

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la  
Recherche Scientifique

Université Ibn Khaldoun

de Tiaret Faculté des  
Sciences Appliquées

Département de Génie

Mécanique



**MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES**

Pour l'obtention du Diplôme de **Master**

**Domaine** : Sciences et  
Technologie

**Filière** :

Electromécanique

**Parcours** : Master

**Spécialité** : Maintenance Industrielle

**Thème**

# Analyse vibratoire des défauts d'engrenage des machines tournantes.

Préparé par :

Merimi Ahmed

Ouargli Abdelkader

Soutenu publiquement le : 17 / 07 / 2021, devant le jury composé de :

M. DEBBIH Senouci

MAA (Univ. Ibn Khaldoun)

Président

M. EL GUERI Mohamed

MCA (Univ. Ibn Khaldoun)

Examinateur

M. ATHMANI Houari

MAA (Univ. Ibn Khaldoun)

Examinateur

M. BENADDA Mohamed

VACATAIRE (Univ. Ibn Khaldoun)

Encadreur

Mlle. NEMCHI Amina

VACATAIRE (Univ. Ibn Khaldoun)

Co- Encadreur

Année universitaire : 2020 - 2021

## ***Remerciements***

*En premier lieu et avant toute chose,*

*nous remercions Dieu le tout puissant de nous avoir donné*

*le courage, la patience et la force durant toutes ces années d'études*

*Nous remercions particulièrement notre encadreur Monsieur BENADDA. Mohamed et mademoiselle NEMCHI Amina de nous avoir encadré, pour leurs patiences, leurs disponibilités, leurs discussions et surtout leurs judicieux conseils qui nous ont donné les bases de notre travail.*

*Nous tenons à remercier aussi les membres du jury*

*qui nous ont fait l'honneur de participer à*

*l'évaluation de ce travail.*

*J'exprime ma reconnaissance à tous les*

*enseignants du Département de Génie mécanique.*

*Toute notre gratitude à nos amis,*

*pour leurs encouragements et leurs soutiens moraux.*

## Dédicaces

Nous dédions ce mémoire à :

Nos parents qui nous ont beaucoup aidé durant nos études, et nous ont tellement encouragé moralement et psychologiquement, ils se sont sacrifiés pour nous durant toute la période de nos études, que dieu les protège,

Toutes nos familles sans exception,

Tous les enseignements du Maintenance industrielle,

Tous nos amis de la promotion génie mécanique sans citer les noms,

Tous ceux qui nous ont aidés durant notre vie universitaire.

## NOMENCLATURE

$I_1$	le moment d'inertie du pignon [ $Kg.m^2$ ]
$I_2$	le moment d'inertie de la roue [ $Kg.m^2$ ]
$M_1$	le couple du moteur [N.m]
$M_2$	le couple de la charge [N.m]
$m_1$	la masse du pignon [Kg]
$m_2$	la masse de la roue [Kg]
$R_{b1}$	le rayon du cercle de base du pignon [m]
$R_{b2}$	le rayon du cercle de base de la roue [m]
$k_{x1}$	la rigidité radiale horizontale des roulements d'entrée [N/m]
$k_{x2}$	la rigidité radiale horizontale des roulements de sortie [N/m]
$k_{y1}$	la rigidité radiale verticale des roulements d'entrée [N/m]
$k_{y2}$	la rigidité radiale verticale des roulements de sortie [N/m]
$C_{x1}$	le coefficient d'amortissement radial horizontal des roulements d'entrée [N.s/m]
$C_{x2}$	le coefficient d'amortissement radial horizontal des roulements de sortie [N.s/m]
$C_{y1}$	le coefficient d'amortissement radial vertical des roulements d'entrée [N.s/m]
$C_{y2}$	le coefficient d'amortissement radial vertical des roulements de sortie [N.s/m]
$c_t$	le coefficient d'amortissement d'engrènement [N.s/m]
$x_1$	le déplacement linéaire du pignon dans la direction parallèle aux dents en engrènement [m]

$x_2$	Le déplacement linéaire de la roue dans la direction x [m]
$\dot{x}_1$	la vitesse linéaire du pignon dans la direction parallèle aux dents en engrènement [m/s]
$\dot{x}_2$	La vitesse linéaire de la roue dans la direction $\dot{x}$ [m/s]
$\ddot{x}_1$	l'accélération linéaire du pignon dans la direction parallèle aux dents en engrènement [m/s <sup>2</sup> ]
$\ddot{x}_2$	L'accélération linéaire de la roue dans la direction $\ddot{x}$ [m/s <sup>2</sup> ]
$y_1$	le déplacement linéaire du pignon dans la direction verticale aux dents en engrènement [m]
$y_2$	le déplacement linéaire de la roue dans la direction y [m]
$\dot{y}_1$	La vitesse linéaire du pignon dans la direction verticale aux dents en engrènement [m/s]
$\dot{y}_2$	La vitesse linéaire de la roue dans la direction $\dot{y}$ [m/s]
$\ddot{y}_1$	L'accélération linéaire du pignon dans la direction verticale aux dents en engrènement [m/s <sup>2</sup> ]
$\ddot{y}_2$	L'accélération linéaire de la roue dans la direction $\ddot{y}$ [m/s <sup>2</sup> ]
$\theta_1$	le déplacement angulaire du pignon [Rad]
$\theta_2$	le déplacement angulaire de la roue [Rad]
$\dot{\theta}_1$	La vitesse angulaire du pignon [Rad/s]
$\dot{\theta}_2$	La vitesse angulaire de la roue [Rad/s]
$\ddot{\theta}_1$	L'accélération angulaire du pignon [Rad/s <sup>2</sup> ]
$\ddot{\theta}_2$	L'accélération angulaire de la roue [Rad/s <sup>2</sup> ]
$k_t$	la rigidité d'engrènement [N/m]

## ***TABLE DES MATIERES***

---

REMERCIEMENT

RÉSUMÉ

NOMENCLATURE

TABLE DES MATIERES

LISTE DES FIGURES

LISTE DES TABLEAUX

INTRODUCTION.....8

**CHAPITRE I : Revue bibliographique..... 10**

I.1. Introduction ..... 10

I.2. Définition ..... 10

I.3. Les types des engrenages : ..... 11

I.3.1. Engrenage cylindrique à denture droite ..... 11

I.3.2. Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale..... 12

I.3.3. Engrenage conique..... 13

I.3.4. Engrenages gauches : le système roue - vis sans fin ..... 14

I.4. Les défauts types des défauts d'engrenages ..... 14

I.4.1. Défaut reparté ..... 14

I.4.1.1 L'usure ..... 14

I.4.1.2 Les piquûres ..... 15

I.4.2. Défaut localisé ..... 16

I.4.1.1 Ecaillage ..... 16

I.4.1.2 Fissuration ..... 16

I.4.1.3 Le grippage ..... 17

I.5. Techniques de diagnostic des engrenages ..... 17

I.5.1. Analyse temporelle ..... 18

I.5.2. Méthodes fréquentielles ..... 18

I.5.3. Analyse temps –fréquence ..... 18

I.6. Conclusion..... 19

## CHAPITRE II: Modélisation mathématique

<b>II.1 Introduction</b> .....	<b>20</b>
II.2 Modélisation de la dynamique d'engrenages .....	20
II.2.1 Développement des équations du modèle numérique .....	<a href="#">21</a>
<b>II.3 Erreur de transmission dynamique</b> : .....	<b>25</b>
<b>II.4 La rigidité d'engrènement</b> .....	<b>26</b>
II.4.1 Rapport de contact CR .....	27
II.4.2 Le coefficient d'amortissement d'engrènement .....	29
<b>II.5 Régimes d'opérations</b> .....	<b>30</b>
<b>II.5.1 Régime transitoire</b> .....	<b>30</b>
<b>II.5.2 Régime permanent</b> .....	<b>30</b>
<b>II.5.3 Profil de vitesse linéaire</b> .....	30

## CHAPITRE III: Résultats et interprétations

<b>III.1 Introduction</b> : .....	<b>32</b>
<b>III.2 Les paramètres numériques</b> : .....	<b>32</b>
<b>III.3 Modèle numérique</b> : .....	<b>33</b>
<b>III.4 Résultats en régime Transitoire</b> : .....	<b>35</b>
III.4.1 Réponse vibratoire du système d'engrenage sans défaut en régime transitoire .....	35
III.4.2 Réponse vibratoire du système d'engrenage avec défaut en régime transitoire .....	38
<b>III.5 Résultats en régime permanent</b> : .....	<b>40</b>
III.5.1 Réponse vibratoire du système d'engrenage sans défaut en régime permanent : .....	40
III.5.2 Réponse vibratoire du système d'engrenage avec défaut en régime permanent : .....	42
<b>III.6 Conclusion</b> : .....	<b>43</b>

**Conclusion générale**

**Références**

## LISTE DES FIGURES

Figure I.1: Denture droite [6] .....	11
Figure I.2: Denture hélicoïdale [8] .....	12
Figure I.3: Denture coniques [10]. .....	13
Figure I.4: Roue et vis sans fin [12]. .....	14
Figure I.5: L'usure.....	15
Figure I.6: Les piqures. ....	15
Figure I.7: Ecaillage [16]. ....	16
Figure I.8: Fissuration. ....	17
Figure I.9: grippage [20]. ....	17
Figure II. 1 : Modèle d'engrenages à 6 DDL [21]. ....	16
Figure II. 2 : Le système d'engrenages à 6 DDL [21].....	17
Figure II. 3 : Erreur de transmission angulaire [23].....	20
Figure II. 4 : Erreur de transmission selon la ligne d'action [23]. ....	21
Figure II. 5 : Evolution de la rigidité d'engrènement [27]. ....	22
Figure II. 6 : Succession 1 paire de dents - 2 paires de dents en contact [27].....	22
Figure II. 7 : Zones contact pour un faible RC.....	23
Figure II. 8 : Contacte entre les dents.....	24
Figure II. 9 : Régime d'opération. ....	25
Figure II. 10 : Profil de vitesse linéaire. ....	26
Figure III. 1: Schéma numérique global du modèle d'engrenages à 6 DDL.....	29
Figure III. 2 : Schéma de la résolution numérique d'engrenages à 6 DDL.....	29



Figure III. 3: Rigidité en fonction du temps ‘sans défaut’ en régime transitoire. ....	30
Figure III. 4: Erreur de transmission angulaire de déplacement en fonction du temps pour différentes valeurs de CR en régime transitoire. ....	31
Figure III. 5: Déplacement du pignon dans la direction Y en fonction du temps pour différentes valeurs de CR. ....	32
Figure III. 6: Rigidité en fonction du temps ‘défaut d’usure distribué’. ....	33
Figure III. 7: Comparaison de l’erreur de transmission de déplacement avec et sans défaut en régime transitoire.....	34
Figure III. 8: Comparaison du déplacement de pignon dans la direction Y avec et sans défaut en fonction du temps en régime transitoire. ....	35
Figure III. 9: Rigidité en fonction du temps ‘sans défaut’ régime permanent. ....	36
Figure III. 10: Erreur de transmission angulaire de déplacement en fonction du temps pour différentes valeurs de CR en régime permanent. ....	36
Figure III. 11: Rigidité en fonction du temps ‘avec défaut’ régime permanent. ....	37
Figure III. 12: Comparaison de l’erreur de transmission de déplacement avec et sans défaut en régime permanent. ....	38
Figure III. 13: Comparaison du déplacement de pignon dans la direction Y avec et sans défaut en fonction du temps en régime permanent.....	38

## **LISTE DES TABLEAUX**

Tableau III. 1 Parametre de simulation [21].....	28
--	----

---

## ***Introduction***

L'analyse du comportement dynamique des systèmes mécaniques constitue un intérêt majeur dans le domaine industriel. Elle permet de dépasser les domaines d'instabilités ainsi que la réduction des niveaux vibratoires. En effet, les conséquences néfastes que pourraient engendrer l'instabilité de tels systèmes imposent aux concepteurs d'établir, d'une façon rigoureuse prudente, une étude et une analyse détaillées de leurs comportements dynamiques avant d'envisager leurs implémentations réelles.

