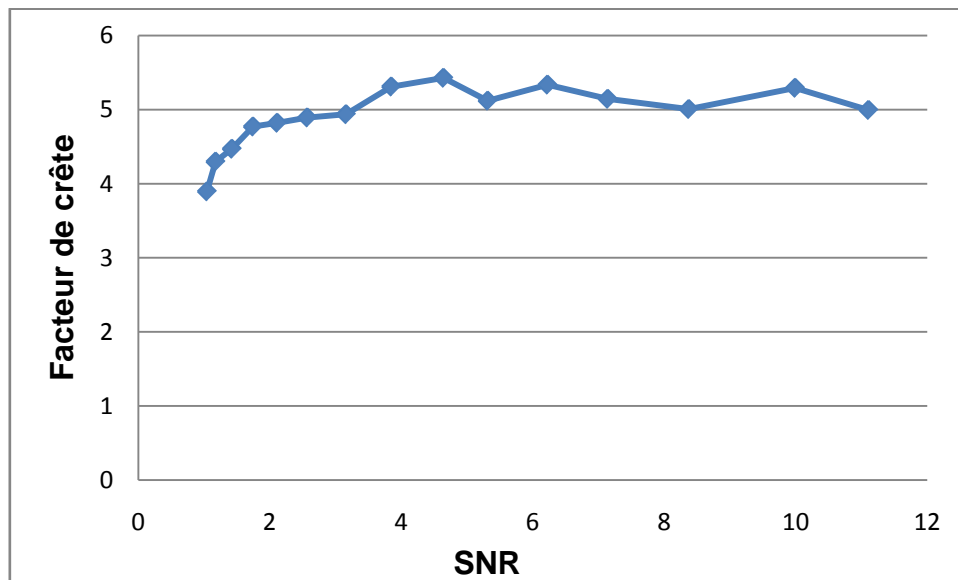


Figure III.20 : Tendance d'évolution de facteur de crête en fonction de SNR

Les valeurs des indicateurs utilisés pour analyser ces signaux, représentent non seulement des valeurs liées au signal utile induit par le défaut que l'on cherche à identifier, mais aussi celle du signal induit par le fonctionnement normal ou anormal des autres organes de la machine.

Dans le cas d'installation à chaîne cinématique complexe constituées de plusieurs lignes d'arbres de fréquences de rotation différentes couplées par des engrenages, le signal vibratoire délivré par un capteur fixé sur le logement de roulement ou un élément fixe du carter devient alors extrêmement complexe. Dans ce cas on ne peut pas statuer sur le défaut qui fait augmenter les valeurs de ces indicateurs scalaires, donc ces indicateurs devient insuffisant, il est alors indispensable, pour surveiller ce type d'installations, d'utiliser des technique de traitement du signal plus élaborées pour diagnostiquer la source de chocs.

III.4.3 – Surveillance en utilisant les méthodes fréquentielles :

III.4.3.a – Analyse de spectre :

Après avoir détecté la présence de chocs par les indicateurs scalaires, on fait appelle à la transformée de Fourier pour révéler son origine. Les figures III.21 et la figure III.23 donnent le spectre du signal respectivement sans et avec le bruit.

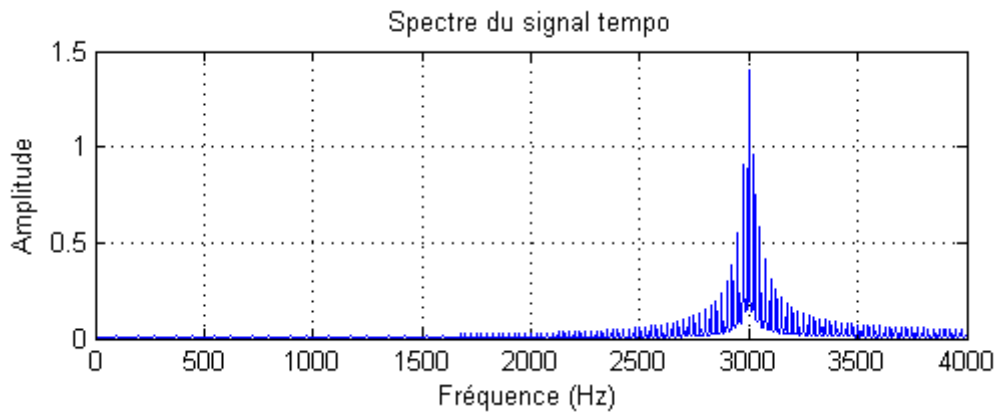


Figure III.21 : Spectre du signal représentant le défaut sans le bruit

Le spectre du signal représentant le défaut sans le bruit (figure III.21), présente une concentration d'énergie à la fréquence de résonance (3000 Hz), et un zoom au niveau des basses fréquences (figure III.22), montre l'existence d'une suite de raies, à la fréquence de 25 Hz qui présente la fréquence de rotation de l'arbre portant le défaut. Avec l'ajout du bruit, ces raies en basses fréquences sans difficilement repérable (figure III.23).

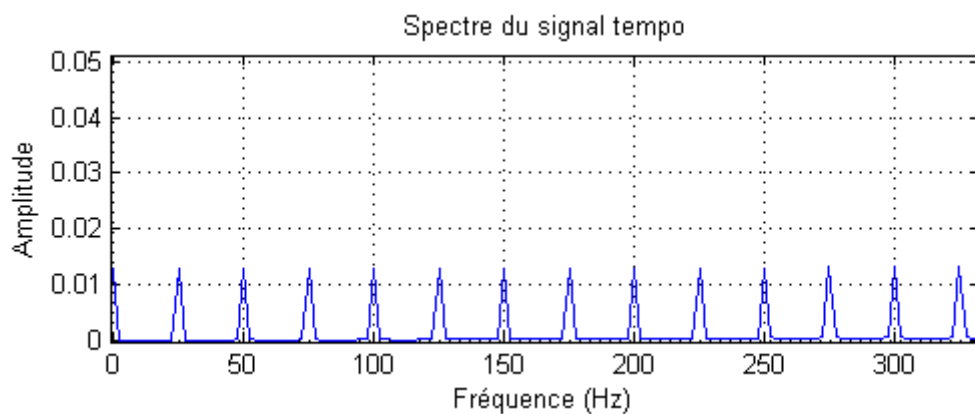


Figure III.22 : spectre zoomé sur les basses fréquences

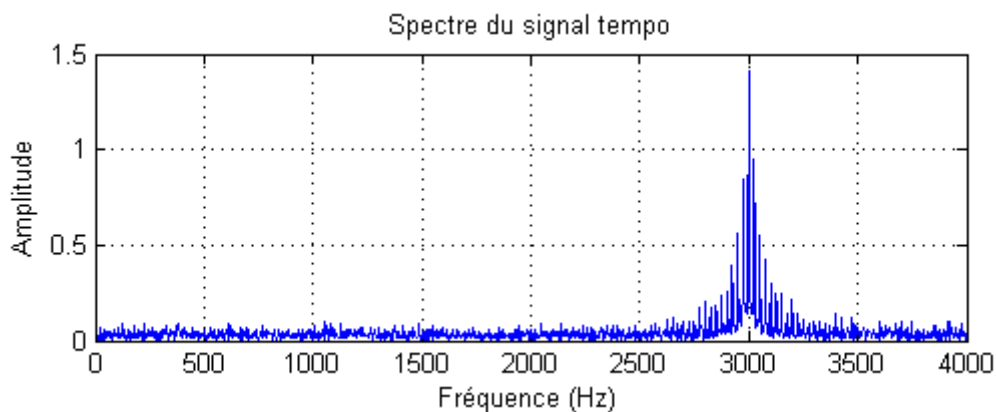
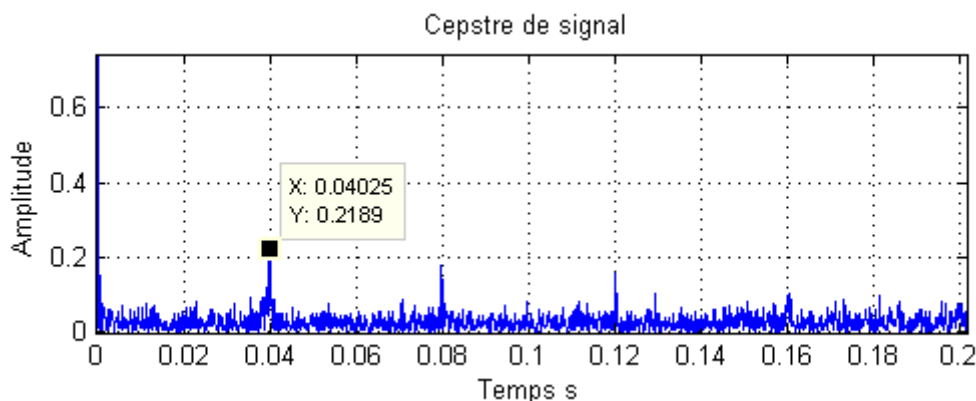


Figure III.23 : spectre du défaut avec bruit

III.4.3.b – Analyse cepstral :

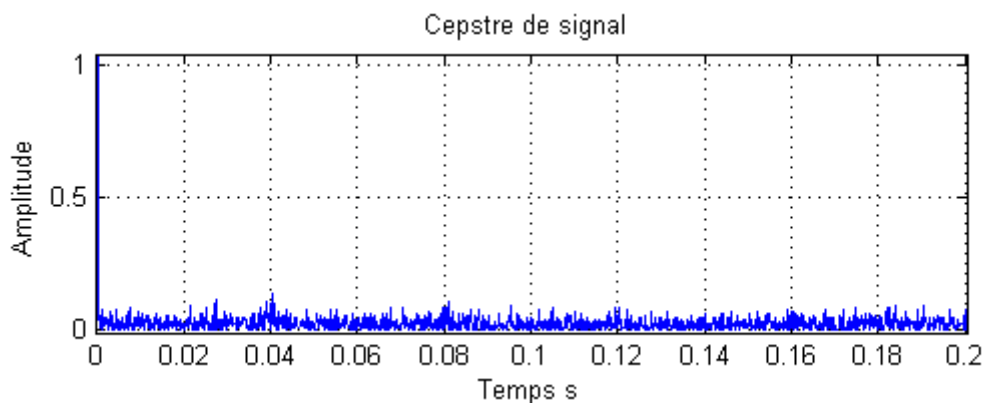
L'interprétation de spectre en utilisant uniquement l'identification visuelle de ses composantes n'est pas toujours évidente, le cepstre s'avère donc une aide au diagnostic, en facilitant l'interprétation des spectres.



**Figure III.24 : Cepstre du signal avec un
SNR= 49.2316**

La figure **III.24**, représente le cepstre issu de spectre du signal, son examen permet d'identifier immédiatement la présence dans le spectre de peigne de raies, dont le pas correspond à la fréquence de rotation de l'arbre portant la roue défectueuse 25 Hz.

En augmentant le bruit, le cepstre ne présente aucune raie prépondérante par rapport aux autres, comme le montre la figure **III.25**, car cette méthode est très sensible au bruit.



**Figure III.25 : Cepstre du signal
SNR= 1.1854**

III.4.3.c – L'analyse d'enveloppe :

L'analyse d'enveloppe utilise les résonances de la structure en haute fréquence pour déterminer les fréquences de défauts générés par des chocs dans les basses fréquences. La procédure à suivre pour l'application de cette méthode contient plusieurs étapes :

- **Transformée de Fourier du signal :**

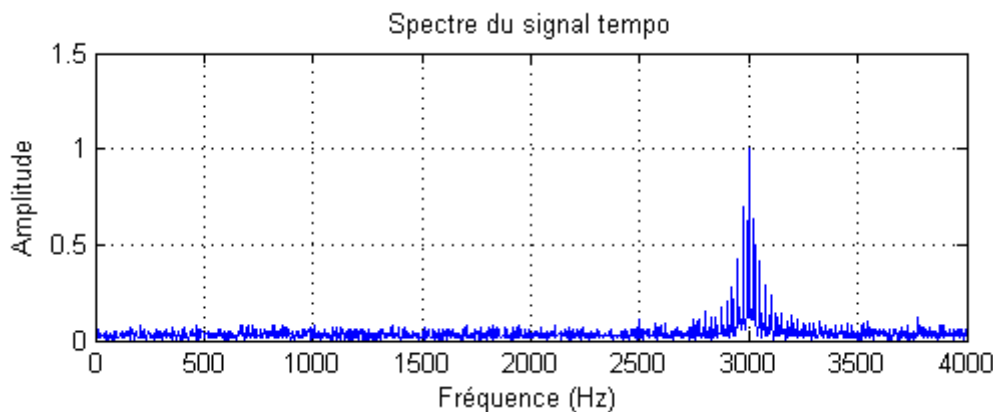


Figure III.26 : spectre du signal

– **Détermination d'une résonance :**

Dans le cas pratique la connaissance des résonances n'est pas toujours évident, puisque elles ne peuvent être connues avant qu'elles soient excitées par l'apparition du défaut. Et si on connaît les différentes résonances excitées, celles dites prépondérantes autour desquelles la plus grande partie de l'énergie du signal se trouve concentrée, ne contiennent pas toujours les informations recherchées. Ces informations sont le plus souvent fournies par les réponses des résonances secondaires de fréquences plus élevées. Donc la démodulation de plusieurs résonances est souvent nécessaire pour identifier toutes les fréquences des forces d'excitation. Et dans notre simulation on a choisi une résonance à 3000 Hz ;

– **filtrage autour de la résonance choisie :**

En pratique, deux techniques de filtrage passe-bande sont utilisées :

- **Le filtrage bande-étroite :** essentiellement utilisable dans les cas où l'on connaît préalablement les différentes résonances excitées. Il apporte une amélioration sensible du rapport signal sur bruit (SNR), et facilite l'analyse dans le domaine temporel.

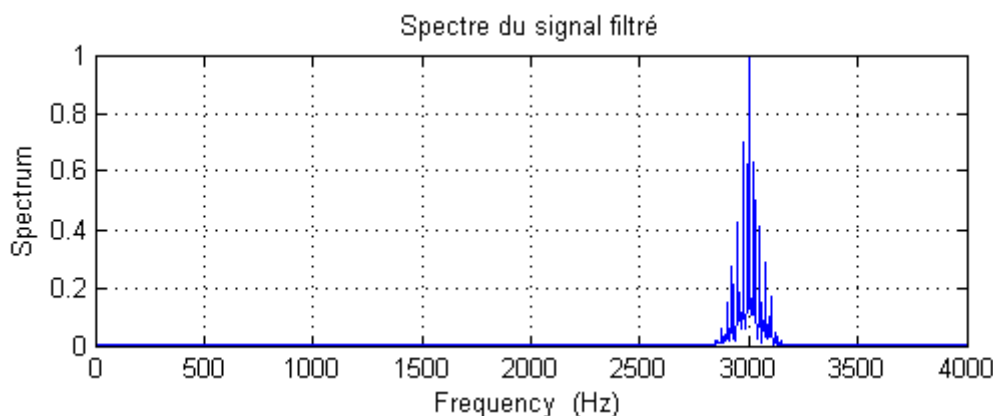


Figure III.27 : spectre du signal filtré avec une bande d'analyse $B=[2900-3100]$

Le filtre a éliminé toutes les fréquences en dehors de sa bande d'analyse.

La transformée de Fourier inverse du spectre filtré avec laquelle on obtient un signal temporel plus clair, permettant de visualiser les chocs et les périodicités du signal.