Le besoin d'augmenter ou diminuer les vitesses des machines tournantes exige une transmission par engrenage pour atteindre l'objectif, le fonctionnement de ce système d'engrenage engendre des vibrations qui perturbent le comportement des machines. Pour cela, plusieurs paramètres de conception doivent être pris en considération. Pour assurer la transmission de la puissance de façon correcte, d'avoir une bonne résistance à la fatigue et de diminuer la probabilité d'usure.

Les vibrations d'un engrenage sont produites principalement entre les dents des deux roues.

L'approche de la dynamique des engrenages en régimes transitoires est, en soi un domaine d'étude relativement nouveau. L'introduction de vitesses non constantes peut engendrer de nombreux phénomènes dont certains sont néfastes pour la tenue en service des engrenages

L'objectif principal de ce mémoire se porte sur l'analyse vibratoire des engrenages à plusieurs degrés de liberté en présence de défaut. Les modèles de rigidité de denture sont utilisés pour modéliser les défauts des dentures d'engrenages.

Ce mémoire est organisé en trois chapitres :

Le premier chapitre présente une étude bibliographique sur les défauts d'engrenages, les types des engrenages, les différents types des défauts d'engrenages et les techniques de diagnostic des engrenages.

Le deuxième chapitre est consacré à modéliser le système d'engrenage par un modèle à 6 degrés de liberté.

Dans le troisième chapitre, nous élaborons un modèle numérique, qui nous permet de développer un schéma SIMILINK de calcul écrit en MATLAB, pour étudier la réponse vibratoire et l'erreur de transmission d'un engrenage avec et sans défaut dans les deux régimes d'opérations (transitoire et permanent).

Enfin une conclusion générale sur les résultats de l'étude faite.

# CHAPITRE I

---

## *Revue bibliographique*

### **I.1. Introduction**

Les réducteurs sont l'un des composants de transmission de puissance les plus critiques et les plus largement utilisés dans les applications industrielles. Les performances de l'engrenage dépendent principalement de la durabilité de la surface de la dent de l'engrenage. L'écaillage est l'une des défaillances courantes de la surface des dents et est défini comme la formation de cavités plus profondes qui sont principalement développées à partir de défauts souterrains. Meshari et collègue ont mené une enquête approfondie sur les défaillances de boîtes de vitesses et à constaté que les dents écaillées sont l'une des principales causes de défaillances de boîtes de vitesses. Ding et collègue. ont rapporté que l'écaillage est le mode de défaillance de surface le plus destructeur de l'engrenage et ont proposé une hypothèse de l'effondrement de la ligature du matériau comme mécanisme fondamental des défauts de sous-surface responsables de la formation d'écaillage et ont soutenu les preuves en réalisant des expériences sur les engrenages.

De nombreux chercheurs utilisent des modèles dynamiques de paires d'engrenages pour étudier l'effet des défauts de surface des dents d'engrenages tels que l'écaillage, les piqûres, la rupture des dents [1] qui peuvent présenter des défaillances limitant leur durée de vie. Vu leur importance, il n'est donc pas étonnant de voir qu'ils aient été l'objet de nombreuses études portant sur le calcul, le dimensionnement, l'étude des matériaux, la lubrification, l'analyse des défauts, sur les techniques de surveillance et de diagnostic de défauts, pour éviter les ruptures soudaines pour diminuer les coûts de maintenance [2].

### **I.2. Définition**

L'engrenage est un mécanisme composé de deux roues dentées mobiles autour d'axe de rotation, et de dents l'une entraîne l'autre par l'action des dents successivement en contact [3].

Il permet la transmission de puissance entre deux arbres en rotation. Les transmissions par engrenages sont très fréquentes dans l'industrie. Elles sont d'une grande utilité lorsqu'il s'agit de transmettre des couples importants, d'effectuer un changement de direction du mouvement de rotation. Il permet de transmettre, sans glissement, un mouvement de rotation continu entre deux arbres rapprochés et sert aussi à augmenter ou à diminuer la vitesse de rotation [4].

### I.3. Les types des engrenages :

#### I.3.1. Engrenage cylindrique à denture droite

Un engrenage cylindrique droit peut être aisément comparé à des roues cylindriques de friction. Comme elles, il assure la transmission d'un mouvement circulaire entre deux arbres parallèles rapprochés, le rapport des vitesses angulaires des arbres déterminant le rapport des diamètres des roues.

Mais, alors que dans le cas des roues de friction l'entraînement, fait par adhérence, est incapable de transmettre de grands efforts et qu'il est inséparable d'un certain glissement, dans le cas d'un engrenage, la liaison, obtenue par obstacles procure un rapport de vitesses absolument fixe et peut transmettre des couples considérables.

Ce type est nommé aussi cylindrique dont les deux arbres sont parallèles. Rapprochés, le rapport des vitesses angulaires des arbres déterminant le rapport des diamètres des roues [5].



Figure I.1: Denture droite [6]

### I.3.2. Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale

Les dents sont inclinées par rapport l'axe de rotation de deux arbres. Ils sont très utilisés en transmission de puissance, à taille égale ils sont plus performants que ceux à denture droite. Ils sont également plus silencieux l'inclinaison des dents engendrent des efforts axiaux (suivant l'axe des arbres) et des couples supplémentaires accentuant les fléchissements. La dent d'un engrenage hélicoïdale est une portion d'hélice l'épaisseur de cette dent au cercle primitif est plus grande que si on la mesure dans le plan normal.

Engrenages hélicoïdaux, ce plan est incliné suivant une ligne oblique d'autre part, les dents hélicoïdales vauchés donnent un engrènement continu avec la même largeur qu'un engrenage hélicoïdal ordinaire.

Cylindre décrit par l'axe instantané de rotation  $l$  du mouvement relatif de la roue conjuguée par rapport à la roue considérée

Les engrenages à denture hélicoïdale permettent une transmission plus souple, plus progressive et moins bruyante que les engrenages à dentures droites, La transmission des efforts est plus importante (nombre de dents en contacts plus élevés), y compris aux vitesses élevées, ils sont notamment utilisés dans les boîtes de vitesses d'automobiles, les réducteurs et les multiplicateurs de vitesses [7].



Figure I.2: Denture hélicoïdale [8]

### I.3.3.Engrenage conique

L'engrenage conique à denture inclinée ont l'avantage d'avoir plusieurs dents en prise dans un même plan radial ce qui assure un engrènement continu et par suite relativement silencieux ils sont dans un autre ordre d'idée comparable aux engrenage cylindriques à denture hélicoïdale il s'ensuit qu'avec ces engrenage l'effort tangentiel se trouve transmis sans à-coups par suite de l'engrènement graduel des dents assurent un contact continue sur les génératrice des cônes primitifs.

A module égal, la résistance des dents d'un engrenage spirale et plus grande que celle d'un même engrenage conique à dents droites [9].



Figure I.3: Denture coniques [10].



### I.3.4. Engrenages gauches : le système roue - vis sans fin

La vis sans fin est constituée d'un long cylindre étroit, présentant une denture hélicoïdale continue, analogue au filetage d'une vis cylindrique, se mettant en prise avec une roue à denture hélicoïdale. Les engrenages à vis sans fin diffèrent des engrenages à roues à denture hélicoïdale. En effet, les dents de la vis sans fin s'engagent continûment en glissant sur celles de la roue menée, mais ne leur appliquent pas directement un effort de rotation. Les vis sans fin servent principalement à transmettre une rotation, avec une forte réduction de vitesse, entre deux arbres orthogonaux [11].



Figure I.4: Roue et vis sans fin [12].

## I.4. Les différents types des défauts d'engrenages

### I.4.1. Défaut repartitionné

#### I.4.1.1 L'usure

Est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une contre l'autre. Le développement de l'usure est lié à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces de contact, ainsi qu'à la présence plus ou moins grande d'éléments abrasifs dans le lubrifiant. L'usure normale, progresse lentement, elle est inversement proportionnelle à la dureté superficielle de la denture. L'usure anormale se produit lorsque le lubrifiant est souillé de particules abrasives ou lorsque le lubrifiant est

corrosif. Elle conduit à un mauvais fonctionnement de l'engrenage, voire à sa mise hors service [13,14].



*Figure I.5: L'usure.*

#### **I.4.1.2 Les piqûres**

Il s'agit de trous peu profonds, qui affectent toutes les dents. La piqûre est une avarie qui se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement peu dur, et donc plus fragile, sensible aux effets cumulatifs de sur contraintes. Il est moins à craindre si la viscosité du lubrifiant est élevée. L'apparition des piqûres est associée aussi à un rapport épaisseur de film lubrifiant sur rugosité composite insuffisant pour éviter des contacts entre aspérités [13,14].



*Figure I.6: Les piqûres.*

## I.4.2. Défaut localisé

### I.4.2.1 Ecaillage

L'écaillage est lié à l'absence de film d'huile entre les surfaces. Cette absence de film est due à un échauffement créé par les vitesses de frottement et de glissement entre les profils des dents. Le contact produit un phénomène d'usure et de rupture alternées qui enlève rapidement du matériau de la surface. Ceci est la conséquence d'un état de surface de la dent insuffisants ou d'un mauvais choix du lubrifiant [15].

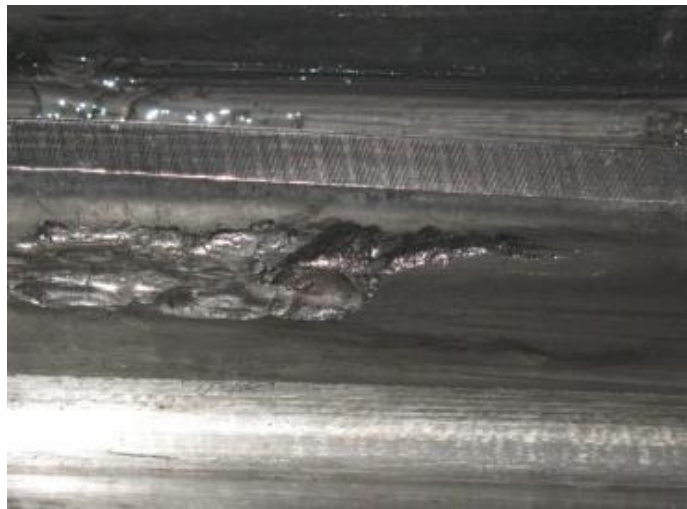


Figure I.7: Ecaillage [16].

### I.4.2.2 Fissuration

Elle progresse à chaque mise en charge, et elle est située en pied de dent. Elle apparaît sur des aciers fins et durcis, qui sont sujets aux concentrations de contraintes. L'apparition de ces fissures est la conséquence d'une contrainte au pied de la dent qui dépasse la limite de fatigue du matériau, Leur apparition est due à un dépassement de la limite élastique en contrainte au pied de dent du côté de la dent en traction [17].



Figure 1.8: Fissuration [13,14].

### I.4.2.3 Grippage

Il est la conséquence directe de la destruction brutale du film d'huile, sous l'effet de la température résultant d'un frottement sous charge. Le grippage est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules, un faible nombre de dents en contact. La probabilité de grippage est influencée par l'état physico-chimique du lubrifiant et par les conditions de mise en service [18,19].



Figure 1.9: Grippage [20].

## I.5. Techniques de diagnostic des engrenages

Parmi les techniques de surveillance et de diagnostic des machines tournantes, nous trouvons que l'analyse vibratoire occupe une place très privilégiée. Elle donne une image sur les efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement ou par les sources extérieures.

L'analyse de ce type de signaux permet d'extraire des indications correspondantes aux vibrations provoquées par les pièces de la machine. Souvent, ces signaux sont complexes et difficiles à interpréter. En effet, cette analyse est basée essentiellement sur des méthodes stationnaires classiques. Cependant, il y a d'autres travaux récents qui montrent l'intérêt d'exploiter la non stationnarité des phénomènes vibratoires. Les signaux vibratoires des machines tournantes sont de nature harmonique. Ceci justifie l'emploi de la transformée de Fourier mais cela ne convient guère à tous les types des signaux, notamment les signaux non-stationnaires. Dans la littérature, nous distinguons trois types d'analyse, l'analyse temporelle, l'analyse fréquentielle et l'analyse temps-fréquence ou échelle [21].

### **I.5.1. Analyse temporelle**

L'analyse temporelle peut se faire soit à l'échelle du signal, c'est à dire en utilisant des descripteurs obtenus à partir d'une fenêtre glissante sur le signal, cela permet la détection et la localisation du défaut, soit à l'échelle d'un ensemble de signaux, les descripteurs ont une valeur scalaire calculée directement sur la totalité d'un signal. Dans ce qui suit on présentera ces trois types d'approche [22] :

- La démodulation d'amplitude et de phase.
- Les méthodes statistiques.
- Le suivi de l'erreur de prédiction.

### **I.5.2. Analyse fréquentiels**

L'analyse fréquentielle ou l'analyse spectrale devenue un outil fondamental pour le traitement des signaux, elle montre les fréquences auxquelles se produisent des variations et leurs amplitudes aussi d'en trouver la source d'un défaut permet sa localisation, contrairement à l'analyse temporelle qui ne donne qu'une information globale. L'analyse fréquentielle s'appuie sur la transformée de Fourier qui permet le passage du domaine temporel au domaine fréquentiel [23].

### **I.5.3. Analyse temps –fréquence**

L'analyse temps-fréquence contient des techniques qui étudient en même temps un signal dans les domaines temporel et fréquentiel en utilisant les diverses représentations temps-fréquence.

La motivation pratique dans l'étude temps-fréquence est que l'analyse par la transformée de Fourier classique suppose que les signaux sont infinis dans le temps ou périodiques, cependant que la majorité des signaux en pratique sont de courte durée et changent considérablement au cours de cette durée [24].

### **I.6. Conclusion**

Les engrenages sont d'une grande importance pour la transmission d'énergie entre les organes du moteur et le récepteur, qui à son tour est soumis à plusieurs facteurs qui apparaissent pendant le fonctionnement, y compris la fissuration, le déchirement, la rupture, ce qui conduit à une détérioration significative de son état, et de cela, les chercheurs ont attaché une grande importance à l'étudier dans divers domaines, pour surveiller son état et son entretien.

## CHAPITRE II *Modélisation mathématique*

### II.1 Introduction

Dans ce chapitre, un modèle dynamique d'engrenages d'un seul étage sera simulé afin d'étudier l'effet des défauts dans les signaux vibratoires en considérant les variations de la rigidité. Nous étudions la réponse vibratoire obtenu par des méthodes numériques, un modèle dynamique de 6 DDL considérant le mouvement latéral est idéal pour étudier les propriétés de la réponse vibratoire d'un système d'engrenages.

Afin de simplifier le calcul, nous supposons que le carter est rigide et par conséquent la propagation des vibrations le long du carter sera linéaire. Ainsi, les propriétés de la réponse vibratoire des engrenages dans les directions latérales sont conformes avec celles du carter de système.

### II.2 Modélisation de la dynamique d'engrenages

La figure II.1 montre le modèle utilisé dans notre étude. C'est un modèle masse-ressort-amortisseur d'un seul étage à 6-DDL d'engrenages droits, qui est développé par Omar D. Mohammed et *al* [25].

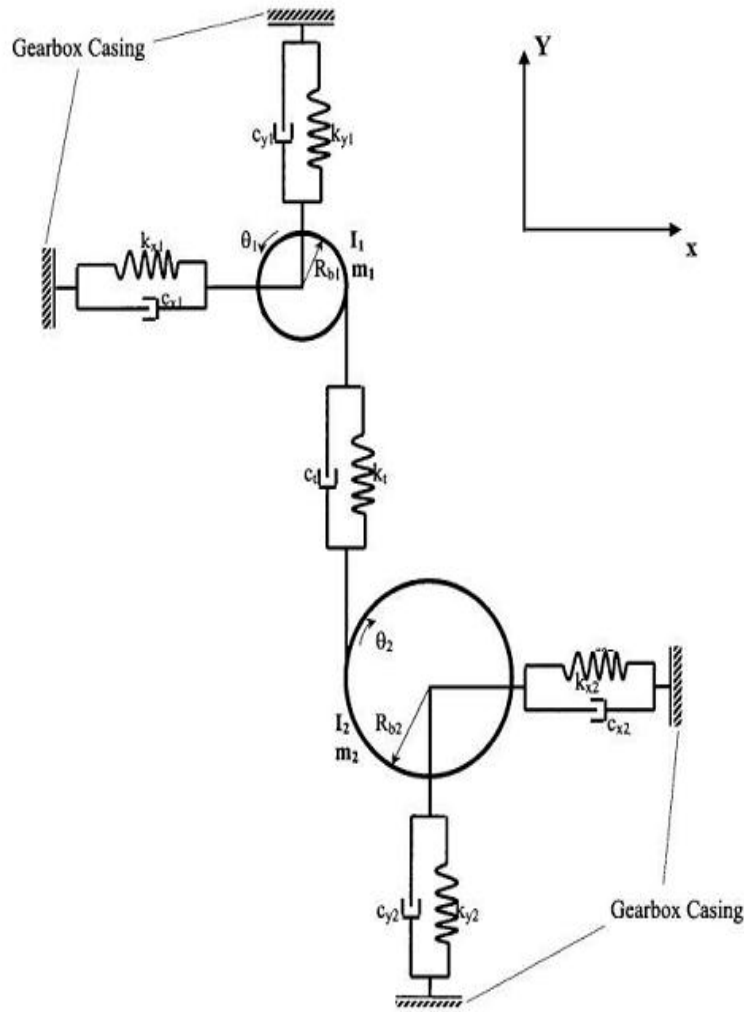


Figure II. 1 : Modèle d'engrenages à 6 DDL [21].

### II.2.1 Développement des équations du modèle numérique

Dans cette section, nous présentons le diagramme des corps libres (DCL) de notre système d'engrenages à 6 DDL. Les six degrés de liberté sont les deux rotations du pignon et de la roue et les quatre translations (deux pour le pignon et deux pour la roue). Les arbres et les roulements sont considérés comme étant en série et ayant les mêmes propriétés dans les deux directions.

Le couplage provenant d'une force d'excitation  $W$ . Cette force de contact  $W$  dépend des positions et des vitesses des différents degrés de liberté. En plus, elle est perpendiculaire à la surface de contact.