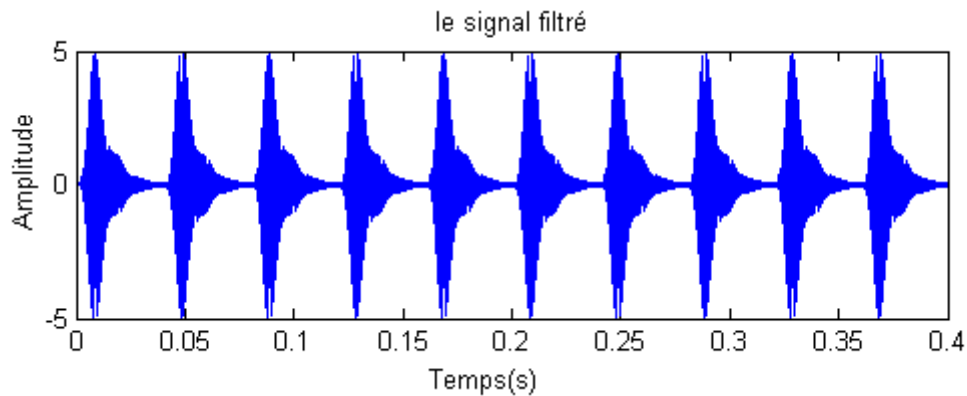


Figure III.28 : signal filtré

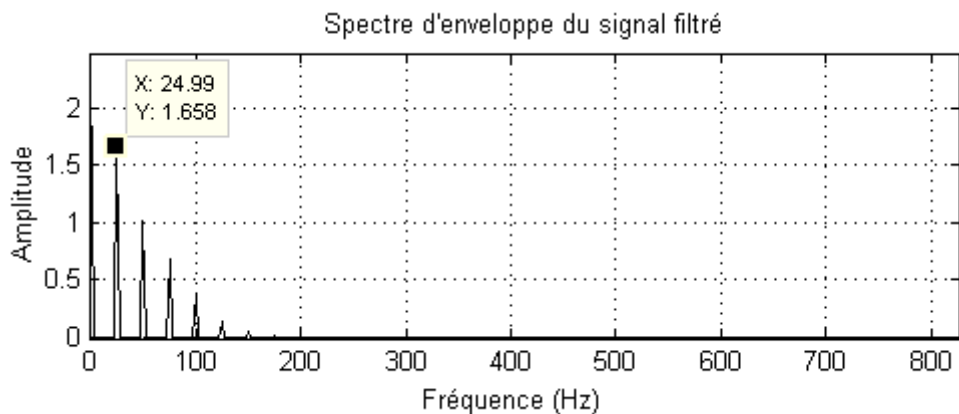
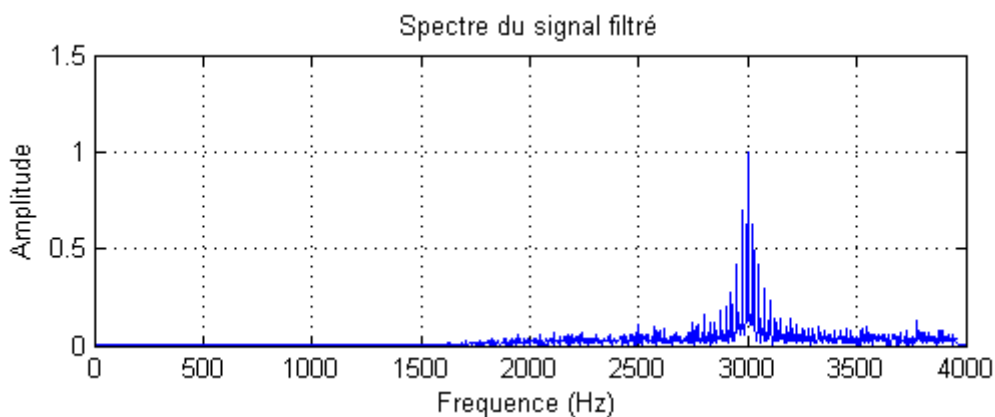


Figure III.29 : Spectre d'enveloppe du signal filtré

Le spectre de l'enveloppe de la réponse impulsionnelle de cette résonance est constitué d'un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de défaut, 25 Hz ($1/(0.4/10)$).

- **Le filtrage large-bande** : permet une approche rapide qui ne nécessite pas de connaître les fréquences des dômes de concentration d'énergie vibratoire et qui, de ce fait, peut être utilisée comme technique de surveillance puisque les fréquences des résonances ne peuvent être connues avant l'apparition du défaut.

Figure III.30 : Spectre du signal filtré avec une bande d'analyse $B=[2100-3900]$

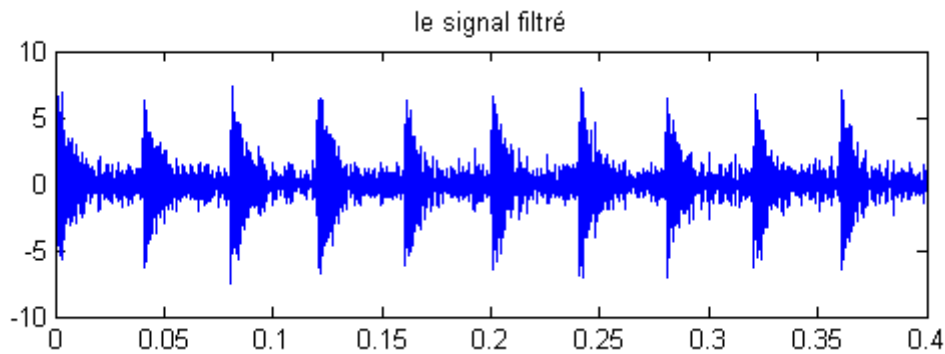


Figure III.31 : Allure temporelle du signal filtré

Le signal filtré présente encore de bruit, mais moins que le signal donné par le capteur.

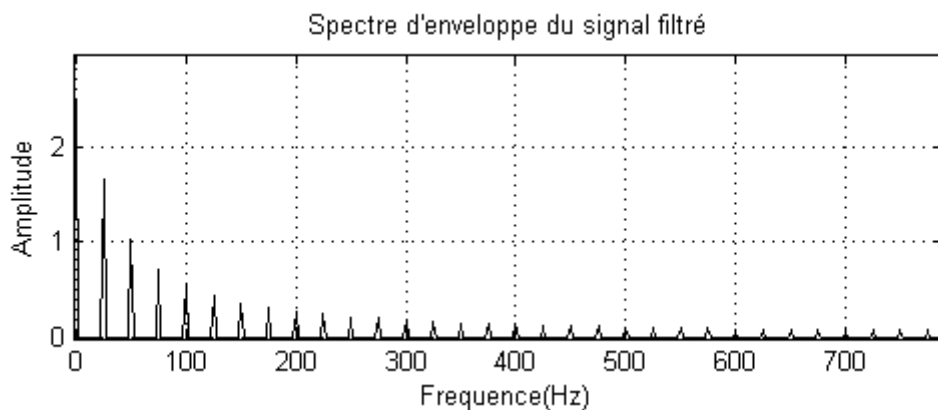


Figure III.32 : Spectre d'enveloppe du signal filtré

A chaque fois qu'on élargi la bande de filtre, le spectre se ressemble à un spectre de bruit (spectre plat, dans lequel n'émerge aucune raie) à cause de la résolution qui est insuffisante, $\Delta f = (2.56 B) / N$. Si on réduit la bande de filtre, le spectre enveloppe sera encore un spectre de bruit si aucune fréquence de résonance n'est excitée dans la fenêtre d'analyse choisie.

III.5 – Défaut de roulement :

III.5.1 – Comportement vibratoire :

Le passage des éléments roulants sur un défaut situé sur l'une des bagues d'un roulement, provoque une série de forces impulsionnelles dans un plan radial perpendiculaire à la ligne de rotation. Pour la simulation de ce défaut on a généré un signal chocs représentant le signal provoqué par ce défaut, modulé en amplitude par un balourd de l'arbre porté par ce roulement.

Le signal simulé a les caractéristiques suivantes :

- Le temps d'acquisition $\Delta t = 0.4$ secondes ;
- La fréquence de défaut est 40 Hz.
- Un signal sinusoïdal de fréquence 10 Hz, présentant un balourd, module l'amplitude des chocs.
- Une fréquence de résonance = 3000 Hz.
- La fréquence d'échantillonnage $f_e = 8000$ Hz.

Nous avons ajouté du bruit qui représente le fonctionnement des autres organes de la machine, l'analyse sera faite en utilisant les méthodes utilisées dans la pratique pour détecter ce type de défaut, en variant le rapport signal/bruit (SNR).

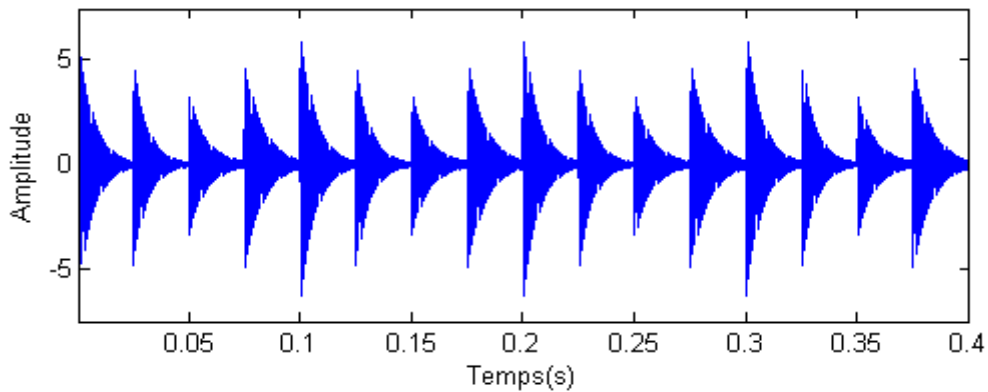


Figure III.33 : Allure temporelle de défaut sans bruit

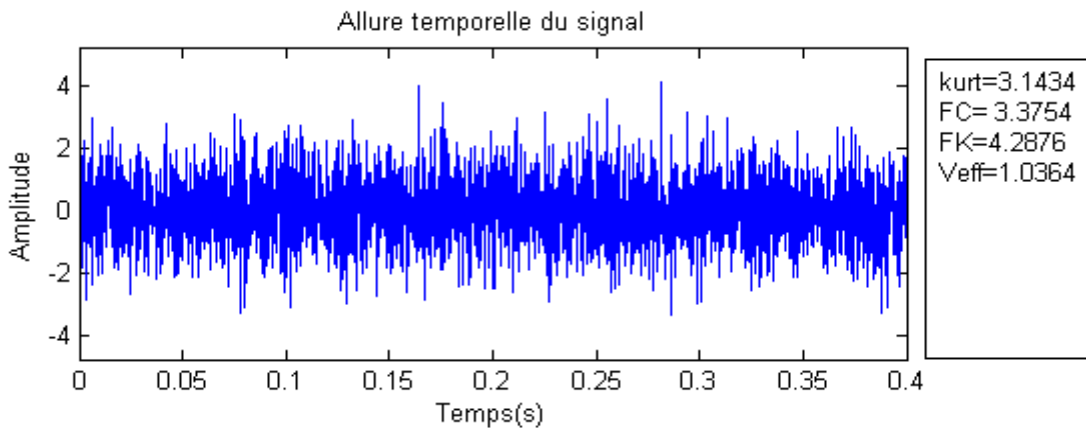


Figure III.34 : Allure temporelle du signal avec un SNR= 1.0866

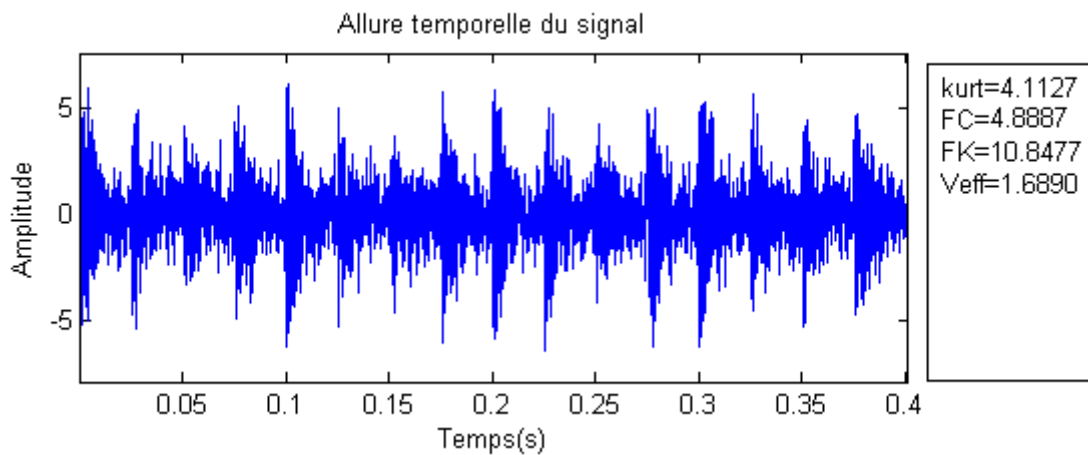
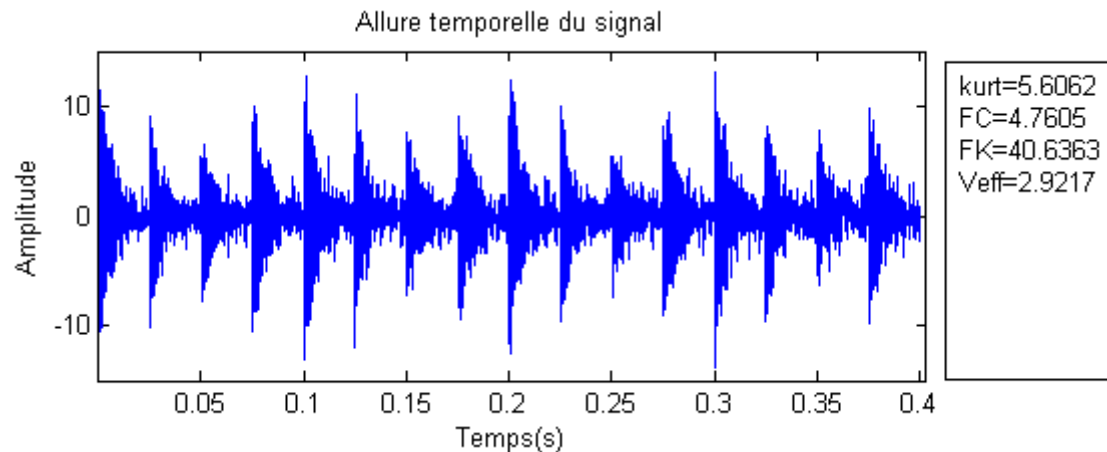


Figure III.35 : Allure temporelle du signal avec un SNR= 2.9443



**Figure III.36 : Allure temporelle du signal
avec un SNR= 8.2977**

Le SNR du signal sur la figure III.34 est 1.0866, donc sa puissance n'est pas prépondérante devant celle générée par le bruit, donc on est avec une distribution gaussienne du signal avec un kurtosis proche de trois (l'amplitude du signal est statistiquement égal à trois fois son amplitude efficace), et sur la figure III.35, le SNR a légèrement augmenté, par contre la forme du signal a pris l'allure de défaut, car ce type de défaut n'engendre pas une grande puissance.

III.5.2 – Surveillance en utilisant les méthodes temporelles :

En ce qui concerne les roulements, les indicateurs de dépistage favorisés sont le kurtosis et les indicateurs crêtes (facteur de crête et le facteur K).

SNR	Kurtosis	Facteur de crête	Facteur K
1,0866	3,1434	3,3754	4,2876
1,3288	3,3042	3,7111	4,6301
1,6891	3,4378	3,9306	6,717
2,1413	3,9618	4,4332	9,635
2,9443	4,1127	4,8887	10,8477
3,7711	4,5477	4,5531	16,6192
4,7448	4,9797	4,5579	22,0143
5,5948	5,1551	4,6469	26,4741
6,7635	5,3191	4,5152	31,2771
8,2977	5,6062	4,7605	40,6363
9,7256	5,7479	4,7814	46,9018
12,0082	5,5267	4,4026	52,5183
12,8571	5,7364	4,5809	61,2208

**Tableau III.3 : Quelques valeurs de kurtosis, facteur de crête et facteur K
du signal en fonction de SNR**

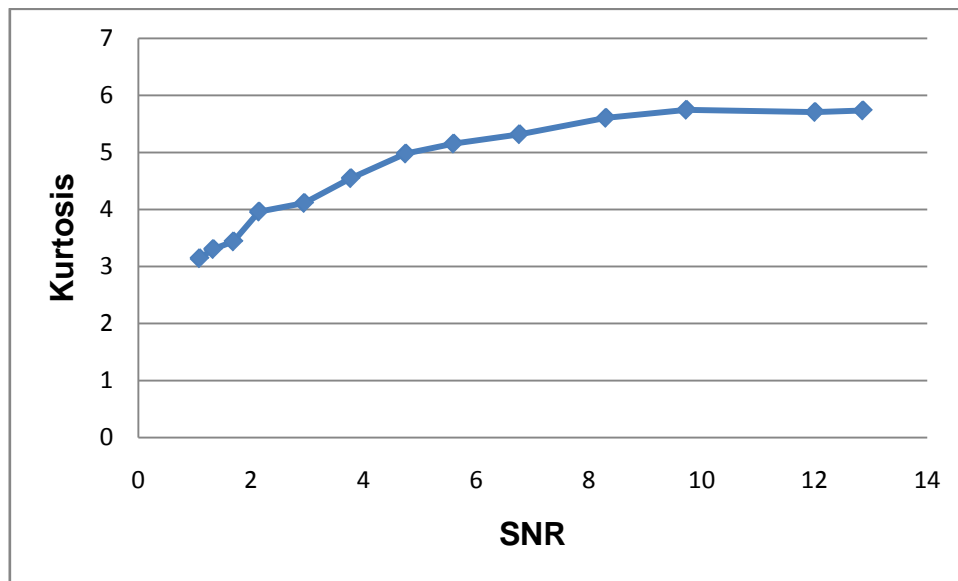
III.5.2.a – Le kurtosis :

Figure III.37 : Tendance d'évolution du kurtosis en fonction de SNR

La figure **III.37**, présente l'évolution du kurtosis du signal en fonction de SNR, dont la valeur augmente avec l'augmentation de ce dernier. Au début lorsque le signal simulé présente l'allure temporelle d'un signal généré par un roulement sain, le kurtosis est proche de 3, ce qui correspond à une distribution gaussienne signal, et l'augmentation de cet indicateur, révèle sa sensibilité au changement de la forme du signal de sortie.

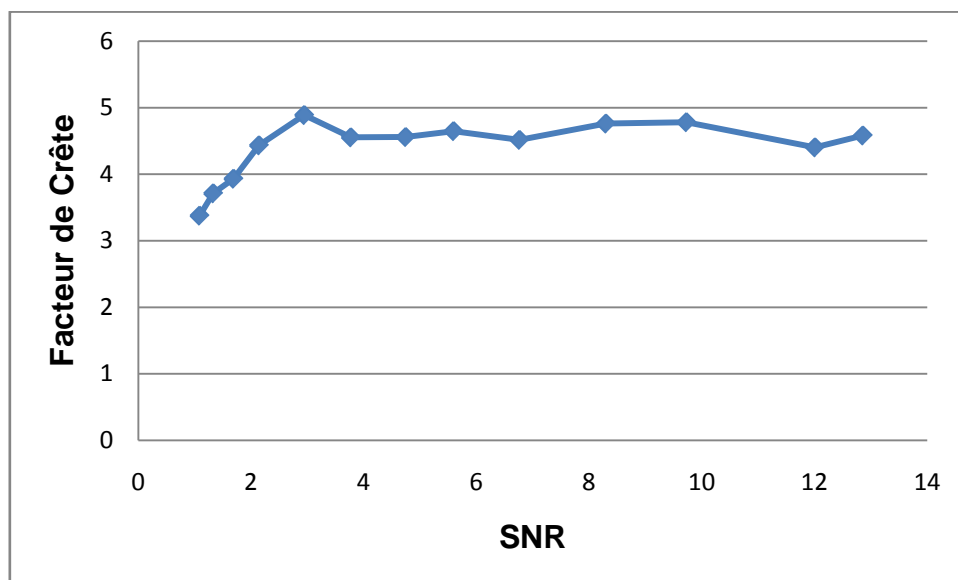
III.5.2.b – Le facteur de crête :

Figure III.38 : Tendance d'évolution de facteur de crête en fonction de SNR

La figure **III.38**, représente l'évolution du facteur de crête du signal en fonction de SNR. On remarque qu'il est très sensible aux premières apparitions du défaut, mais reste constant à

partir de certaines valeurs. Le facteur de crête peut être donc un bon indicateur à la détection précoce des défauts des roulements, mais il est moins sensible à son évolution et sa gravité.

III.5.2.c – Le facteur K :

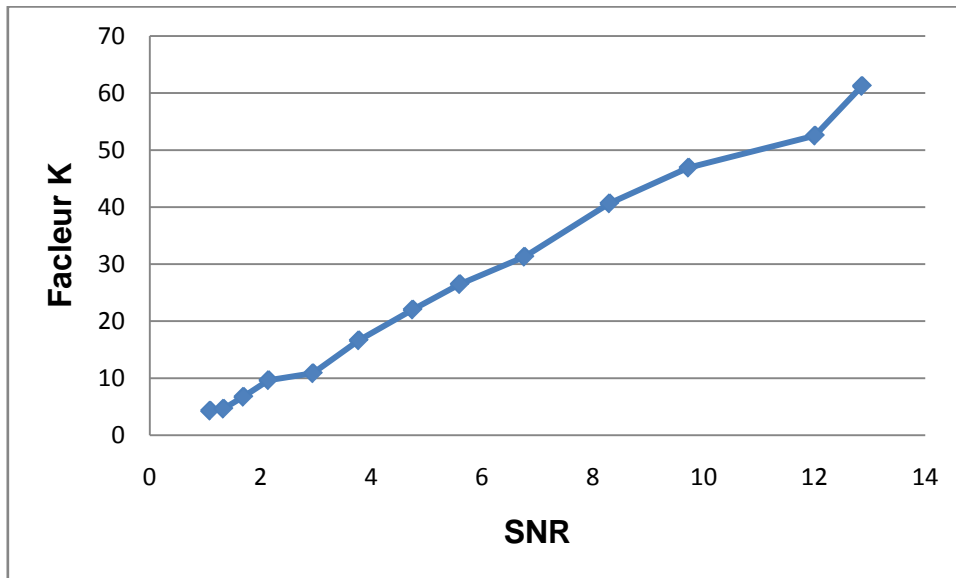


Figure III.39 : Tendance d'évolution de facteur de crête en fonction de SNR

La figure **III.39**, représente l'évolution du facteur K du signal en fonction de SNR. Cet indicateur est très fiable pour détecter, et surtout de suivre l'évolution et la gravité du défaut du roulement, parce que il augmente pour le moindre changement de la forme ou de la puissance générée par le signal, car cet indicateur est défini comme étant le produit entre la valeur crête et la valeur efficace du signal.

III.5.3 – Surveillance en utilisant les méthodes fréquentielles :

III.5.3.a – Analyse de spectre :

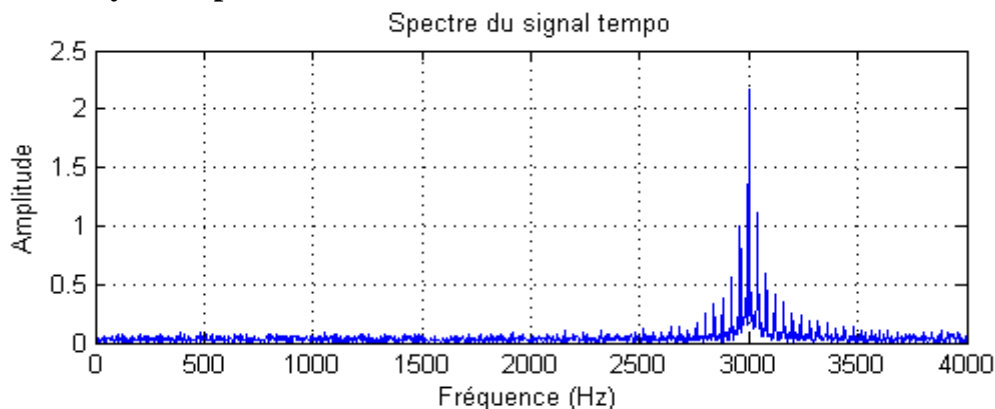


Figure III.40 : Spectre du signal

Le spectre du signal figure **III.40**, représente une concentration d'énergie à la fréquence de résonance, et un zoom au niveau des basses fréquences (figure **III.41**) ne permet pas de distinguer les composantes du défaut.

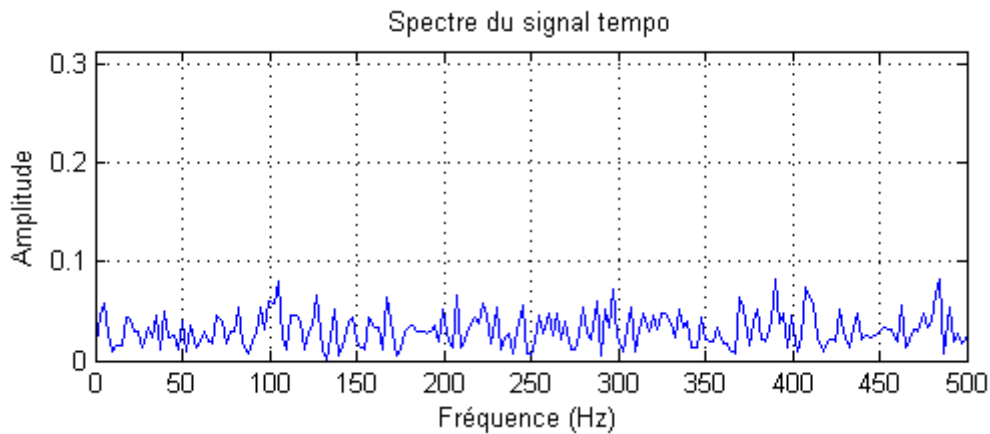


Figure III.41 : spectre zoomé sur les basses fréquences

III.5.3.b – Analyse cepstral :

Le cepstre représenté sur la (figure III.42) révèle l'existence d'un peigne de raies qui a comme fréquence 40 Hz ($1/0.02525$), qui représente la fréquence de défaut.

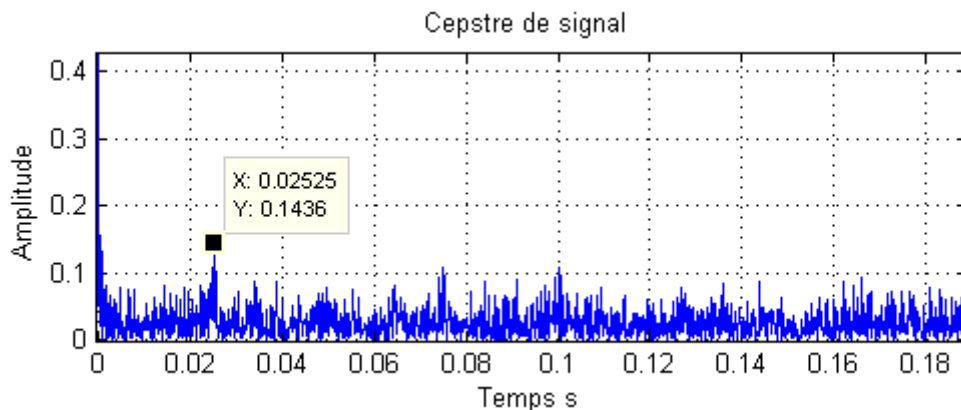


Figure III.42 : Cepstre du signal

III.5.3.c – L'analyse d'enveloppe :

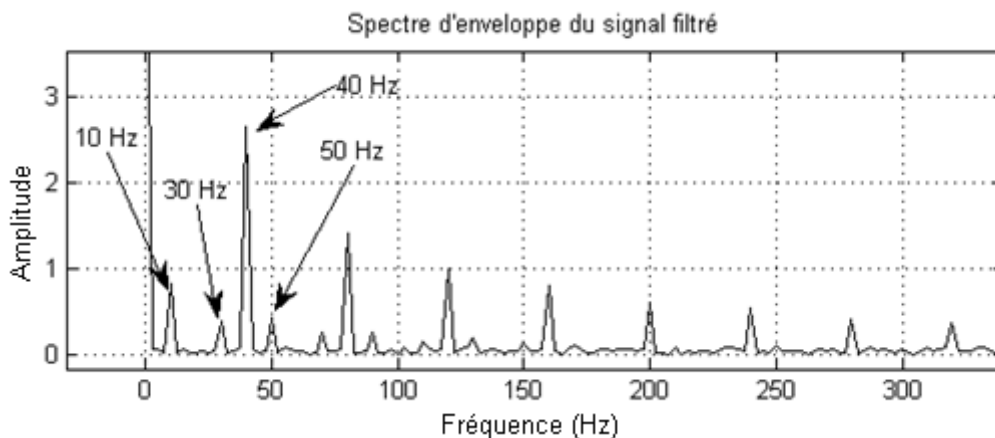


Figure III.43 : Spectre d'enveloppe du signal filtré
autour de 3000 Hz

Le spectre de signal filtré autour de la fréquence de résonance à 3000 Hz, (figure III.43), a révélé la fréquence de rotation de l'arbre à 10 Hz, et la fréquence de défaut à 40 Hz entouré par des bandes latérales de modulation de 10Hz.

III.6 – Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons illustré les représentations temporelles théoriques des défauts, et les indicateurs scalaires sensibles à chacun d'eux. En commençant par les défauts de balourd et d'alignement, qui sont des défauts qui génèrent des signaux stationnaires. Pour leurs détections, le suivi de l'évolution de la valeur efficace est mieux adapté, à cause de sa sensibilité à l'énergie engendrée par ce type de défauts. Pour la détection de défaut d'engrenages et de roulements, qui génèrent des signaux non stationnaires, le kurtosis, le facteur de crête et le facteur K, sont des indicateurs mieux adaptés à ce type de défauts à cause de leur sensibilité à la forme du signal. Après la détection la présence des défauts avec les indicateurs scalaires, on a présenté l'utilisation des indicateurs spectraux pour l'identification des sources exactes de ces défauts.

L'identification des fréquences des défauts de balourd et d'alignement, se fait par l'analyse spectrale, et les défauts d'engrenage et de roulements, l'analyse spectrale est insuffisante pour révéler la vraie source des chocs à cause de la complexité des spectres de ces signaux, et à cause par fois de bruit qui brouille la lisibilité de ces derniers en basses fréquences, et à cause de ces inconvénients on a présenté deux autres méthodes spécifiques à ce type de défauts, l'analyse cepstral, qui est un outil qui nous aide à l'interprétation des spectre complexe, et la méthode HFRT, qui est une méthode efficace d'identification des fréquence des chocs.

CHAPITRE IV

ANALYSE EXPERIMENTALE

IV.1 – Introduction :

Quelque soit le développement des outils de simulation sur ordinateur des phénomènes physiques, elles ne peuvent pas reproduire un phénomène tel qu'il est réellement produit, et tout scientifique le sait, il y a souvent un gap entre la théorie et la pratique. Sur le papier un équipement électronique réagit par une réponse attendue à l'excitation de signaux étudiés, mais dans la vraie vie, ces signaux ne sont pas toujours si fidèlement reproduits.

Dans le chapitre précédent, nous avons présenté des modèles numériques de comportement vibratoire des défauts, et les indicateurs pour leurs détections et l'identification de leurs sources. Ce chapitre a pour objectifs de valider et d'analyser les résultats obtenus théoriquement en les appliquant sur des signaux réels.

IV.2 – Défaut de balourd :

IV.2.1 – Description du matériel :

IV.2.1.1 – Le banc d'essai :

Le banc d'essai utilisé est donné dans la photo IV.1, il a été réalisé au **Centre d'Etude et de Recherche en Soudage et Contrôle** situé à Cheraga, Alger. Ses caractéristiques sont données dans la figure IV.1 et le tableau IV.1.



Photo IV.1 : Le banc d'essai

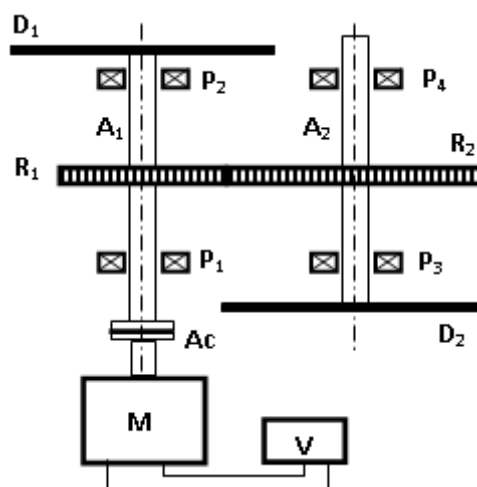


Figure IV.1 : Vue d'ensemble du banc d'essai

N°	Désignation	Dimensions	Caractéristiques techniques
1	Moteur électrique		
2	Variateur de fréquence		$0 < f < 50 \text{ Hz}$
3	Arbre moteur A_1		
4	Arbre récepteur A_2		
5	Disques d'inertie (02) identiques D_i		
6	Roue dentée R_1	80 dents	
7	Roue dentée R_2	100 dents	
8	Paliers (04) identiques P_i		
9	Accouplement Ac		

**Tableau IV.1 : caractéristiques techniques
du banc d'essai**

Ω_M (tr/min)	f_M (Hz)	f_R (Hz)	f_{eng} (Hz)	f_c (Hz)
300	5	4	400	1
600	10	8	800	2
900	15	12	1200	3
1200	20	16	1600	4
1500	25	20	2000	5
1800	30	24	2400	6
2100	35	28	2800	7
2400	40	32	3200	8
2700	45	36	3600	9
3000	50	40	4000	10

**Tableau IV.2 : Les différentes fréquences caractéristiques
de banc d'essai**

Avec :

Ω_M : vitesse de rotation de moteur

f_M : fréquence de moteur (A_1)

f_R : fréquence de récepteur (A_2)

f_{eng} : fréquence d'engrènement

f_c : fréquence de coïncidence

(PPCM (100 ; 80) = 400)

IV.2.1.2 – Le matériel de prise de mesures et de traitement de signal

Les capteurs sont des accéléromètres de type piézoélectrique, avec une sensibilité de 9.82 mV/g et une réponse fréquentielle de 1 Hz à 4 kHz. Ces capteurs seront reliés au boîtier donné dans la photo **IV.2** de modèle 4-2 voies, ce dernier est relié à l'analyseur de signal, donné dans la photo **IV.3** qui est directement connecté à un ordinateur où est installé un logiciel de traitement de type **OROS 25**.



Photo IV.2 : Le boîtier d'acquisition



Photo IV.3 : L'analyseur de signal

IV.2.2 – Analyse des signaux expérimentaux :

Afin de voir l'influence de défaut de balourd sur la valeur efficace du signal de sortie, et sa manifestation sur le spectre, on a effectué une campagne de mesure sur le banc d'essai (photo IV.1) ; une petite masse est fixée sur le disque D1, afin de créer un déséquilibre massique, et on a prélevé des signaux pour différentes vitesses de rotation.

IV.2.2.1 – La valeur efficace :

La figure IV.2 représente la courbe d'évolution de la valeur efficace en fonction de la vitesse de rotation, on remarque que cet indicateur augmente avec l'augmentation de cette dernière, ce qui confirme sa sensibilité à l'évolution de ce type de défaut.