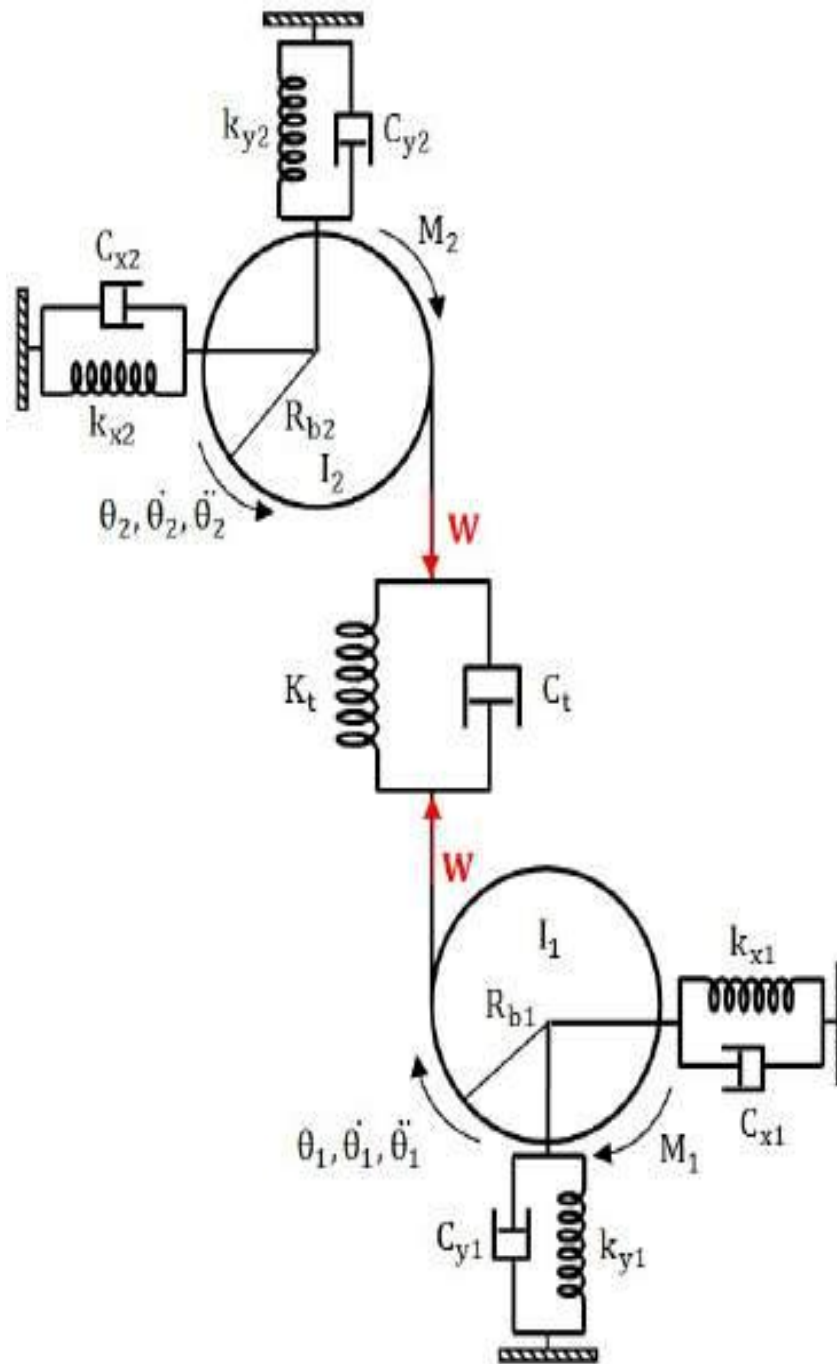
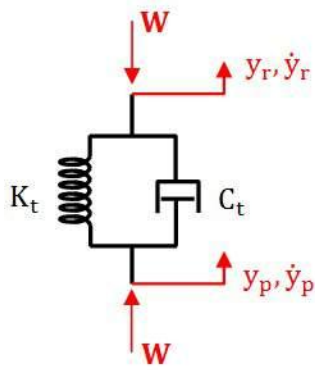
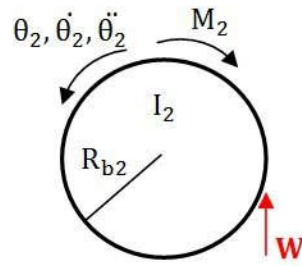


Figure II. 2 : Le système d'engrenages à 6 DDL [21].

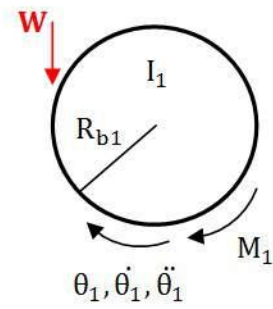
Le système est entraîné par un moteur électrique d'un couple  $M_1$ , et chargé par un couple résistant  $M_2$ . Les arbres, sur lesquels le pignon et la roue sont montés, sont supportés par des roulements. Ces derniers sont attachés au carter d'engrenages. Dans la Figure II.1. Les équations du mouvement du système étudié peuvent être présentées comme suit [26].



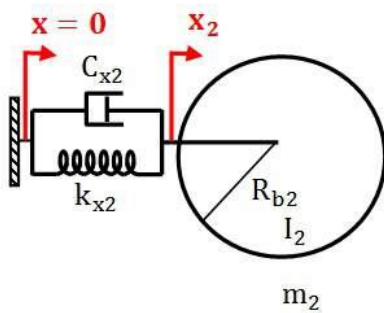
(1)



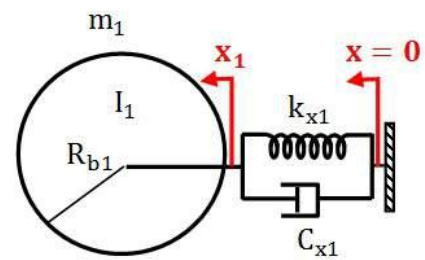
(2)



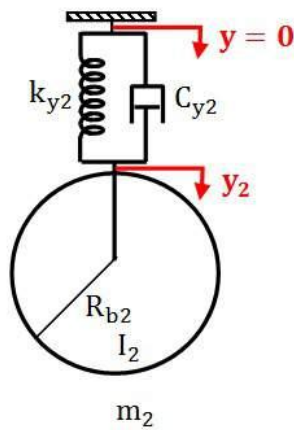
(3)



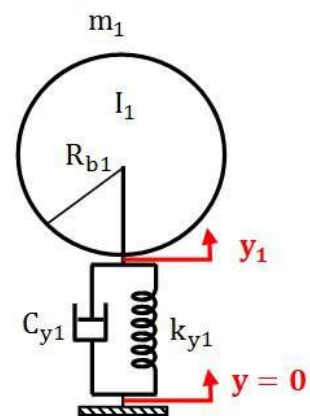
(4)



(5)



(6)



(7)

En considérant le mouvement dans la direction  $x$ , les équations sont :

$$m_1 \ddot{x}_1 = -k_{x1} x_1 - c_{x1} \dot{x}_1 \quad (01)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -k_{x2} x_2 - c_{x2} \dot{x}_2 \quad (02)$$

Les équations du mouvement dans la direction y sont :

$$m_1 \ddot{y}_1 = -k_{y1} y_1 - c_{y1} \dot{y}_1 + k_t (R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 - y_1 + y_2) + c_t (R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b2} \dot{\theta}_2 - \dot{y}_1 + \dot{y}_2) \quad (03)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = -k_{y1} y_1 - c_{y1} \dot{y}_1 + k_t (R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 - y_1 + y_2) + c_t (R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b2} \dot{\theta}_2 - \dot{y}_1 + \dot{y}_2) \quad (04)$$

Les équations du mouvement rotationnel  $\theta$  sont :

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = -M_1 + R_{b1} [c_t (R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b2} \dot{\theta}_2 - \dot{y}_1 + \dot{y}_2) + k_t (R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 - y_1 + y_2)] \quad (05)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 = -M_2 + R_{b2} [c_t (R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b2} \dot{\theta}_2 - \dot{y}_1 + \dot{y}_2) + k_t (R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 - y_1 + y_2)] \quad (06)$$

Les symboles avec un et deux points, comme  $\dot{x}$  et  $\ddot{x}$ , représentent respectivement les vitesses et les accélérations.

De manière globale, notre système peut s'écrire sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{x1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{x2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{y1} + c_t & -c_t & -c_t R_{b1} & c_t R_{b2} \\ 0 & 0 & -c_t & c_{y2} + c_t & c_t R_{b1} & -c_t R_{b2} \\ 0 & 0 & -c_t R_{b1} & c_t R_{b1} & c_t R_{b1}^2 & -c_t R_{b1} R_{b2} \\ 0 & 0 & c_t R_{b2} & -c_t R_{b2} & -c_t R_{b1} R_{b2} & c_t R_{b2}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{x1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{x2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{y1} + k_t & -k_t & -k_t R_{b1} & k_t R_{b2} \\ 0 & 0 & -k_t & k_{y2} + k_t & k_t R_{b1} & -k_t R_{b2} \\ 0 & 0 & -k_t R_{b1} & c_t R_{b1} & k_t R_{b1}^2 & -k_t R_{b1} R_{b2} \\ 0 & 0 & k_t R_{b2} & -k_t R_{b2} & -k_t R_{b1} R_{b2} & k_t R_{b2}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ y_1 \\ y_2 \\ \theta_1 \\ \theta_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ M_1 \\ -M_2 \end{bmatrix}$$

Les équations (01) et (02) montre que la vibration dans la direction  $x$  est une réponse libre. Les équations (05) et (06) signifie que le système fera l'objet d'une réponse forcée dans la direction  $y$ . La force d'excitation est due à la variation temporelle de la rigidité et l'amortissement, c'est-à-dire, la périodicité de la rigidité d'engrènement rend le système d'engrenages persistant [21].

### II.3 Erreur de transmission dynamique :

L'erreur de transmission dynamique est classiquement définie par l'écart entre la position réelle de la roue menée et sa position théorique Figure II.3 Si les profils étaient parfaitement conjugués et les dentures indéformables. Elle est exprimée de deux façons différentes : soit par un écart de position angulaire de la roue par rapport au pignon Figure II. 3, soit par un petit déplacement exprimé en micromètre le long de la ligne d'action Figure II.4 [27].

L'erreur de transmission dynamique ( $ETD = x$ ) mesurée tout le long de la ligne d'action est donnée par :

$$ETD = R_1\theta_1 - R_2\theta_2$$

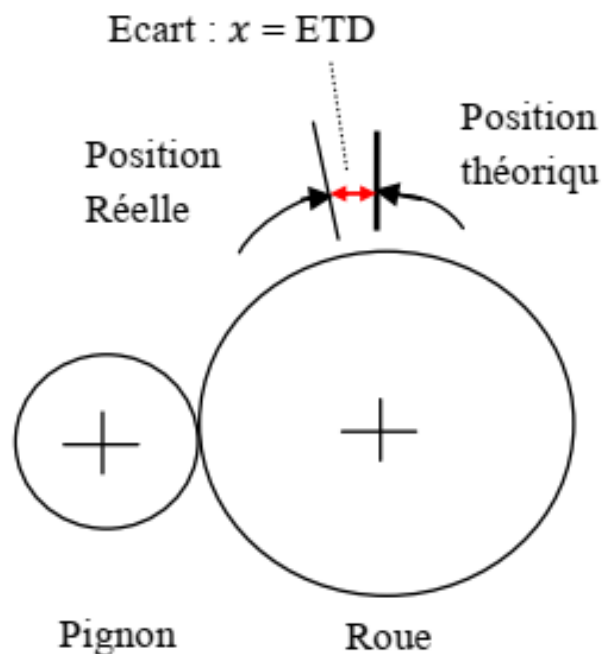
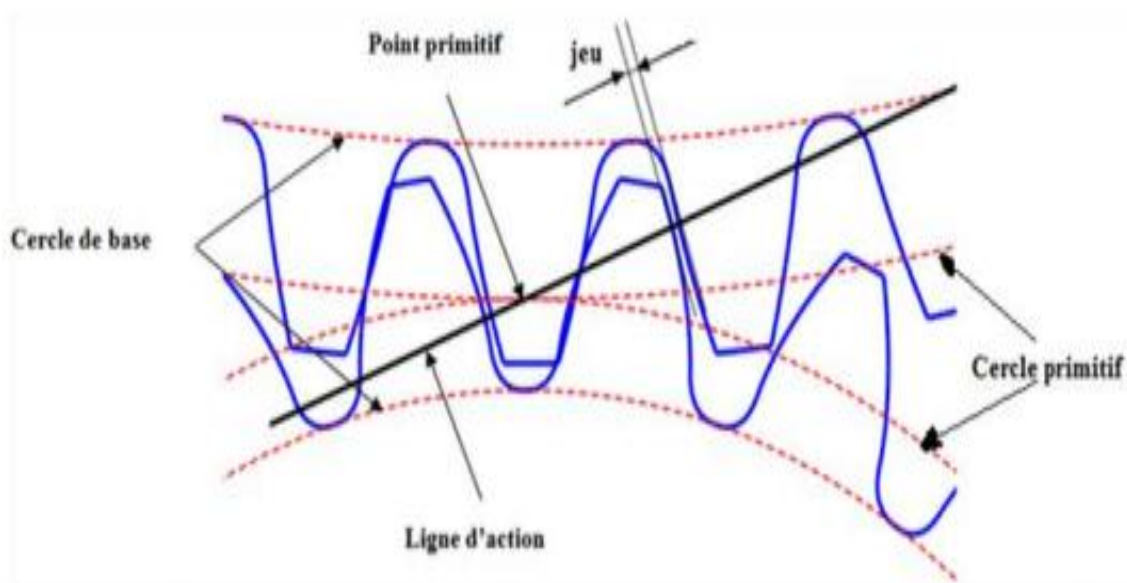


Figure II. 3 : Erreur de transmission angulaire [23].



*Figure II. 4* : Erreur de transmission selon la ligne d'action [23].

#### II.4 La rigidité d'engrènement

Le phénomène d'engrènement est le premier responsable de la création du bruit qui se dégage de la boîte de transmission. Ce phénomène est caractérisé par une raideur variable au cours du temps.

Pour un engrenage droit parfait où il y a prise alternative d'une ou de deux paires de dents. Lorsqu'une paire de dents assure le contact, dans ce cas la raideur d'engrènement est identique à la raideur d'un seul couple de dents. Lorsque le contact est assuré par deux paires de dents, la raideur d'engrènement est alors équivalente à celle de deux raideurs en parallèle. Au cours de l'engrènement la raideur varie du simple au double.

La rigidité d'engrènement est le paramètre physique qui permet de caractériser et surtout de modéliser la liaison entre deux engrenages. Elle dépend essentiellement des caractéristiques géométriques et physiques des dentures. Il n'existe pas de méthodes suffisamment précises et fiables pour mesurer la rigidité d'engrènement. Par contre, de nombreuses méthodes analytiques et surtout numériques (éléments finis...) ont été développées pour calculer cette

rigidité

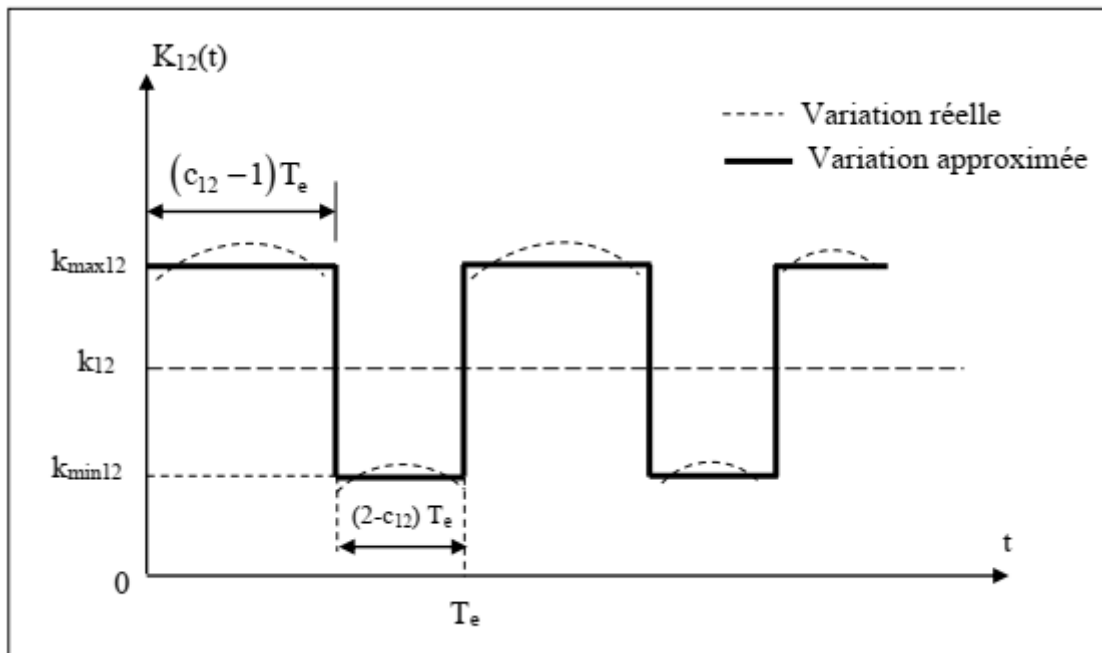


Figure II. 5 : Evolution de la rigidité d’engrènement [27].

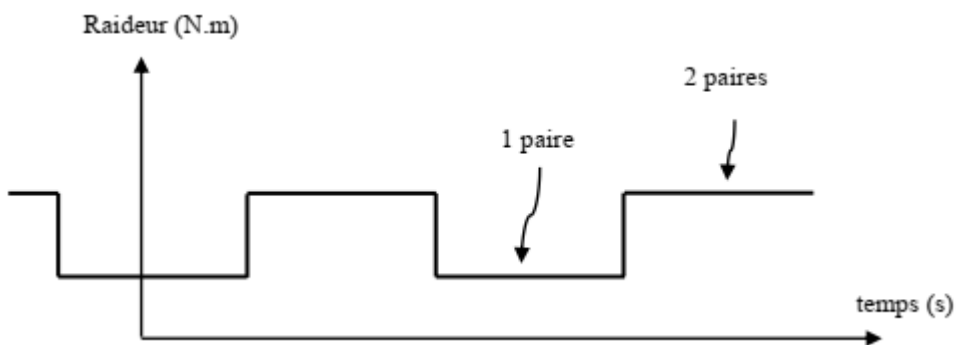


Figure II. 6 : Succession 1 paire de dents - 2 paires de dents en contact [27].

#### II.4.1 Rapport de contact CR

En se référant à la figure II.4, dans cette étude, nous définissons la paire de dents engagée à gauche comme "la première paire" et celle qui est à droite comme "la deuxième paire", quand il y a deux paires de dents qui s’engrènent simultanément.

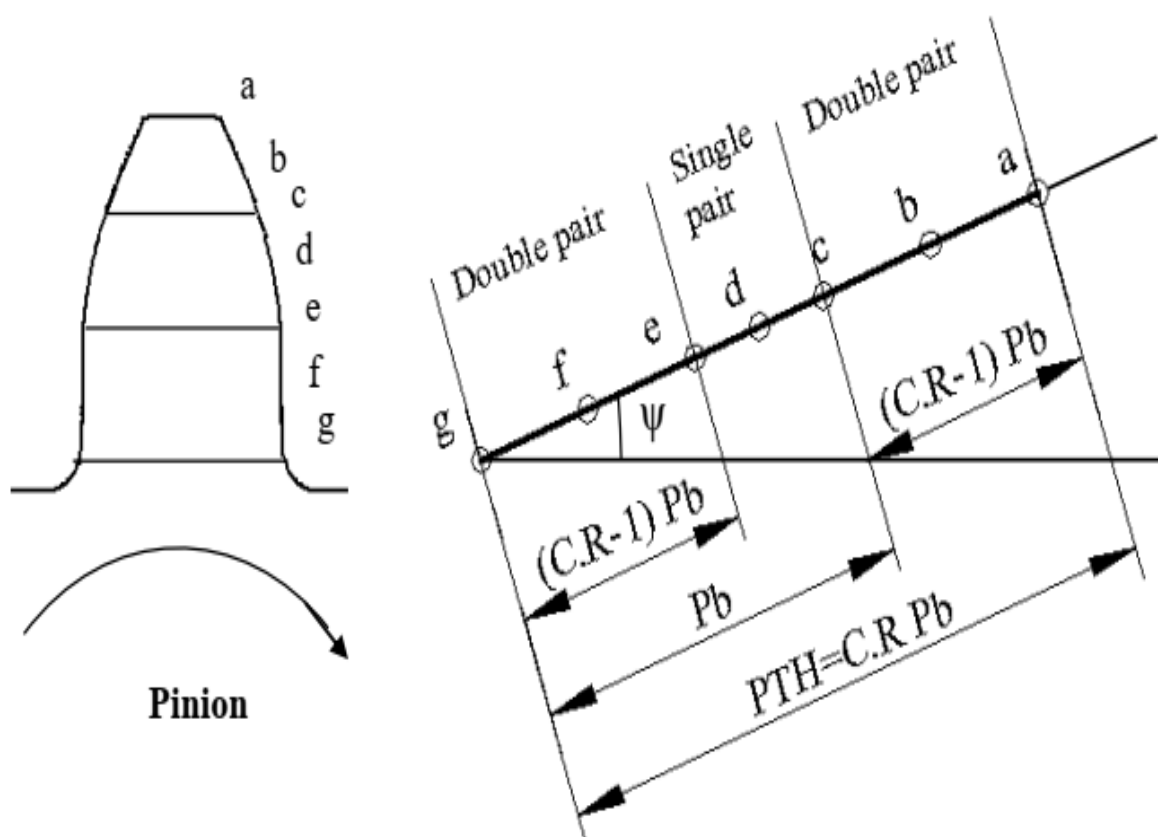


Figure II. 7 : Zones contact pour un faible RC.

D'après la figure II.6, il est clair que le premier point d'action « g » qui se trouve sur la première dent à maillage est associé au point « c » qui se trouve sur la deuxième dent à maillage du même pignon. Par conséquent, la charge sera partagée entre ces deux points, tout comme les points « f » et « b », ainsi que les points « e » et « a ». Ensuite, le point « a » ne sera plus en contact, de sorte que la charge totale sera appliquée au point « e », et aussi au point « d » jusqu'à ce que le contact soit au point « c », puis une nouvelle dent de maillage. Entrera en contact Dans les engrenages à faible rapport de contact, et lorsqu'une seule paire de dents est engagée, cette paire transmet la pleine charge ou la pleine charge est alors appliquée sur la seule dent à maillage. Presque, des conditions critiques (pour des contraintes racinaires maximales) se produisent dans la zone de contact d'une paire. Lorsque double paire de dents [28].