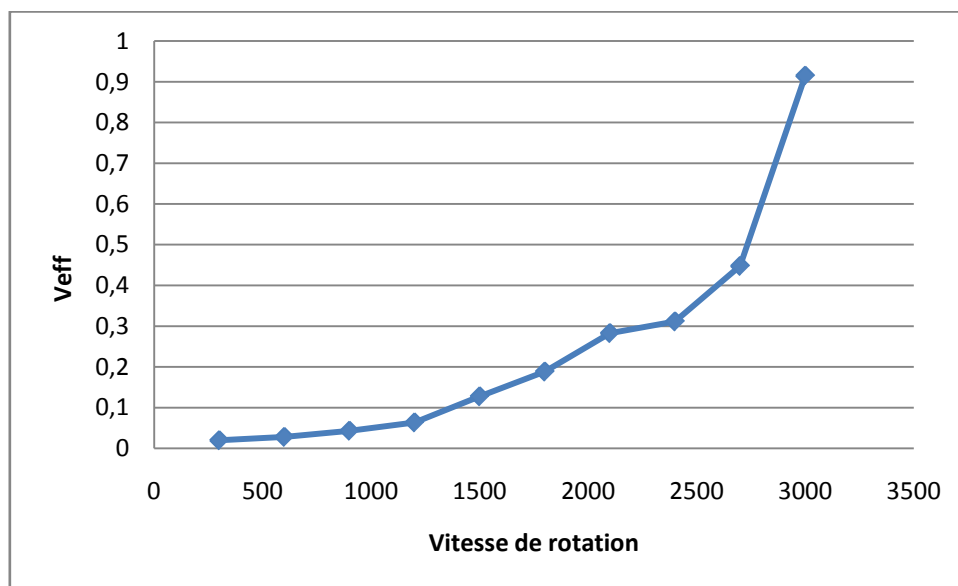


Figure IV.2 : Tendance d'évolution de la valeur efficace en fonction de la vitesse de rotation

IV.2.2.2 – Analyse spectrale :

Le premier signal recueilli par le capteur est donné dans la figure IV.3, ainsi que son spectre donné par la figure IV.4 :

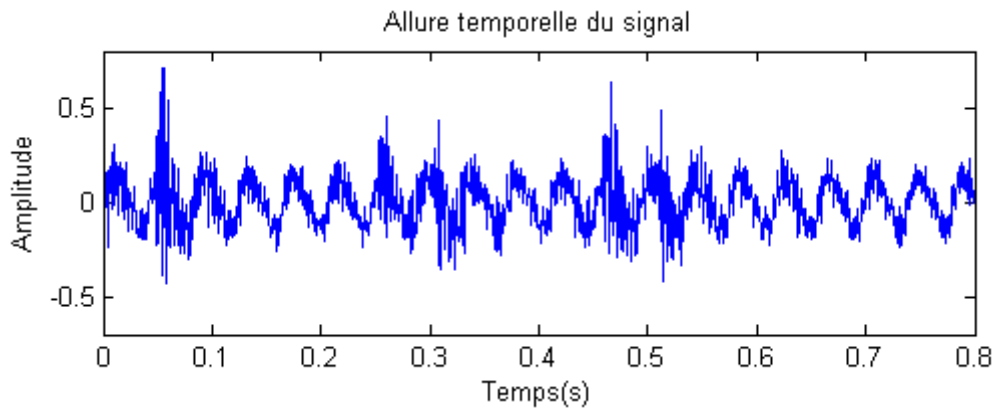


Figure IV.3 : Le signal temporel de B_1500_P3

N.B : **B_1500_P1** désigne :

- **B** : type de défauts (ici balourd, **E** : défauts d'engrenage);
- **1500** : vitesse de rotation (tr/min);
- **P3** : l'emplacement du capteur (ici sur le palier **P3**)

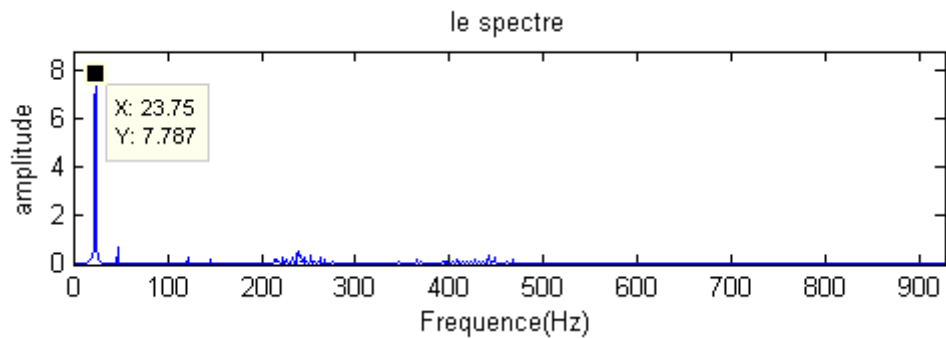


Figure IV.4 : Le spectre de B_1500_P3

Sur le spectre de signal, on constate la présence d'une raie prépondérante à la fréquence de rotation (25 Hz), synonyme de la présence d'un défaut de balourd.

Le deuxième signal recueilli est donné sur la figure **IV.5**, et son spectre dans la figure **IV.6** :

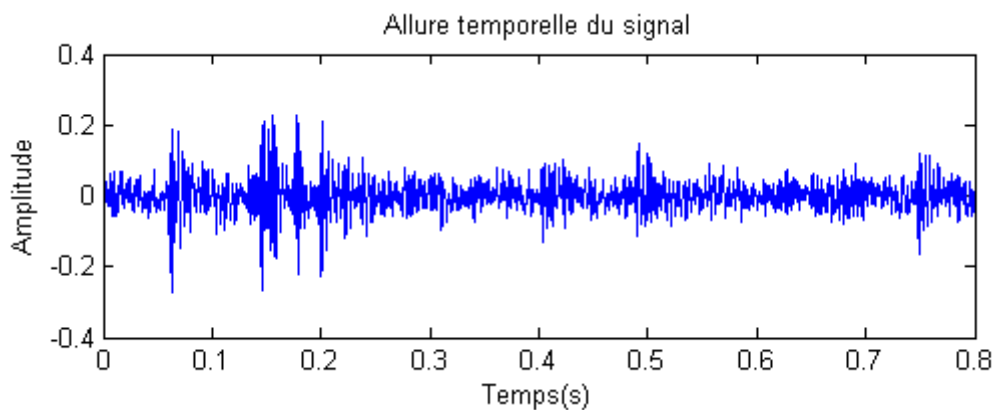


Figure IV.5 : Le signal temporel de B_900_P3

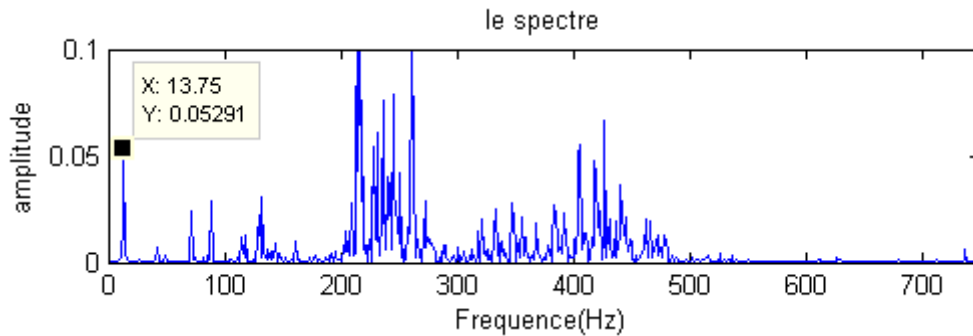


Figure IV.6 : Le spectre de B_900_P3

Le troisième signal recueilli est représenté dans la figure IV.7, ainsi que son spectre dans la figure IV.8 :

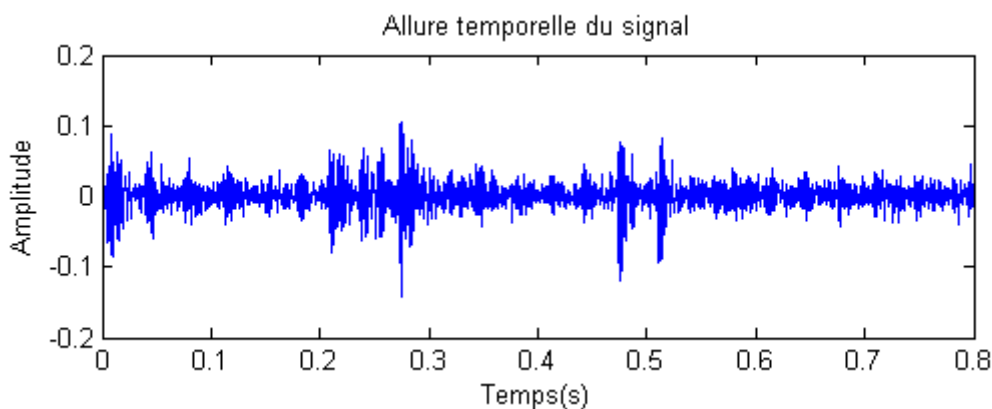


Figure IV.7: Le signal temporel de B_300_P3

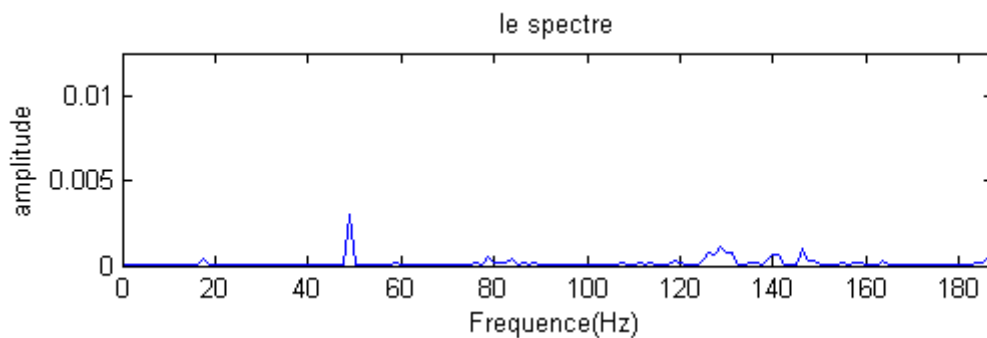


Figure IV.8 : Le spectre de B_300_P3

Sur le spectre du signal **B_300_P3**, représenté sur la figure IV.8, la composante qui représente le balourd n'apparaît pas et cela est dû à la vitesse de rotation qui est très petite.

IV.3 – Défaut d'engrenage :

IV.3.1 – Présentation du banc d'essai :

Les vibrations d'engrenages sur lesquelles nous avons fait les tests proviennent d'un réducteur, du CETIM (Centre d'Études Techniques des Industries Mécanique, 52 av. Felix Louat, 60300 Senlis). Le réducteur est composé d'un pignon de 20 dents et d'une roue de 21 dents. La vitesse du moteur d'entraînement est de 1000 tr/min soit environ 16.67 Hz, la vitesse de rotation de la roue est de 15.87 Hz et la fréquence d'engrènement est de l'ordre de

330 Hz. La fréquence d'échantillonnage est de 20 kHz. Chaque enregistrement comporte 60000 points soit une durée de signal de 3 second. Durant l'expérimentation, le réducteur passe de l'état de bon fonctionnement à un état détérioré.

Le dimensionnement (tableau **IV.3**) des roues de l'engrenage, ainsi que les conditions de fonctionnement (vitesse, couple) ont été fixés de façon à obtenir un écaillage sur toute la longueur d'une dent. Tous les jours après l'acquisition des signaux vibratoires, le banc est arrêté, pour expertiser tableau **IV.4** l'état des dentures des roues photo **IV.4**, photo **IV.5** et photo **IV.6**. Les essais du réducteur s'étalent sur 12 jours avec l'enregistrement d'un signal vibratoire chaque jour.

Vitesse (tr/min)	1000	
Couple (daN.m)	200	
Engrenages cylindriques	Roue	Pignon (roue testée)
Nombre de dents	21	20
Largeur (m)	0.03	0.015
Module (m)	0.01	
Angle de pression (°)	20	
Coefficient de creux	1.4	
Coefficient de saillie	1.0	
Coefficient de déport	0	

Tableau IV.3 : Caractéristiques nominales du banc d'essai CETIM.

jours	Observation
1	Premier jour d'acquisition, pas d'anomalie
2	Pas d'anomalie
3	// //
4	// //
5	// //
6	Écaillage dent 1/2
7	Pas d'évolution
8	dent 1/2 pas d'évolution dent 15/16 début d'écaillage
9	Évolution de l'écaillage dent 15/16
10	// //
11	// //
12	Écaillage sur toute la largeur de la dent 15/16

Tableau IV.4 : Rapport d'expertise

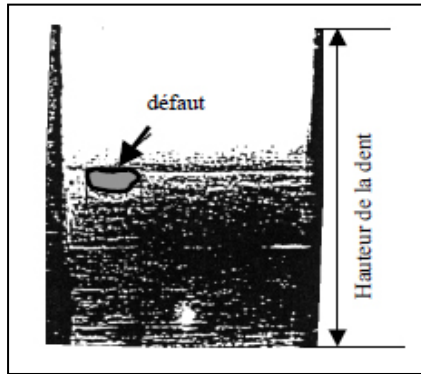


Photo IV.4 : Dent 2, jour 10

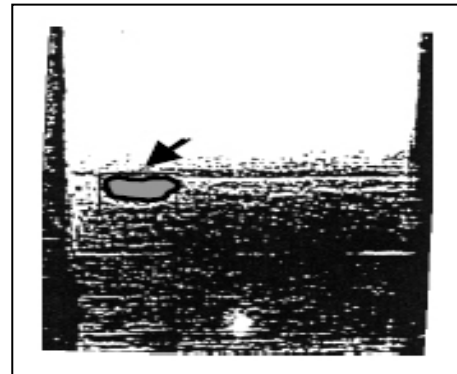


Photo IV.5 : Dent 16, jour 10



Photo IV.6 : Dent 16, jour 11

IV.3.2 – Analyse des signaux :

IV.3.2.1 – Analyse en utilisant les méthodes temporelles :

La surveillance d'une machine tournante en utilisant les méthodes temporelles, consiste à suivre l'évolution des indicateurs scalaires en fonction de temps, et le tableau IV.5 donne les valeurs de kurtosis et de facteur de crête de tous les signaux recueillis par le capteur durant toute la période des expériences.

Jour	Kurtosis	Facteur de crête
1	2,7245	3,5647
2	2,6874	3,4795
3	2,9219	4,3036
4	2,9236	3,9527
5	3,0515	4,1864
6	2,9955	3,9177
7	3,0037	3,9915
8	2,9863	3,9084
9	2,9841	4,3702
10	2,9645	3,8949
11	13,3945	6,8307
12	13,6579	6,8187

Tableau IV.5 : Valeurs des indicateurs scalaires de tous les signaux expérimentaux

IV.3.2.1.a – Le kurtosis :

La figure IV.9 présente la courbe d'évolution du kurtosis en fonction de jour de prise de mesure, sur laquelle on distingue trois phases, la première commence de premier jour jusque au dixième jour, sur cette phase, la machine est considéré comme saine puisque le kurtosis est resté stable. La deuxième phase est enregistré après une journée, sur laquelle le kurtosis a manifesté une grande évolution, synonyme d'existence d'un défaut qui génère un signal de type chocs. La troisième phase présente une évolution de ce défaut.

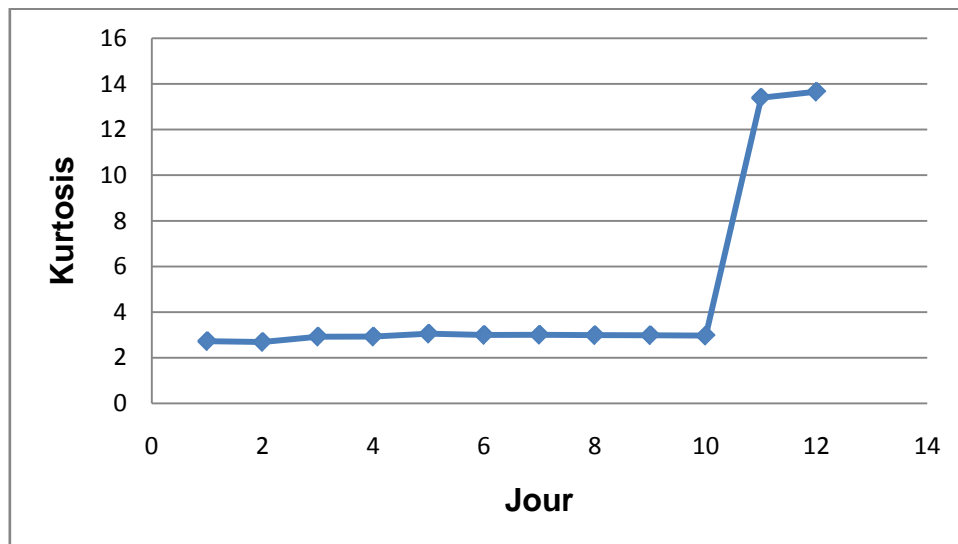


Figure IV.9 : Tendence d'évolution du Kurtosis

IV.3.2.1.b – Le facteur de crête :

L'évolution du facteur de crête en fonction de jour de prise de mesure est donnée dans la figure IV.10, qui présente presque la même allure que celle de kurtosis, qui à son tour, détecte la présence de défaut au dixième jour des expériences.