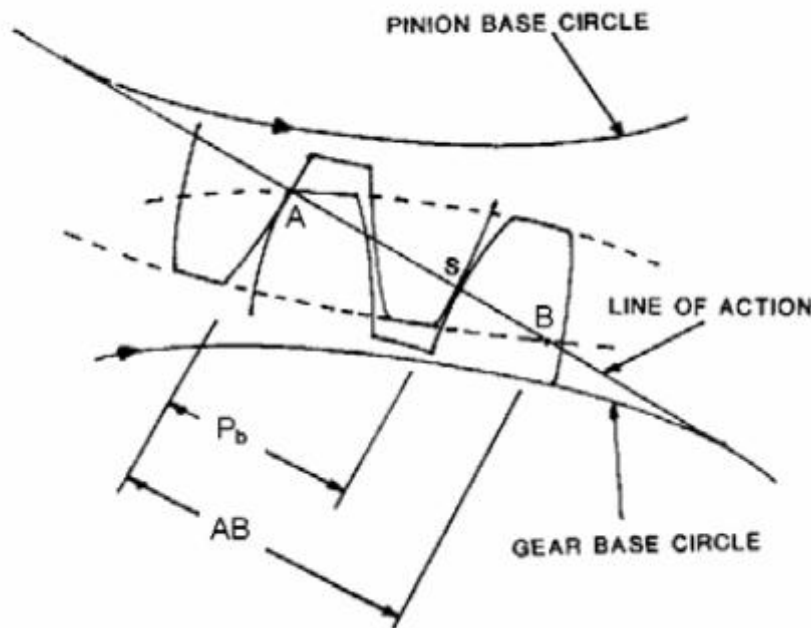


Figure II. 8 : Contact entre les dents.

Pendant un certain temps, un maillage de dents porte la charge et pendant un autre temps, deux mailles de dents se partagent la charge. Au rapport de contact CR de (1,0) cela signifierait qu'une dent est en contact (100%) du temps. Le rapport de contact de (1,6) signifie que deux paires de dents sont en contact (60%) du temps et qu'une paire porte la charge (40%) du temps. Les rapports de contact pour les engrenages conventionnels se situent généralement dans la plage (1,4-1,6) [28].

#### II.4.2 Le coefficient d'amortissement d'engrènement

Afin de déterminer le coefficient d'amortissement d'engrènement moyenne, nous considérons la valeur moyenne  $km$  e de la rigidité d'engrènement dans une seule période d'engrènement. Pour la paire d'engrenage utilisée dans cette étude, le taux d'amortissement peut être calculé par :

$$\xi = \frac{c_m}{2\sqrt{k_m m}} \quad (II.07)$$

Où  $m$  est la masse effective du pignon et de la roue. Elle peut être exprimée par :

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \quad (II.08)$$



Nous substituons  $m$  dans l'équation (II.07), nous obtenons l'expression de  $c_m$  :

$$c_m = 2\xi \sqrt{k_m \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}} \quad (II.09)$$

## II.5 Régimes d'opérations

Chaque réponse, quel qu'elle soit, présentera deux régimes totalement différents l'un de l'autre. Ces régimes seront très différents qu'il s'agisse d'un ordre 1 ou supérieurs (qui peuvent provoquer des systèmes oscillatoires).

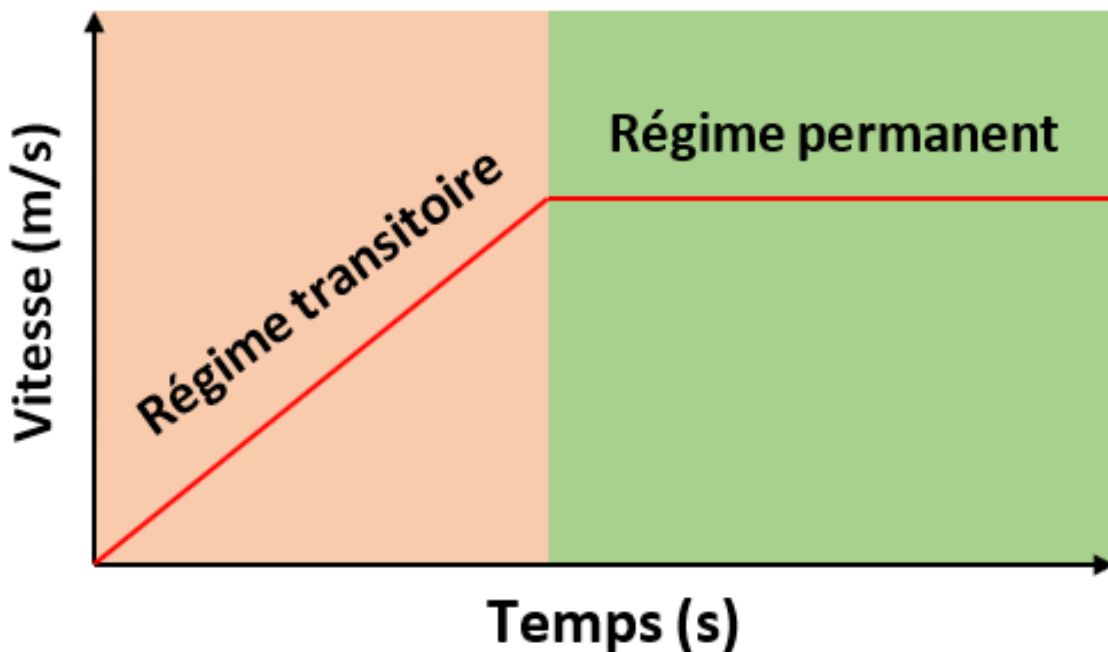


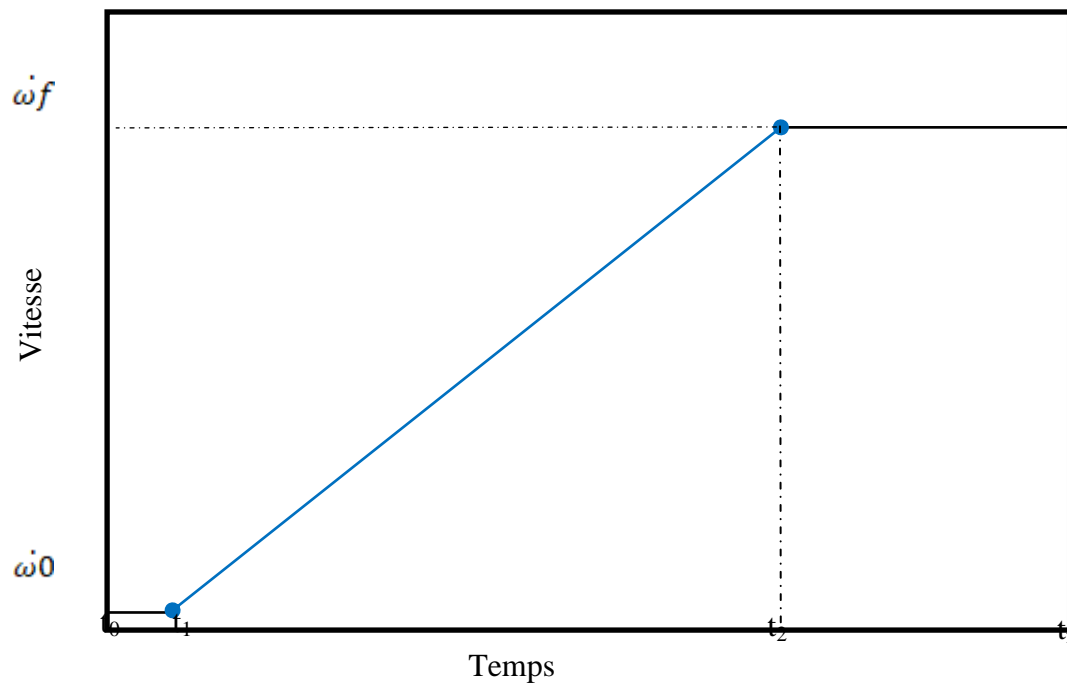
Figure II. 9 : Régime d'opération.

**régime transitoire** c'est le régime d'évolution d'un système qui n'a pas encore atteint un état stable appelé régime permanent. Les **grandeurs** caractérisant le comportement du système **varient**.

**régime permanent** c'est le régime d'un système **stable** observable après un certain temps, lorsque le régime transitoire est éteint.

### II.5.1. Profil de vitesse linéaire

Le profil linéaire a une accélération constante pendant le démarrage comme illustré dans la figure II.10



*Figure II. 10* : Profil de vitesse linéaire.

Avec  $\ddot{\omega}$ ,  $\dot{\omega}$  et  $\omega$  représentent l'accélération angulaire, la vitesse angulaire et le déplacement angulaire respectivement, qui sont donnés par :

$$\begin{cases} \ddot{\omega} = \text{constant} \\ \dot{\omega} = \dot{\omega}_0 + \ddot{\omega} t \\ \omega = \omega_0 + \dot{\omega}_0 t + \frac{1}{2} \ddot{\omega} t^2 \end{cases} \quad (10)$$

La résolution des équations que nous venons de déterminer conduira donc à obtenir les informations relatives au comportement dynamique des engrenages en régime transitoire [29]

## CHAPITRE III *Résultats et interprétations*

### III.1 Introduction :

Le présent chapitre aborde les résultats obtenus de l'étude réalisée précédemment au niveau du deuxième chapitre, où un modèle dynamique d'engrenage sera simulé, dans l'intérêt d'analyser l'effet des défauts dans les signaux vibratoires en considérant les variations de la rigidité. Les résultats s'articulent en deux parties, en premier lieu l'étude se réalise en régime transitoire, par ailleurs l'étude de la deuxième partie se traite en régime permanent.

### III.2 Les paramètres numériques :

Afin d'étudier les réponses vibratoires d'un système d'engrenages incluant un pignon avec un défaut local dans une dent, il est nécessaire, d'abord, de connaître la réponse d'un engrenage parfait. Pour ce cas, nous supposons que tous les composants, y compris les engrenages, le moteur, les arbres et les roulements n'ont pas d'erreurs de fabrication et d'assemblage. De plus, nous supposons que les conditions de lubrification sont parfaites.

Dans le but de simplifier la simulation, nous supposons que les rigidités radiales  $k_{x1}$ ;  $k_{y1}$ ;  $k_{x2}$  et  $k_{y2}$  des quatre roulements sont égales à une constante  $k_r$ . De plus, les coefficients d'amortissement  $c_{x1}$ ;  $c_{y1}$ ;  $c_{x2}$  et  $c_{y2}$  des roulements sont égaux à une constante  $c_r$ .