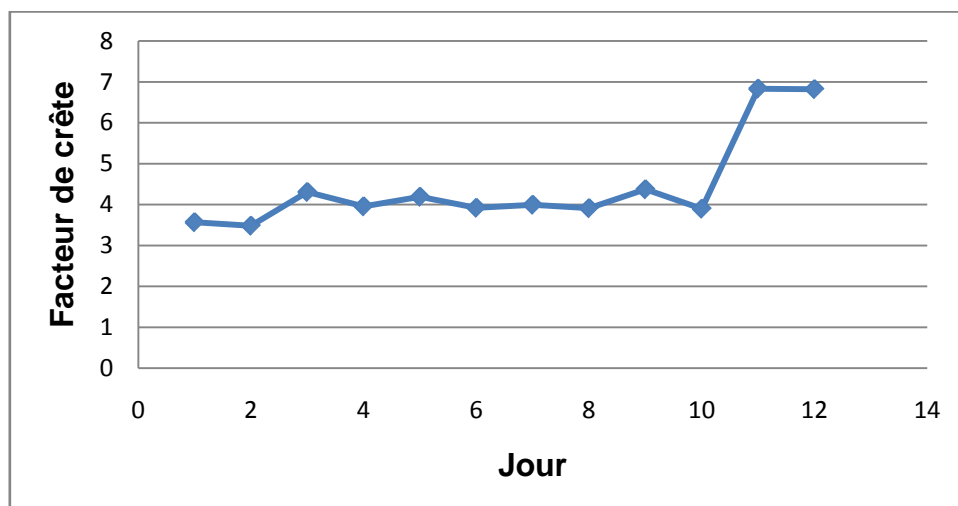


Figure IV.10 : Tendence d'évolution de facteur de crête

IV.3.2.2 – Analyse en utilisant les méthodes fréquentielles :

IV.3.2.2.2 – Test 1 :

Le premier signal analysé est représenté sur la figure **IV.11**, correspond à celui recueilli par le capteur au premier jour, qui correspond au cas sans défaut d'engrenage.

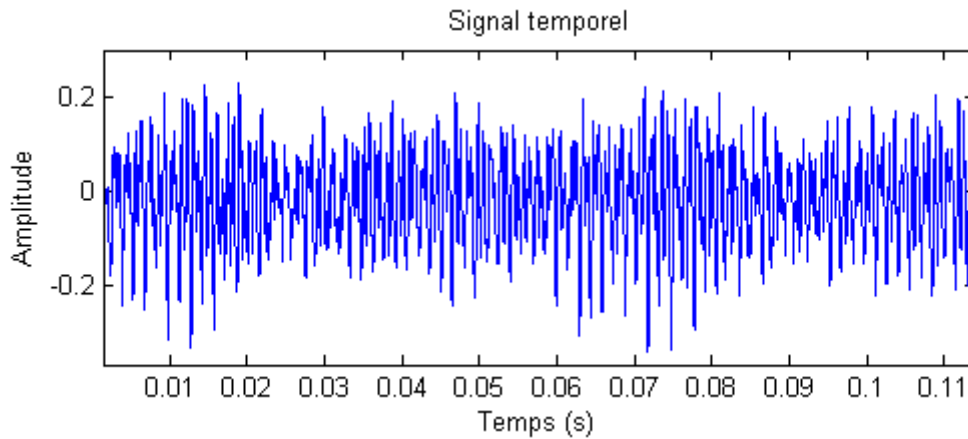


Figure IV.11 : Signal temporel de premier jour

IV.3.2.2.2.a – Analyse spectrale :

Ces images (Figure **IV.12**, Figure **IV.13**, Figure **IV.14**) représentent les vibrations d'un train d'engrenage, qui donnent les forces dues à l'engrènement, modulés en amplitude par les forces tournantes.

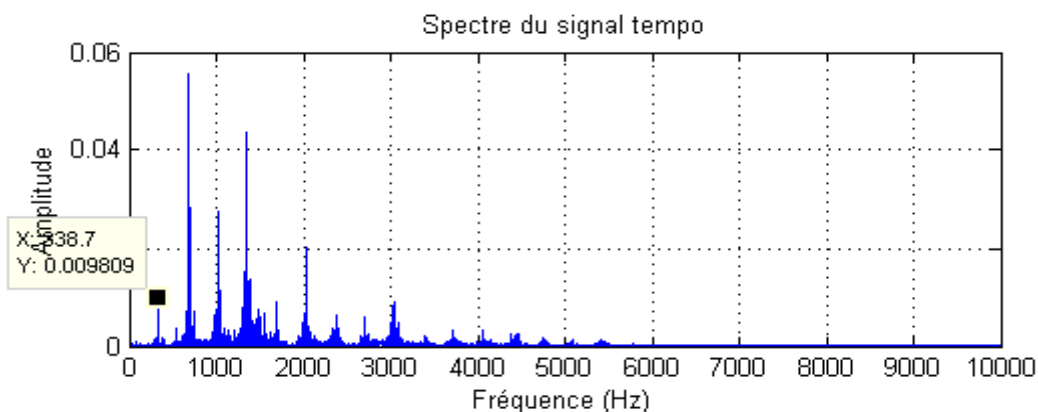


Figure IV.12 : spectre du signal de premier jour

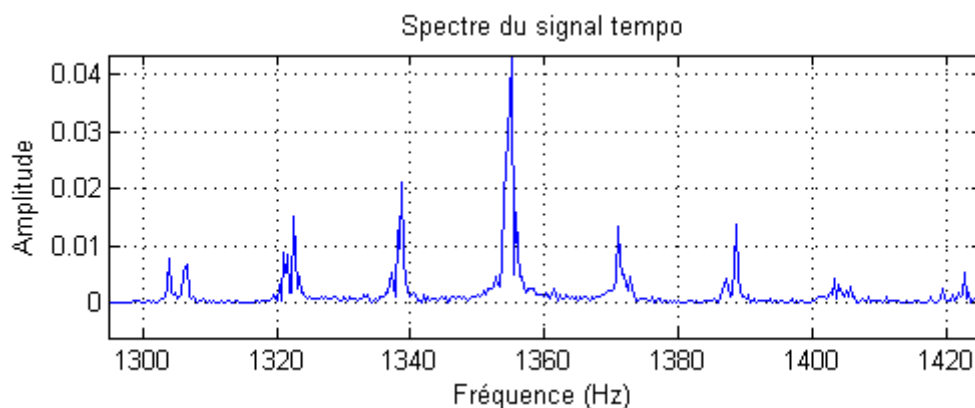


Figure IV.13 : Zoom autour d'une harmonique de la fréquence d'engrènement

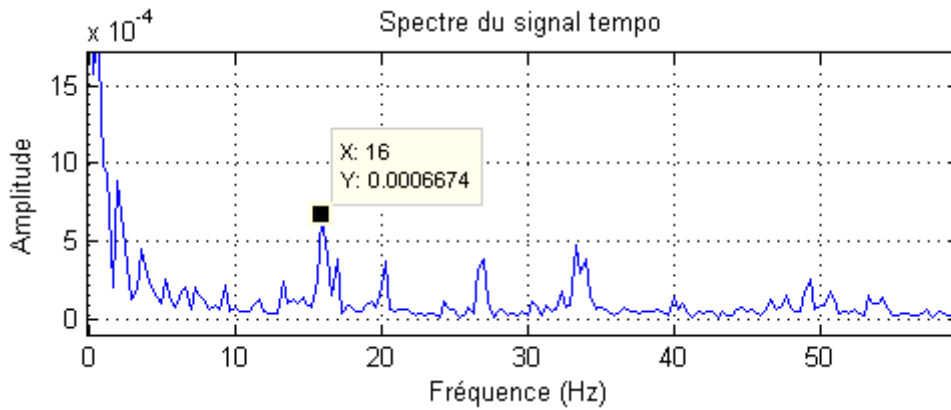


Figure IV.14 : Spectre zoomé sur les basses fréquences

L'image vibratoire d'engrenage usagé présentera des amplitudes plus élevées que celle à l'état sain au niveau des fréquences d'engrènement et des bandes latérales.

IV.3.2.2.2 – Teste 2 :

Le deuxième signal analysé correspond à celui recueilli le sixième jour qui est représenté sur la figure IV.15, après écaillage d'une dent sur le pignon d'entrée.

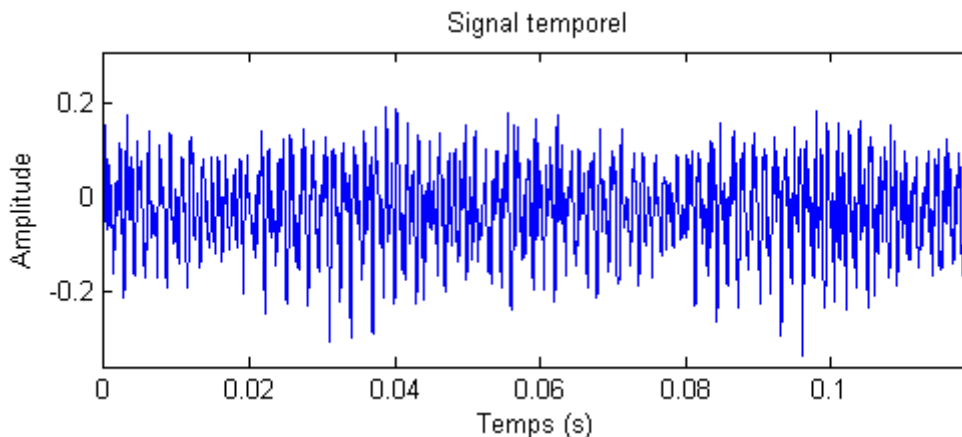


Figure IV.15 : Signal temporel de sixième jour

IV.3.2.2.2.a – Analyse spectrale :

Et l'analyse de spectre de la figure IV.16 révèle :

- L'augmentation de la raie à la fréquence de rotation de l'arbre portant le pignon (figure IV.17), qui peut être interpréter comme l'aggravation de défaut de balourd, ou bien l'apparition d'un autre défaut qui se manifeste à cette fréquence comme un défaut sur une dent de pignon ;
- Le changement des harmoniques de la fréquence d'engrènement, qui peut être interpréter comme l'apparition d'un défaut qui se manifeste à cette fréquence comme la détérioration de toutes les dents de l'engrenage, ou bien elle est probablement le résultat de la présence de fréquences propres de structure excitées par l'engrènement qui a été le cas même le premier jour, et l'apparition d'un défaut qui a changé leurs façon d'excitation.

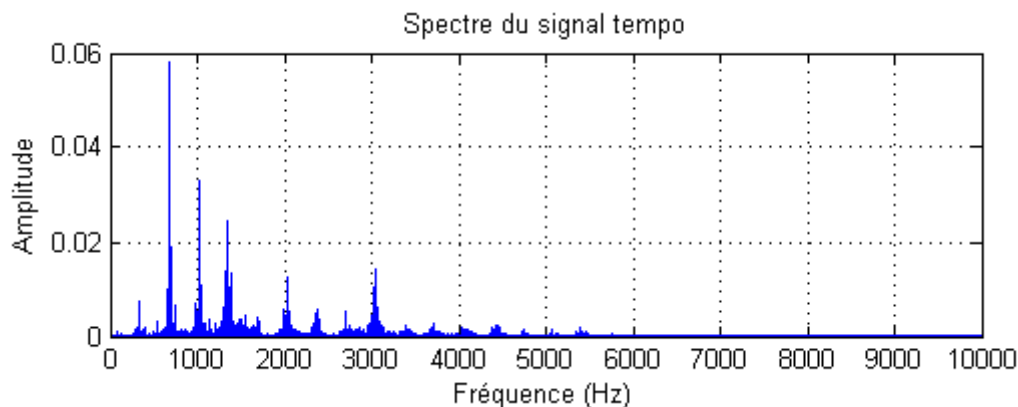


Figure IV.16 : Spectre du signal de sixième jour

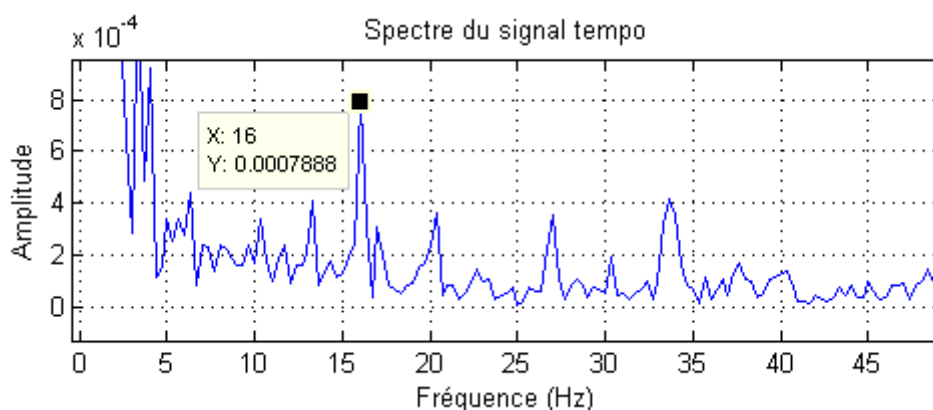


Figure IV.17 : Zoom sur les basses fréquences de spectre

IV.3.2.2.3 – Teste 3 :

Le troisième signal analysé est celui recueilli par le capteur au dixième jour des expériences, son allure temporelle est représentée sur la figure **IV.18**.

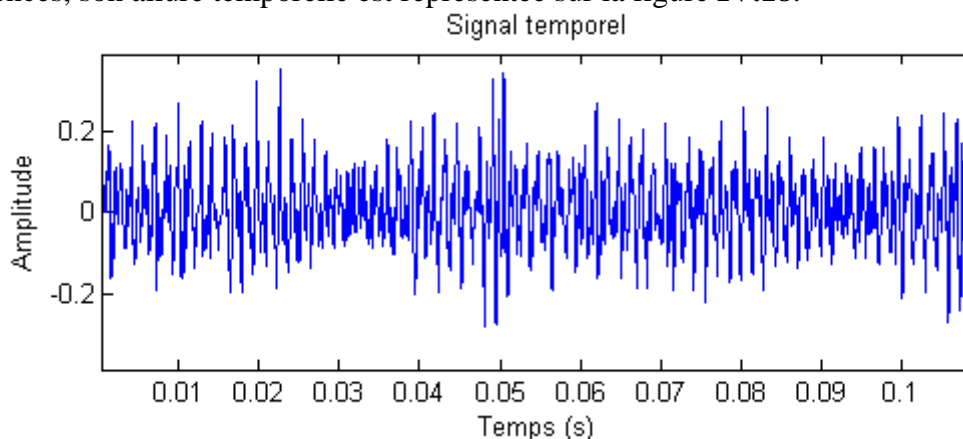


Figure IV.18 : Signal temporel de dixième jour

IV.3.2.2.3.a – Analyse spectrale :

Le spectre de signal temporel de dixième jour représenté sur la figure **IV.19** qui représente le spectre de signal après l'évolution de l'écaillage sur la deuxième dent défectueuse, on remarque que la façon d'excitation des résonances a changé, et l'amplitude de la composante

à la fréquence de rotation a augmenté figure IV.20 parce que les deux défauts sur les deux dents ont la même fréquence.

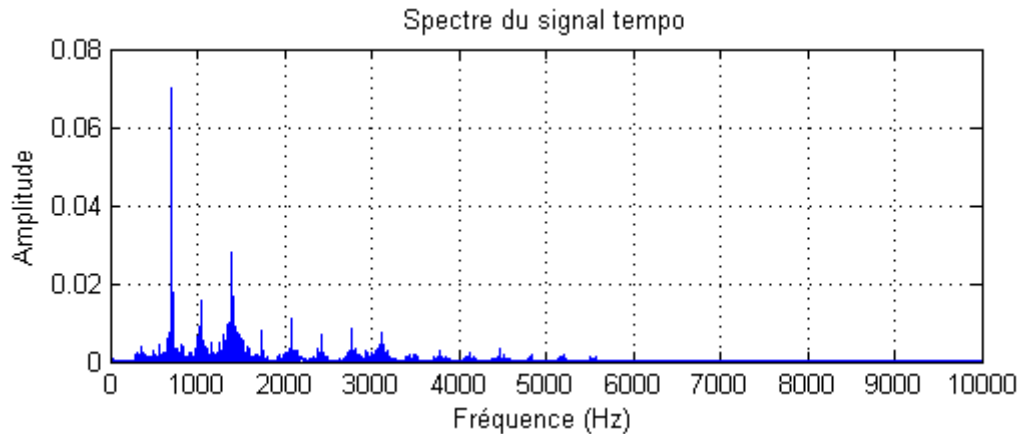


Figure IV.19: Spectre du signal de dixième jour

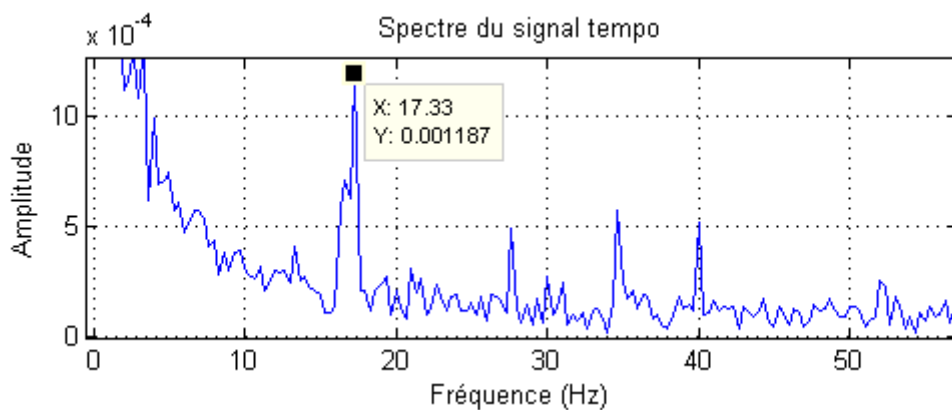


Figure IV.20 : Zoom sur les basses fréquences de spectre

IV.3.2.2.3.b – Analyse cepstrale :

La figure IV.21, nous donne la représentation cepstrale du signal de dixième jour, qui révèle l'existence sur le spectre d'un peigne de raies qui a comme pas la fréquence de rotation de l'arbre portant le pignon.

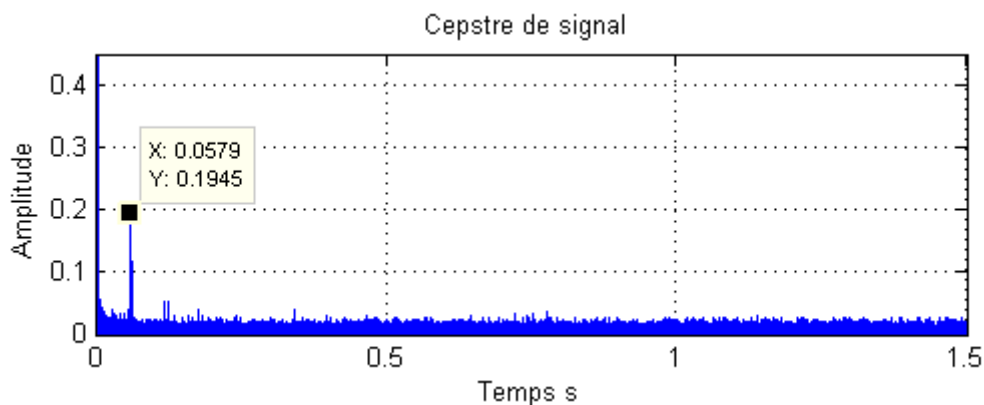
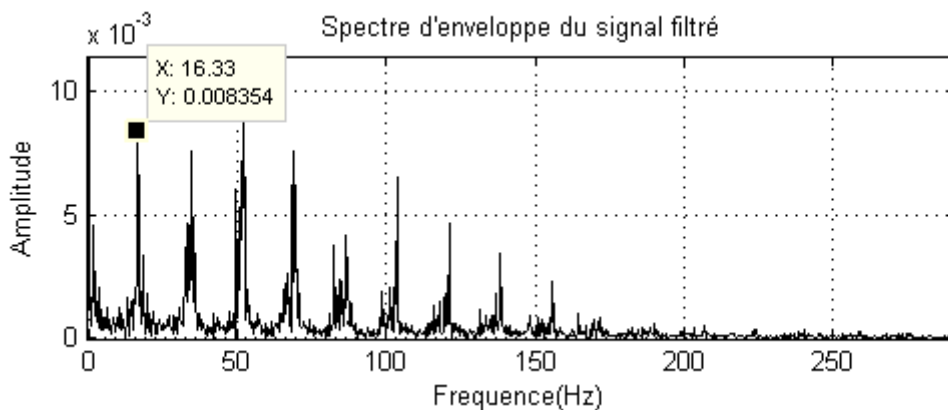


Figure IV.21 : Cepstre du signal de dixième jour

IV.3.2.2.3.c – Analyse d’enveloppe :

L’analyse de spectre d’enveloppe du signal filtré autour de la fréquence de résonance 1350 Hz (figure IV.22), montre la présence d’un peigne de raies qui a comme pas la fréquence de rotation de l’arbre portant le pignon.



**Figure IV.22 : Spectre d’enveloppe du signal filtré
autour de 1350 Hz**

IV.3.2.2.4 – Teste 4 :

Le quatrième signal analysé est celui donné par le capteur au douzième jour des testes, qui correspond au signal après écaillage sur toute la largeur de la deuxième dent détériorée, qui est donné sur la figure IV.23, qui a comme kurtosis= 13.6579 et facteur de crête= 6.8187, et la grande augmentation de ces deux indicateurs nous laisse à constater l’existence d’un défaut, qui génère un signal de type impulsionnel, très évolué et on le confirme sur l’allure temporelle du signal mais sans pouvoir révéler son origine.

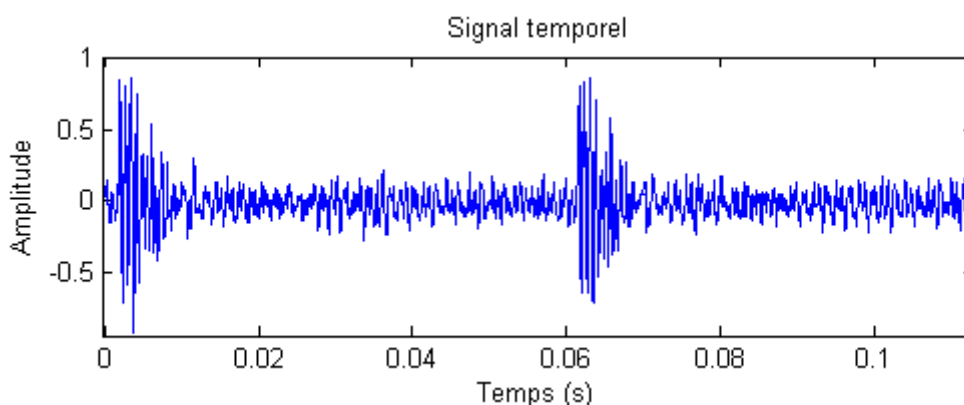


Figure IV.23 : Signal temporel de douzième jour

IV.3.2.2.3.a – Analyse spectrale :

Le spectre du signal représenté sur la figure IV.24, nous laisse à constater la grande excitation des résonances à cause de la grande évolution de défaut, et par cette même cause, un zoom au niveau des basses fréquences de spectre (figure IV.25) fait apparaître nettement la présence d’un peigne de raies qui a comme pas la fréquence de rotation de l’arbre portant le pignon.

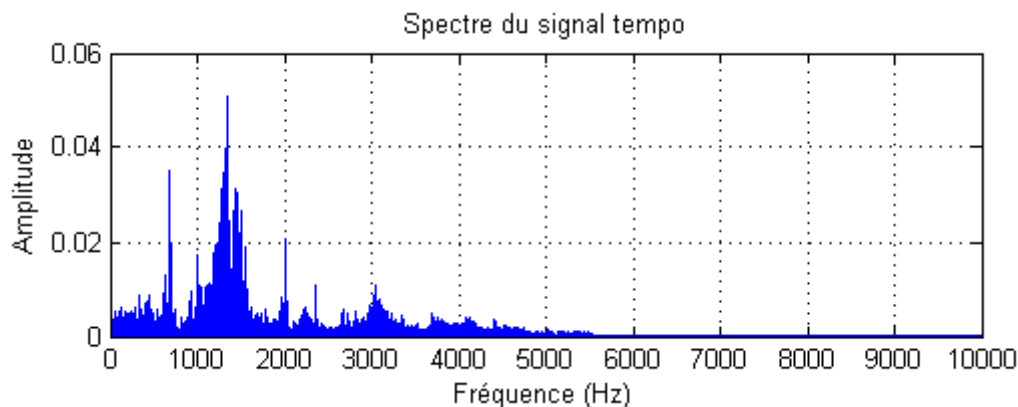


Figure IV.24 : Spectre du signal de douzième jour

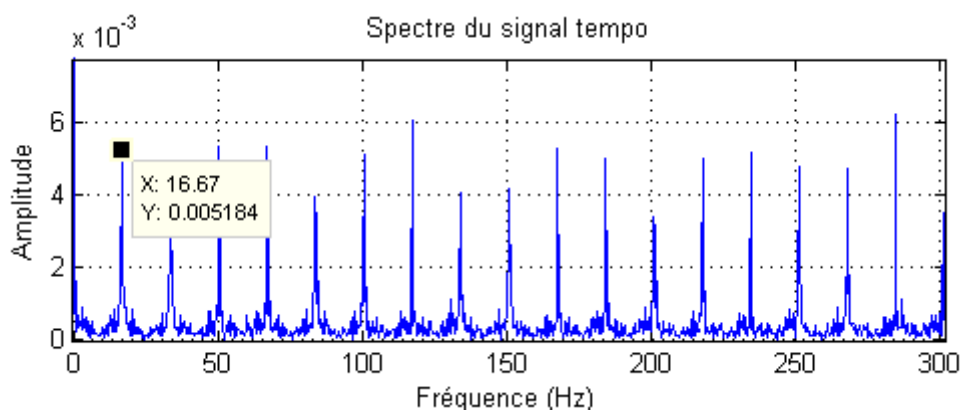


Figure IV.25 : Zoom sur les basses fréquences de spectre

IV.3.2.2.3.b – Analyse cepstrale :

Sur le cepstre du signal représenté sur la figure IV.26, on constate uniquement l'évolution de la composante existante déjà sur le cepstre du signal précédemment analysé.

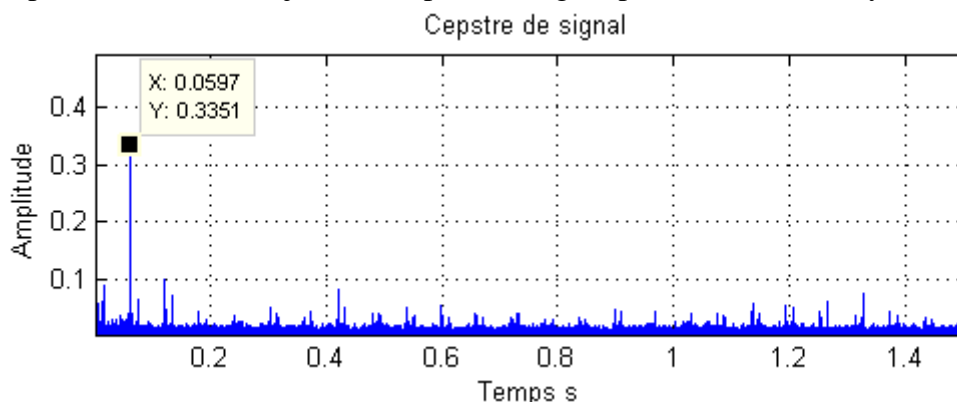


Figure IV.26 : Cepstre du signal de dixième jour

IV.3.2.2.3.c – Analyse d'enveloppe :

L'analyse de spectre du signal filtré autour de la même fréquence de résonance (1350 Hz) (figure IV.27), sur lequel on ne constate que l'évolution des composantes existantes déjà sur le spectre d'enveloppe du signal analysé précédemment, donc le pignon est le seul élément défectueux.

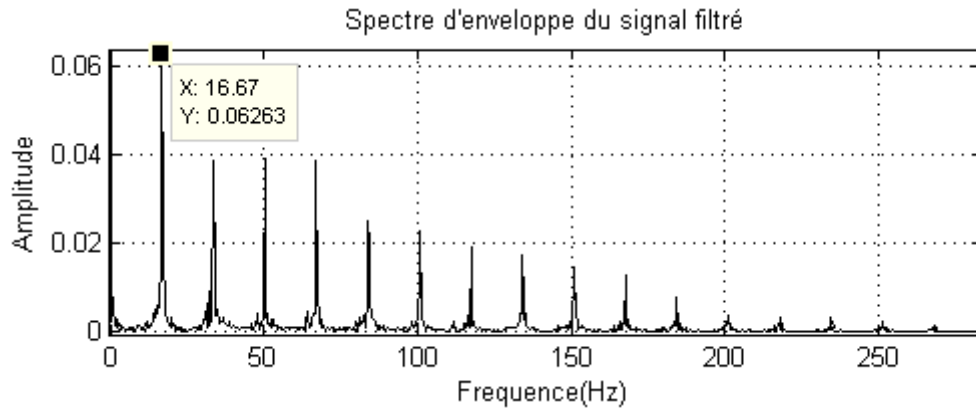
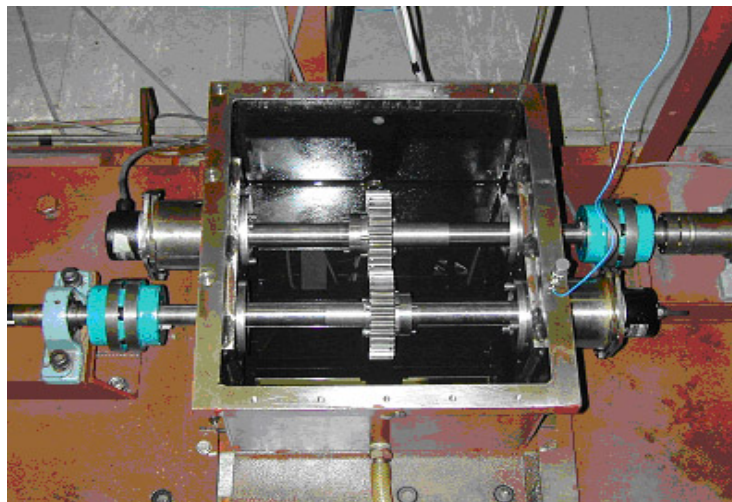


Figure IV.27 : Spectre d'enveloppe du signal filtré autour de 1350 Hz

IV.4 –Défauts de roulements :

IV.4.1 –Description du banc d'essai :

Les signaux analysés proviennent d'un banc d'essai de l'UNSW qui est constitué d'un réducteur présenté sur la photo IV.7. Ses caractéristiques sont données dans la figure IV.28 et le tableau IV.6. Un défaut de roulement sur la bague interne est simulé sur ce banc.



PhotoIV.7 : Le banc d'essai

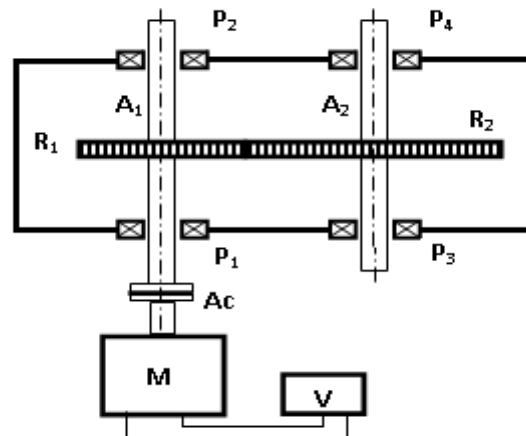


Figure IV.28 : Vue d'ensemble du banc d'essai

N°	Désignation	Dimensions
1	Moteur électrique	
2	Arbre moteur A ₁	
3	Arbre récepteur A ₂	
4	Roue dentée R ₁	32 dents
5	Roue dentée R ₂	49 dents
6	Paliers (04) identiques P _i	
7	Accouplement AC	

**Tableau IV.6 : Caractéristiques techniques
du banc d'essai**

- **Géométrie du roulement :**

Type : BearingKoyo 1250, double rangée de bille

Diamètre extérieur 44.85 mm ;

Diamètre intérieur 32.17 mm ;

Diamètre des billes 7.12 mm ;

Nombre de billes 12/rangée.

Le recueillement des différents signaux pour différentes fréquences de rotation données sur le tableau IV.7, huit (8) capteurs sont fixés dans différents endroits de banc d'essai.

Fréquence de moteur Frot (Hz)	Fréquence d'arbre récepteur Frec (Hz)	Fréquence de défaut sur la bague interne Fbi (Hz)	Fréquence d'engrènement Feng (Hz)
4.59	3	21.33	147
9.12	6	42,66	294
12.25	8	56.87	392
15.31	10	71.09	490

Tableau IV.7 : fréquences caractéristiques des signaux

IV.4.2 –Analyse des signaux recueillis :

IV.4.2.1 –Analyse dans le domaine temporelle (Le kurtosis) :

La figure IV.29 donne le kurtosis en fonction de la vitesse de rotation des signaux recueillis par le capteur 1. On remarque que pour le premier signal (fréquence de rotation de moteur = 4,59 Hz) le kurtosis est égal à 3,001. Cette valeur ne révèle pas l'existence de défauts. Le deuxième signal qui a pour vitesse de rotation de 9,19 Hz, l'augmentation de kurtosis à 3,3808 est causé par l'augmentation d'amplitude de chocs engendrés par le défaut, mais cette augmentation reste faible. Le troisième signal avec 12,25 Hz comme fréquence de rotation, la valeur de kurtosis est diminuée à 2,877, mais l'analyse d'un autre signal donné par un autre capteur placé à un autre endroit (capteur 4) pour la même vitesse de rotation a donné un kurtosis = 3.4328 synonyme d'augmentation d'amplitudes des chocs, et pour le dernier signal avec la vitesse de rotation = 15,31 Hz, le kurtosis = 5,1524 synonyme d'augmentation des chocs.