Dans cette étude, les paramètres numériques appliqués pour les calculs sont présentés dans le tableau suivant :

<b>Type d'engrenage</b>	<b>Standard droit</b>
<b>Matériau</b>	Acier
<b>Nombre de dents</b>	$Z1 = 25$ et $Z2 = 30$
<b>Le rayon du cercle de base du pignon</b>	$R_{b1} = 0.03729m$
<b>Le rayon du cercle de base de la roue</b>	$R_{b2} = 0.044753m$

<b>La masse du pignon</b>	$m_1 = 0.3083\text{kg}$
<b>La masse de la roue</b>	$m_2 = 0.4439\text{kg}$
<b>Le moment d'inertie du pignon</b>	$I_1 = m_1 R_{p1}^2 / 2 = 0.0002428\text{kgm}^2$
<b>Le moment d'inertie de la roue</b>	$I_2 = m_2 R_{p2}^2 / 2 = 0.0005034\text{kgm}^2$
<b>Fréquence de rotation du moteur</b>	$f_1 = 30\text{Hz}$
<b>Fréquence d'engrènement</b>	$f_m = 750\text{Hz}$
<b>Le couple du moteur</b>	$M_1 = 20.8\text{Nm}$
<b>Le couple de la charge</b>	$M_2 = 11.9\text{Nm}$
<b>Rigidité radiale des roulements</b>	$k_r = 6.56 \times 10^8 \text{ N/m}$
<b>Coefficient d'amortissement des roulements</b>	$C_r = 1.8 \times 10^5 \text{ Ns/m}$
<b>Coefficient d'amortissement moyen</b>	$C_m = 0.67 \cdot 10^3 \text{ Ns/m}$

Tableau III. 1 : Parametre de simulation[21] .

### III.3 Modèle numérique :

Les figures III.1-III.2 présentent la méthode numérique utilisé pour un modèle dynamique du système d'engrenages à 6 DDL considérant le mouvement latéral idéal afin d'étudier les propriétés de la réponse vibratoire de ce dernier.

Le calcul consiste à résoudre les équations de la dynamique pour le système d'engrenage par un calcul temporel pas à pas en utilisant un programme de calcul écrit en langage Matlab/Simulink. La méthode de résolution utilisée aux calculs numérique est celle de la méthode (Ode 113 (Adams)) avec un pas fix ( $10^{-6}$ ).

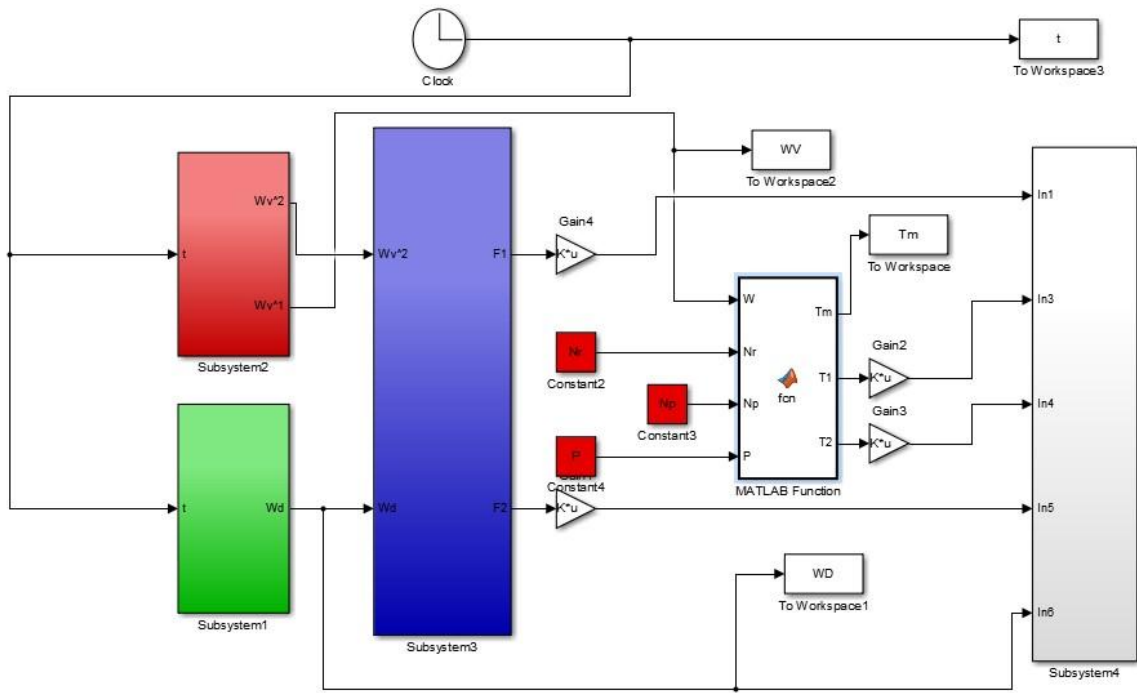


Figure III. 1: Schéma numérique global du modèle d'engrenages à 6 DDL.

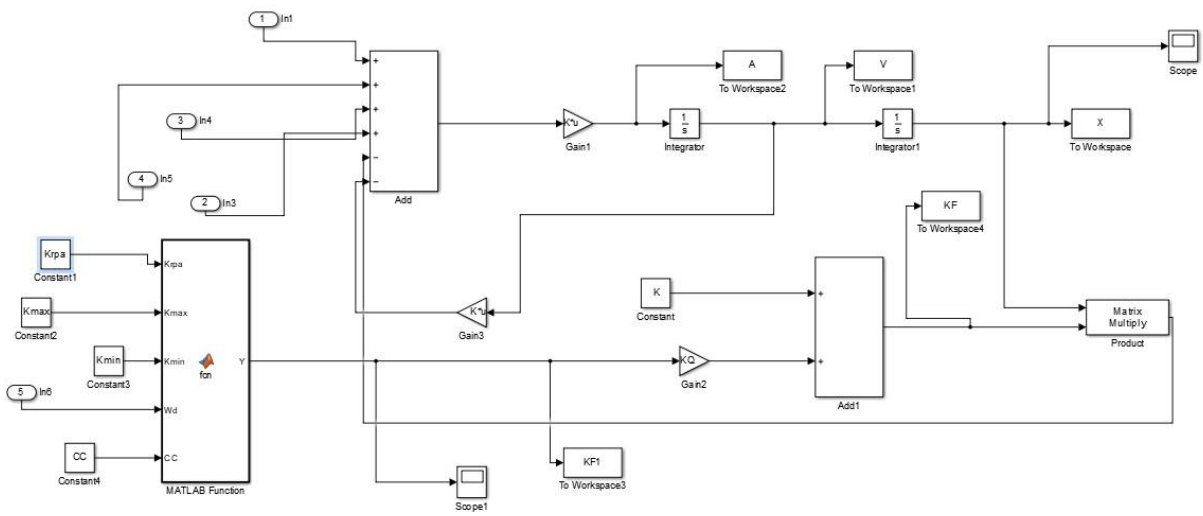


Figure III. 2 : Schéma de la résolution numérique d'engrenages à 6 DDL.

### III.1 Résultats en régime Transitoire :

#### III.1.1 Réponse vibratoire du système d'engrenage sans défaut en régime transitoire

La variation de la rigidité en fonction du temps selon le nombre des dents en contact sans défaut en régime transitoire est présentée dans la figure III.3, pour un rapport de contact égal à 1.6. Cette figure montre une plage de rigidité entre les deux limites maximum et minimum.

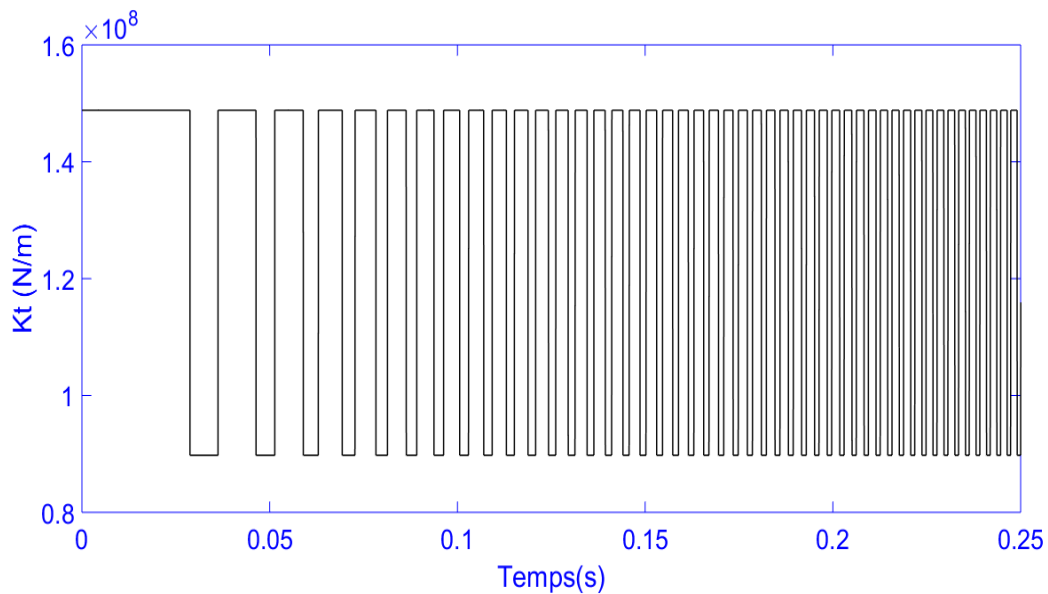


Figure III. 3: Rigidité en fonction du temps 'sans défaut' en régime transitoire.

La figure III.4 représente l'erreur de transmission dynamique de déplacement sans défaut pour différents rapports de contact CR en régime transitoire.