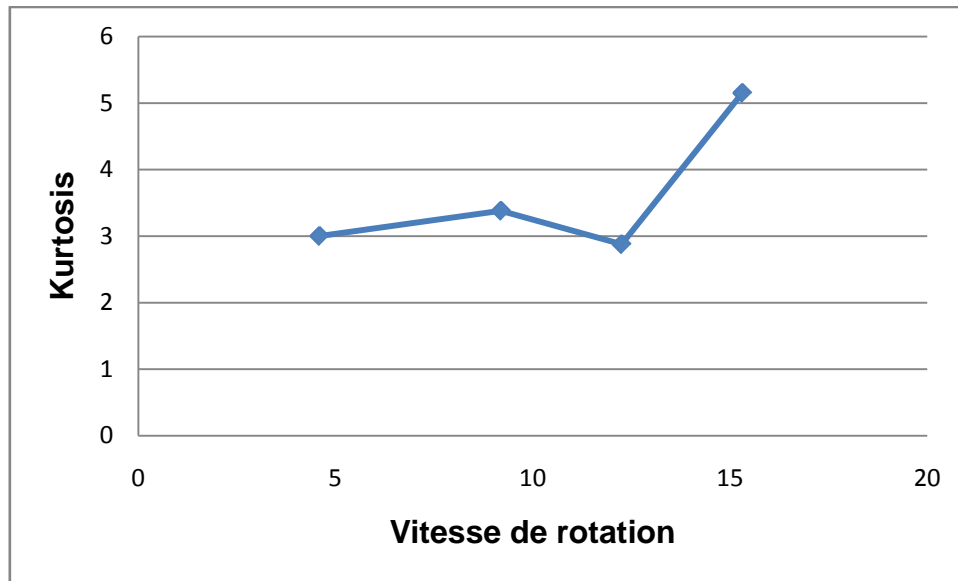


Figure IV.29 : Courbe de tendance de Kurtosis du signal

IV.4.2.2 –Analyse en utilisant les méthodes fréquentielles :

IV.4.2.2.1 –Le premier signal analysé :

Le premier signal analysé est celui recueilli par le capteur 1, avec une fréquence de rotation de moteur $Frot=9.19$ Hz, qui est représenté sur la figure IV.30.

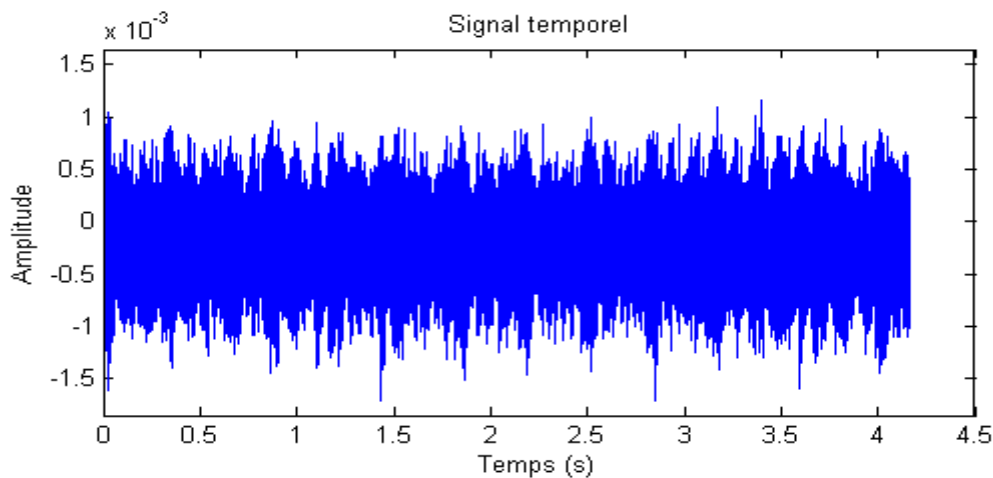


Figure IV.30 : Signal temporel avec $Frot=9.19$ Hz

IV.4.2.2.1.a –Analyse spectrale :

La figure IV.31, représente le spectre du signal pour la fréquence de rotation $Frot=9.19$ Hz, son analyse nous révèle l'apparition de la fréquence d'engrènement (294 Hz) et ses harmoniques (2×294 Hz, 3×294 Hz,...) représenté sur la figure IV.32.

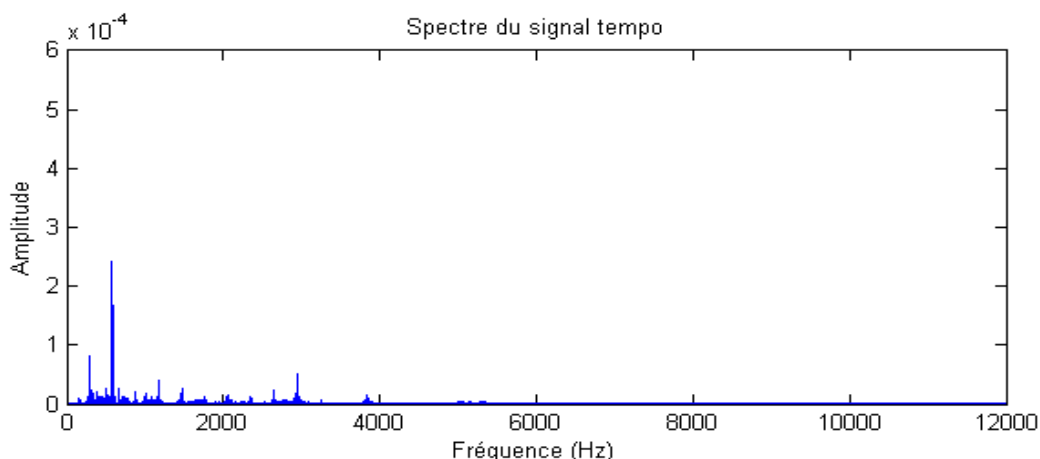


Figure IV.31 : Spectre du signal avec Frot=9.19 Hz

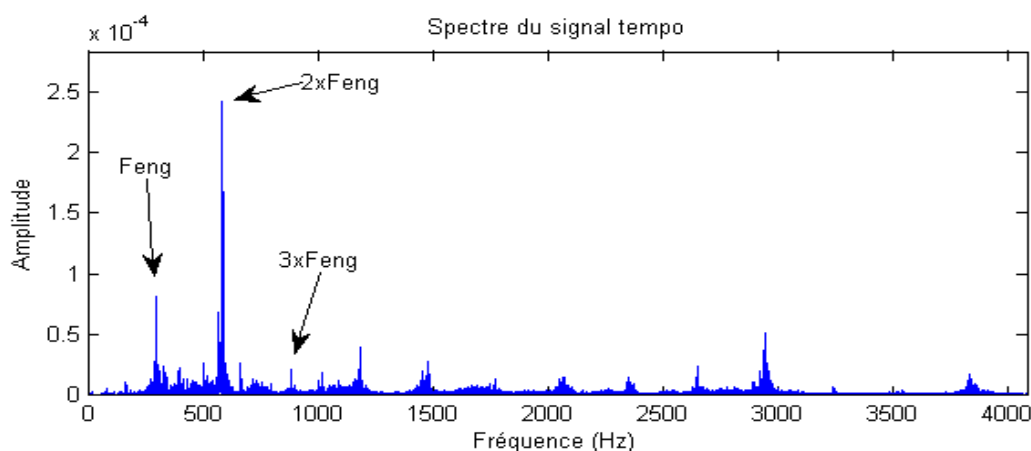


Figure IV.32 : Fréquence d'engrènement

La figure **IV.33** représente un agrandissement au niveau des basses fréquences, qui montre l'existence de deux composantes à 9.12 Hz et 6 Hz, qui représentent respectivement les fréquences de rotations des deux arbres dus probablement aux balourds. L'apparition du deuxième harmonique de défaut sur la bague interne de roulement entouré par des bandes latérales de modulation qui ont pour fréquence celle de l'arbre d'entrée, confirme l'existence d'un défaut de roulement porté par cet arbre au niveau de sa bague interne.

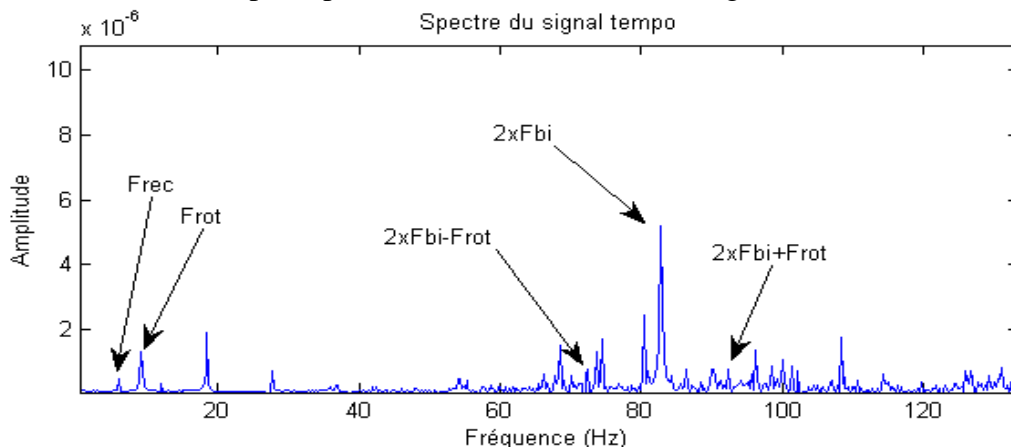


Figure IV.33 : Rapprochement sur les basses fréquences

La figure IV.34 représente un agrandissement autour du quatrième harmonique de la fréquence de défaut qui montre la présence d'une composante prépondérante à cet endroit entouré toujours par des bandes latérales de modulation.

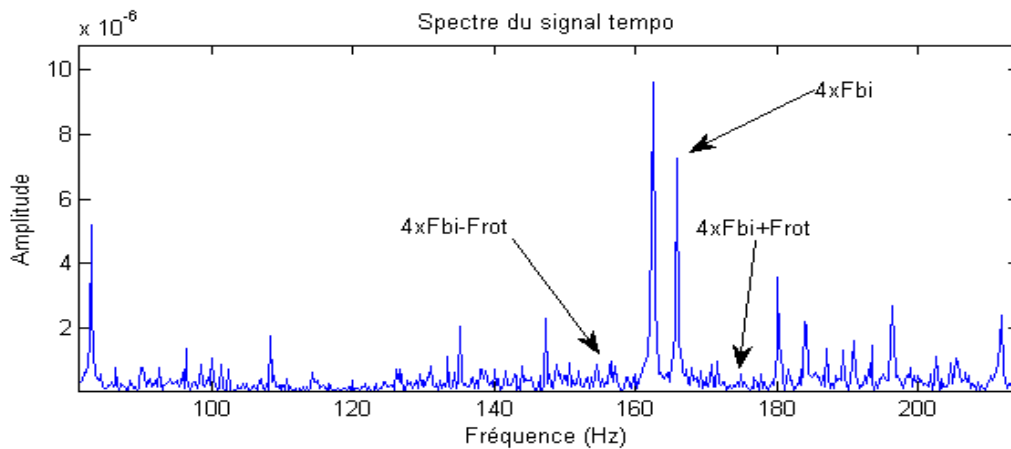


Figure IV.34 : Rapprochement autour de quatrième harmonique de la fréquence de défaut

IV.4.2.2.1.b –Analyse cepstrale :

L'analyse de cepstre donné sur la figure IV.35 n'a rien donné comme information concernant les défauts recherchés, probablement à cause de bruit.

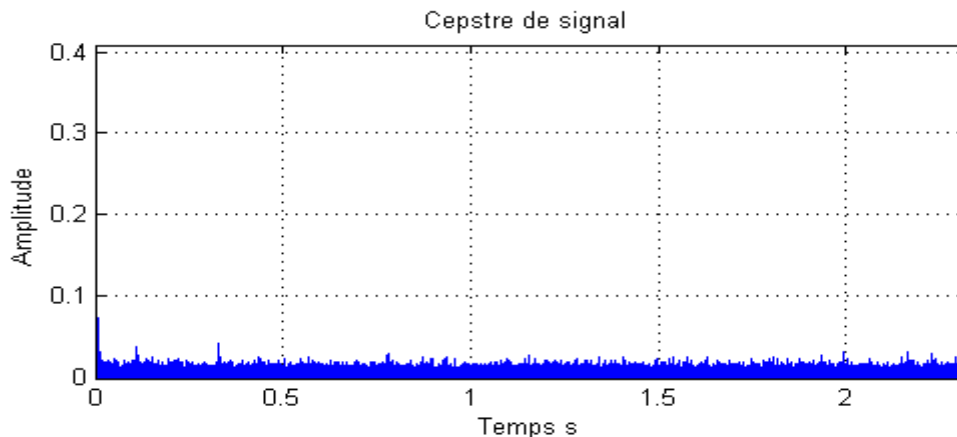


Figure IV.35 : Cepstre du signal

IV.4.2.2.1.b –Analyse d'enveloppe :

L'analyse d'enveloppe du signal filtré autour de la fréquence 2947 Hz (figure IV.36) nous montre l'existence d'une composante à la fréquence d'engrènement (294 Hz). Et l'analyse d'enveloppe du signal filtré autour de 1676 Hz (figure IV.37) nous donne le premier et le deuxième harmonique de défaut de la bague interne de roulement entourés par des bandes latérales de modulation.

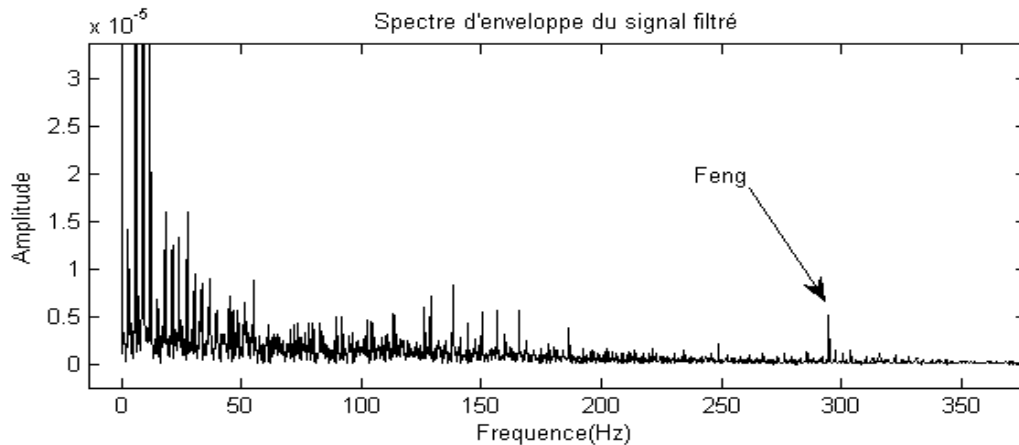


Figure IV.36 : Spectre du signal filtré autour de la fréquence 2947Hz

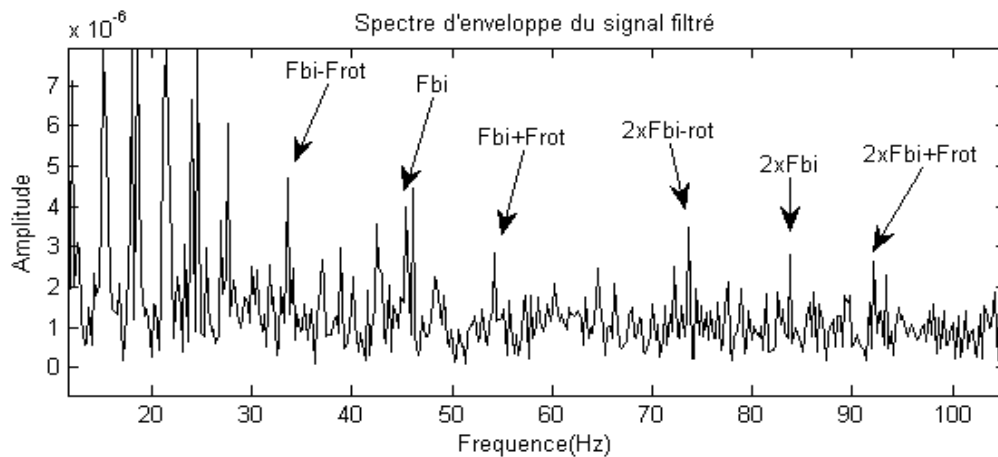


Figure IV.37 : Spectre du signal filtré autour de la fréquence 1676Hz

IV.4.2.2.2 –Le deuxième signal analysé :

Le deuxième signal analysé est celui recueilli par le même capteur, avec une fréquence de rotation de moteur Frot=15,31 Hz, qui est représenté sur la figure IV.38.

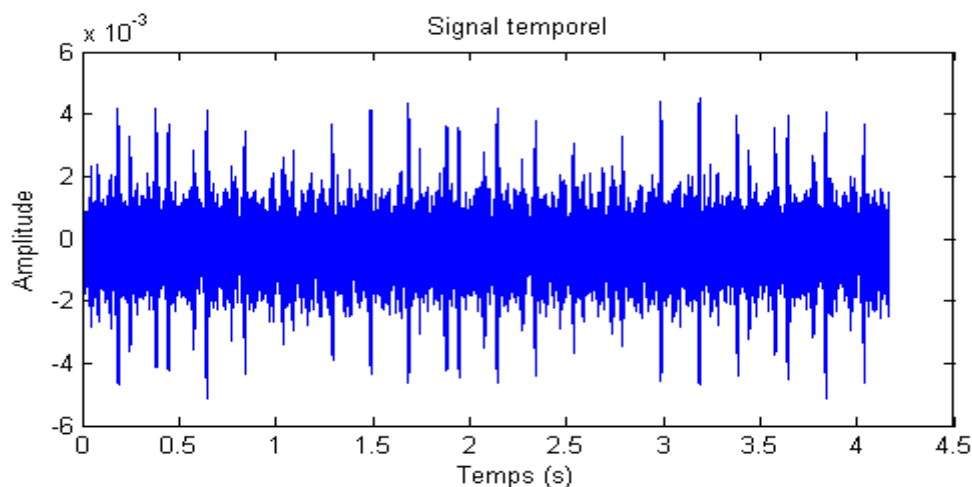


Figure IV.38 : Signal temporel avec Frot=15.31 Hz

IV.4.2.2.a –Analyse spectrale :

L'analyse de spectre donné sur la figure IV.39, nous montre l'apparition de la fréquence d'engrènement à 490 Hz et ses harmoniques montrés sur la figure IV.40,

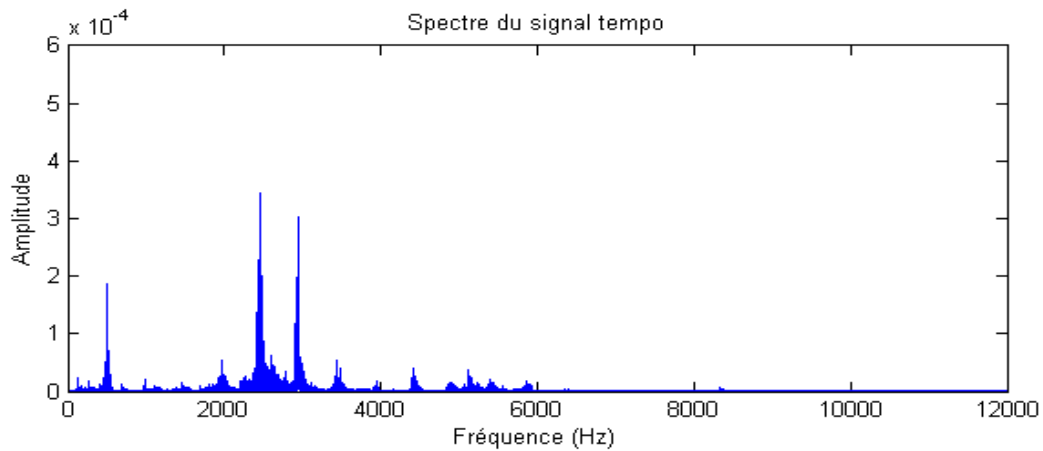


Figure IV.39 : Spectre du signal avec Frot=15.31 Hz

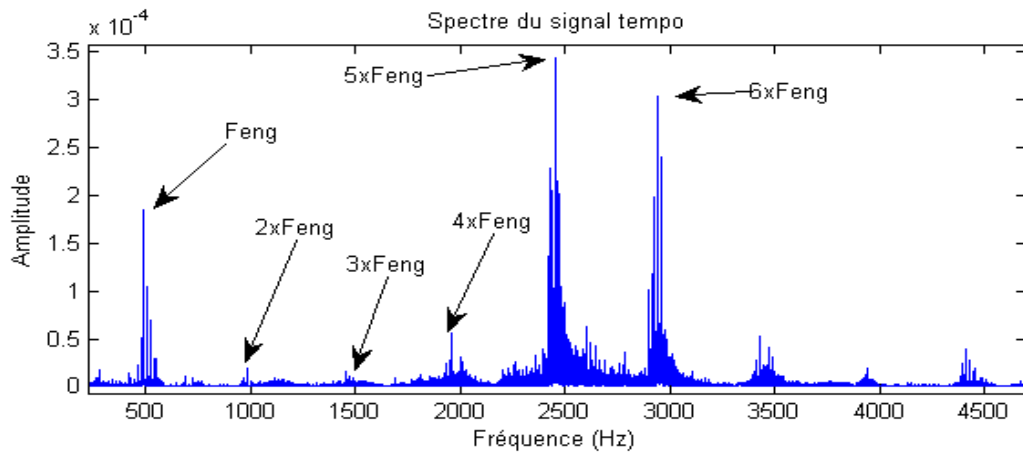


Figure IV.40 : Représentation de la fréquence d'engrènement

L'analyse de spectre sur les basses fréquences (figure IV.41) nous montre l'apparition des deux composantes des balourd résiduels aux fréquences de rotations des deux arbres, d'entrée et de sortie, et l'apparition d'une composante à 72 Hz, qui représente la fréquence de défaut sur la bague interne de roulement, et la figure IV.42 et la figure IV.43 représente des rapprochements sur le spectre qui montre respectivement le deuxième et le quatrième harmonique de la fréquence de défaut de roulement, entouré des bandes latérale de modulation.

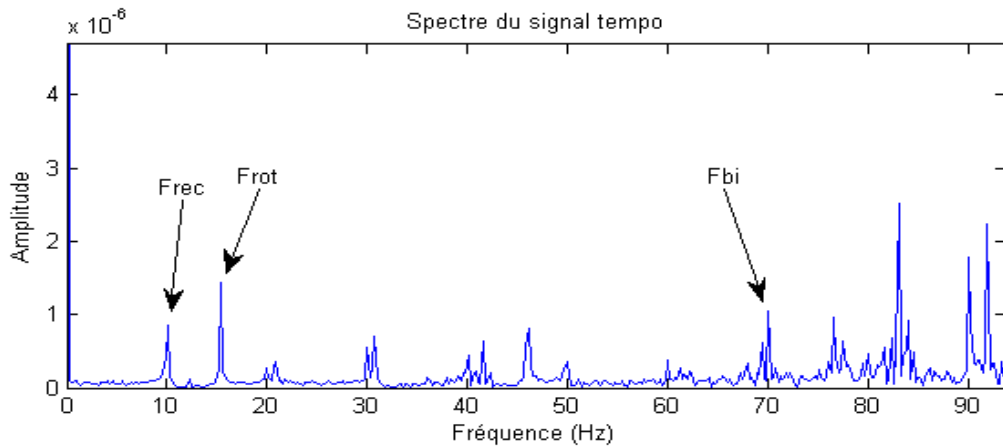


Figure IV.41 : Rapprochement sur les basses fréquences

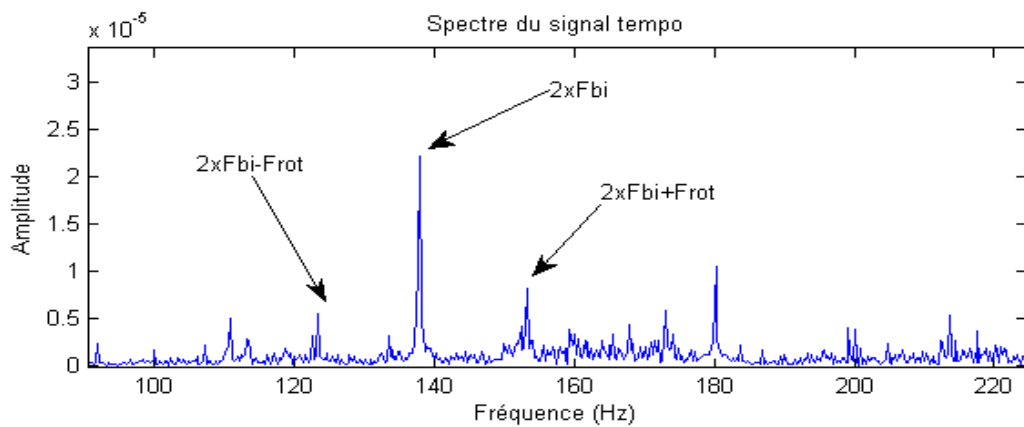


Figure IV.42 : Rapprochement autour de deuxième harmonique de la fréquence de défaut

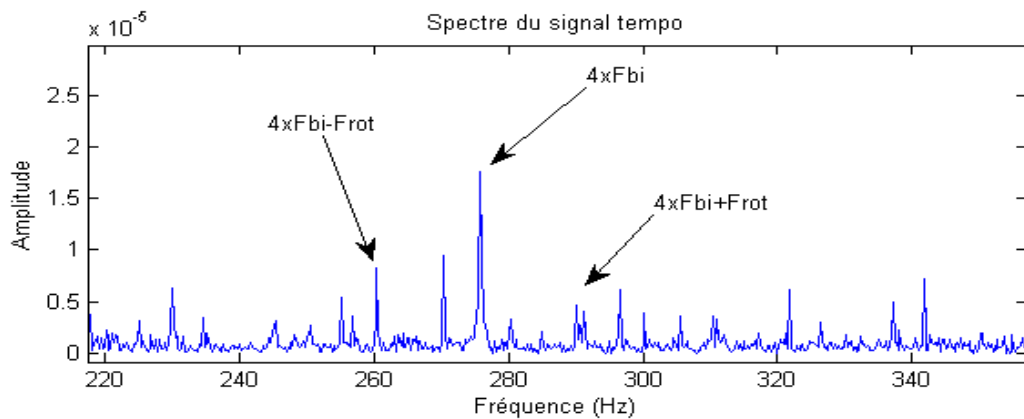


Figure IV.43 : Rapprochement autour de quatrième harmonique de la fréquence de défaut

IV.4.2.2.2.b –Analyse d’enveloppe :

L’analyse d’enveloppe de signal filtré autour de la fréquence 5118 Hz présenté sur la figure IV.44 nous montre l’apparition de la fréquence de défaut de la bague interne de roulement entouré par des bandes latérales de modulation.

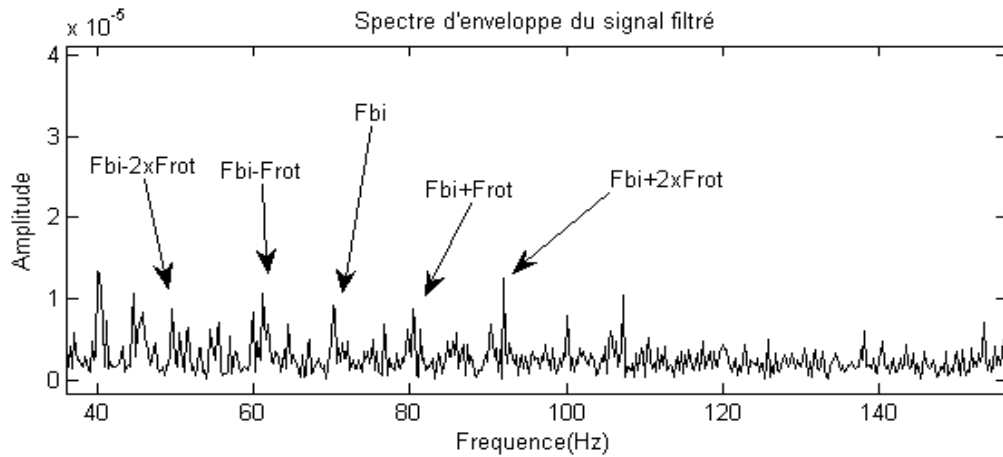


Figure IV.44 : Spectre du signal filtré autour de la fréquence 5118 Hz

IV.5 –Conclusion :

Ce dernier chapitre a pour objectif d'appliquer les méthodes de détection et d'identification des défauts à des signaux réels obtenus à partir des différents bancs d'essais. Sur le premier banc, on a confirmé l'efficacité des méthodes étudiées sur la détection de défaut de balourd. Sur le deuxième et le troisième banc d'essai, l'étude des défauts d'engrenages et de roulements montre la difficulté que présente ce genre d'anomalie qui nécessite vraiment une bonne connaissance de l'historique de la machine surveillée ainsi que les techniques de diagnostic qui ne se limite pas à celles vues dans ce travail.

CONCLUSION GENERALE

Dans ce mémoire, nous avons cherché à exploiter au mieux les vibrations engendrées par les machines tournantes afin de ressortir le maximum d'informations concernant la détection et le suivi des défauts qui peuvent l'affecter.

Pour les défauts qui génèrent des signaux stationnaires, tel que le défaut de balourd et le désalignement, leur diagnostic se fait, premièrement, dans le domaine temporel par le suivi de la valeur efficace. Si cet indicateur atteint un certain seuil, l'analyse spectrale prendra le relais pour révéler la source exacte de cette augmentation. Ces deux défauts sont facilement détectables dans l'analyse spectrale et qui se manifestent au niveau des basses fréquences.

Pour les défauts qui génèrent des signaux non stationnaires, comme les défauts d'engrenages et de roulements, leurs identifications en mode global se fait par les trois indicateurs qui sont le kurtosis, le facteur de crête et le facteur K. Mais la détection exacte de ces derniers ne peut se faire que par l'analyse spectrale. D'autres méthodes comme l'analyse cepstrale ou d'enveloppe peuvent être utilisées dans le cas où l'analyse de Fourier ne permet pas une bonne interprétation des spectres obtenus.

Pour la détection des défauts sur une machine tournante on a donc utilisé deux types d'indicateurs, les indicateurs scalaires, utilisés pour l'analyse de la forme temporelle du signal, qui révèle uniquement l'existence d'une anomalie sans pouvoir révéler sa source exacte. Pour l'identification de la source exacte des défauts, il faut utiliser les indicateurs spectraux qui à leurs tours ne sont pas sans inconvénients. On peut citer, entre autres, un même défaut peut induire des manifestations différentes sur le spectre, ou bien, une même image vibratoire peut correspondre à plusieurs défauts.

Nous avons constaté que l'analyse cepstrale est très sensible au bruit et l'analyse d'enveloppe présente la difficulté dans le choix de la résonance à étudier ainsi que son étendu spectral utile.

La fiabilité du diagnostic réside donc dans l'identification du plus grand nombre possible de ces symptômes parmi les informations véhiculées par les signaux délivrés par les différents capteurs. Une fois cette identification achevée, il convient d'établir la liste des pathologies possibles associées à chacun d'entre eux et, par déduction, de se diriger vers l'hypothèse la plus probable en procédant si nécessaire à des investigations complémentaires (variation de vitesse, analyse de réponses impulsionnelles à l'arrêt, ...).

BIBLIOGRAPHIE

[1] **Alain Boulenger • Christian Pachaud** : Aide-mémoire «Surveillance des machines par analyse des vibrations» ; Dunod_2009

[2] **Alain Boulenger • Christian Pachaud** : Aide-mémoire «Analyse vibratoire en maintenance» ; Dunod_2007

[3] **Alain BOULENGER • Christian PACHAUD** : « Diagnostic vibratoire en maintenance préventive », Dunod _1998.

[4] **Philippe ESTOCQ** : « Une approche méthodologique numérique et expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire de défauts d'écaillage de roulements à billes» ; Thèse pour obtenir le grade de docteur de l'université de REIMS CHAMPAGNE ARDENNE; Spécialité Génie Mécanique_2004.

[5] **CHIEMENTIN Xavier** : «Localisation et quantification des sources vibratoires dans le cadre d'une maintenance préventive conditionnelle en vue de fiabiliser le diagnostic et le suivi de l'endommagement des composants mécaniques tournants : application aux roulements à billes» ; Thèse pour obtenir le grade de docteur de l'université de REIMS CHAMPAGNE ARDENNE; Spécialité Génie Mécanique_2007.

[6] **Guy Marie RAKOTO RAZAFINDRAZATO** : «Méthodes numériques pour la caractérisation vibratoire de structures complexes» ; Thèse présentée pour l'obtention du titre de Docteur de l'Université Paris Est Créteil en Sciences de l'Ingénieur_2010.

[7] **Fabien BOGARD**: «Développement d'une approche numérique visant à optimiser le suivi vibratoire des constituants d'une machine» ; Thèse Pour obtenir le grade de Docteur de l'Université REIMS CHAMPAGNE ARDENNE; Spécialité Génie Mécanique_2000.

[8] **Techniques de l'Ingénieur : Vibrations**, par **Jacques PLUSQUELLEC**
Professeur à l'Institut Universitaire de Technologie de Cachan (Université Paris-Sud)
Chargé de Conférences à l'École Centrale des Arts et Manufactures.

[9] **Alain BOULENGER • Christian PACHAUD** : « Surveillance des machines par analyse des vibrations ; Du dépistage au diagnostic », Dunod _1998.

[10] **Jacky DUMAS • Bruno BENNEVAULT** : «Débuter la mesure vibratoire », Version Février 2001

[11] **BELHOUR Samira** : « Contribution a l'optimisation de la maintenance prédictive par l'utilisation du logiciel OmniTrend (système on line) cas : Cimenterie Hamma Bouziane »
MEMOIRE DE MAGISTER En GENIE MECANIQUE, OPTION : Mécanique Appliquée en Engineering. Université de Mentouri de Constantine_2008.

[12] **R.BIGRET • J.-L.FERON** : « diagnostic – maintenance – disponibilité des machines tournantes », MASSON, Paris 1994.

[13] Mohamed EL BADAoui : «Contribution au Diagnostic Vibratoire des Réducteurs Complexes à Engrenages par l'Analyse Cepstrale» thèse pour obtenir le grade de DOCTEUR
Spécialité : Électronique. L'UNIVERSITE JEAN-MONNET_1999

[14] www.laspi.fr