La figure III.4 (a) décrit que le premier contact des dents entre les différents rapport CR donne une amplitude de déplacement similaire d'un seuil de l'ordre de  $6.7 \cdot 10^{-3}$  m due à la rigidité au démarrage. Par contre la figure III.4 (b) représente la zone agrandie (encadré dans la figure III.4(a)) qui montre une variation d'ETD de déplacement pour chaque rapport de contact en fonction du temps. On remarque que l'ETD de déplacement diminue par le temps et garde la distance de chaque rapport de contact qui est définie par les deux composantes de la rigidité ( $K_{max}$  et  $K_{min}$ ) voir Figure III.3 dans une seule période d'engrènement

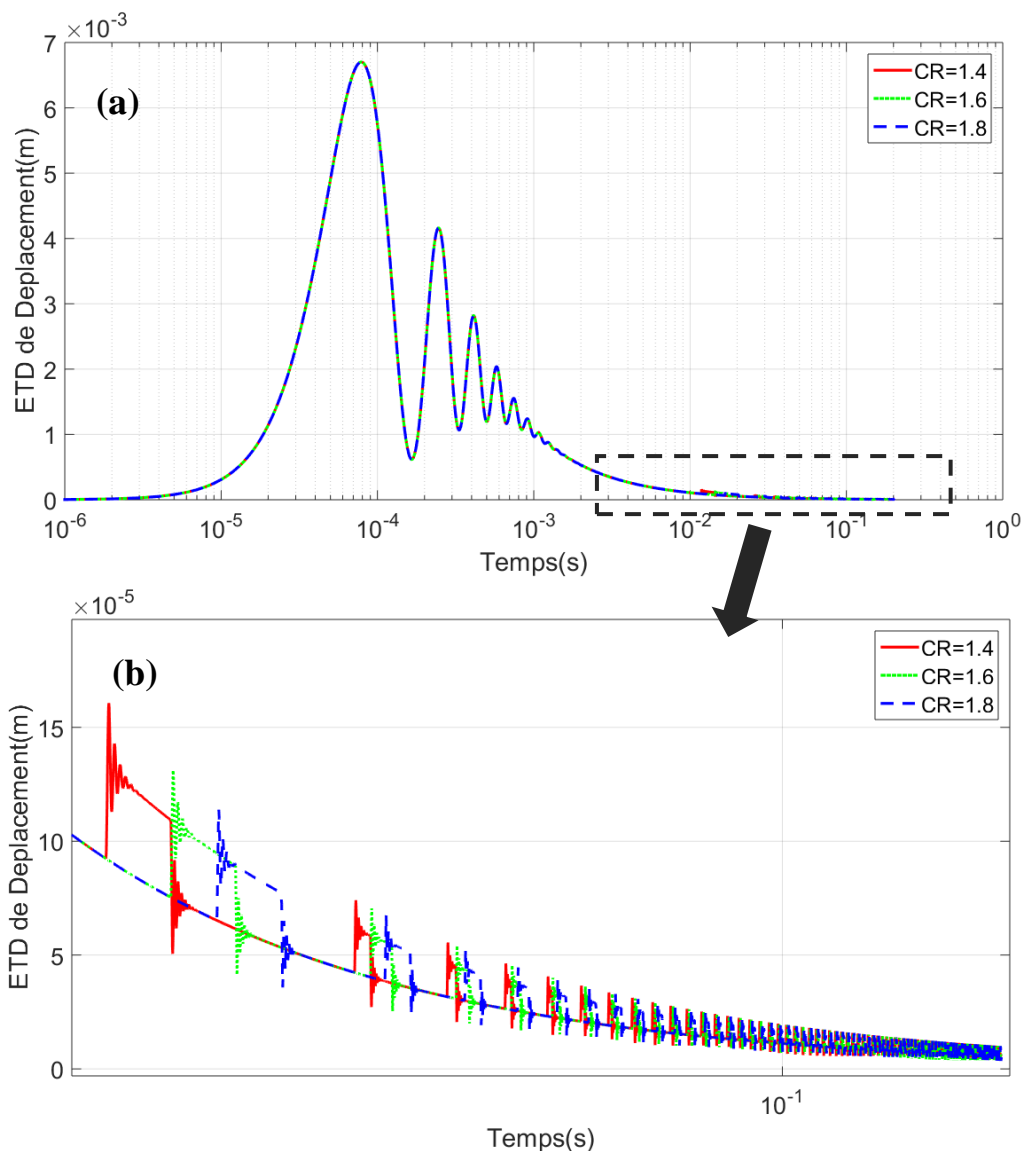


Figure III. 4: Erreur de transmission angulaire de déplacement en fonction du temps pour différentes valeurs de CR en régime transitoire.

Le déplacement du pignon sans défaut pour différents rapports de contact CR en régime transitoire est présenté dans la figure III.5.

La figure III.5 (a) illustre que le déplacement du pignon en fonction du temps atteint la valeur maximale de  $3.90 \cdot 10^{-4} \text{m}$  dans la direction y directement au démarrage pour les divers rapports de contact. Après avoir élargi l'aire encadré « voir figure III.5 (a) », la figure III.5(b) indique que le déplacement de pignon sur Y diminue par le temps et garde la distance de chaque rapport de contact qui est définie par les deux composantes de la rigidité (Kmax et Kmin) dans une seule période d'engrènement

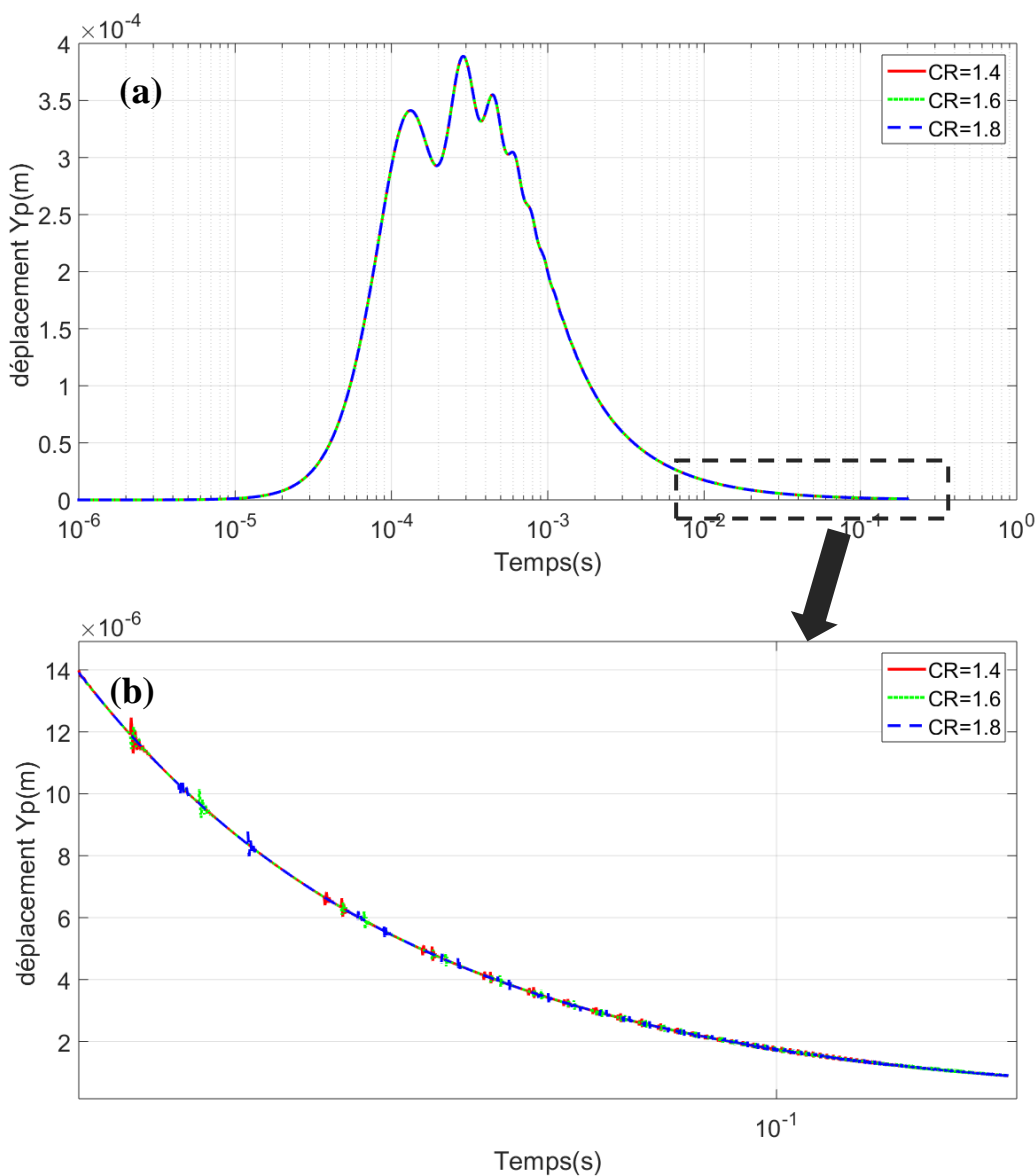


Figure III. 5: Déplacement du pignon dans la direction Y en fonction du temps pour différentes valeurs de CR.



### III.1.2 Réponse vibratoire du système d'engrenage avec défaut en régime transitoire

La figure III.6 présente la variation de la rigidité en fonction du temps avec un faible rapport de contact égal à 1.6 en régime transitoire, par la présence d'un défaut d'usure qui par la suite cause une réduction importante de rigidité de 75%.

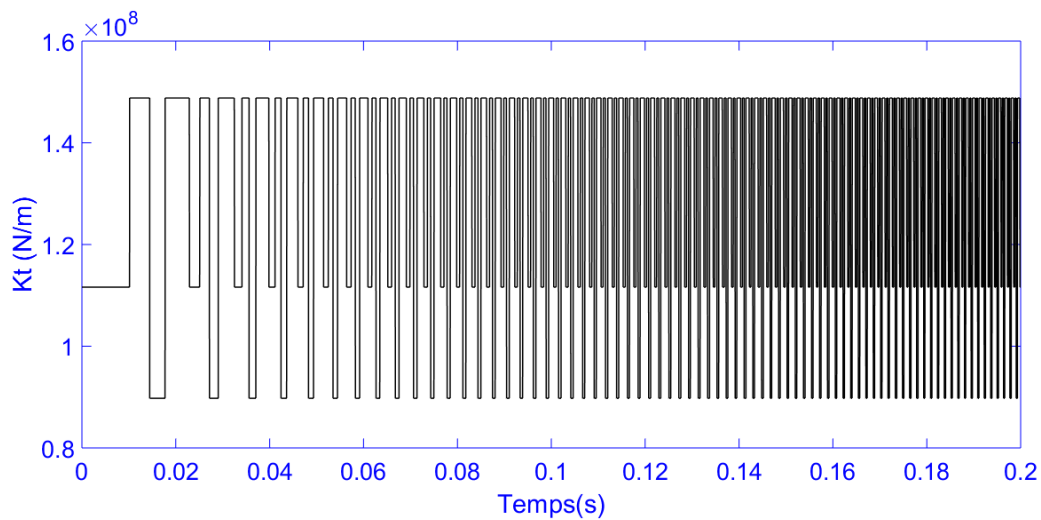


Figure III. 6: Rigidité en fonction du temps 'défaut d'usure distribué'.

La comparaison des résultats de l'erreur de transmission de déplacement avec et sans défaut en régime transitoire pour un rapport de contact égal à 1.6 est présentée dans les figures III.7 (a et b). En premier lieu ; la figure III.7 (a) montre que l'amplitude dans le système avec défaut au démarrage augmente d'une valeur de 36,7% par rapport à celle du système sans défaut due à la diminution de la rigidité.

Tandis que la figure III.7 (b) montre l'apparition de deux nouveaux pics causés par le défaut d'usure par rapport au système sans défaut.

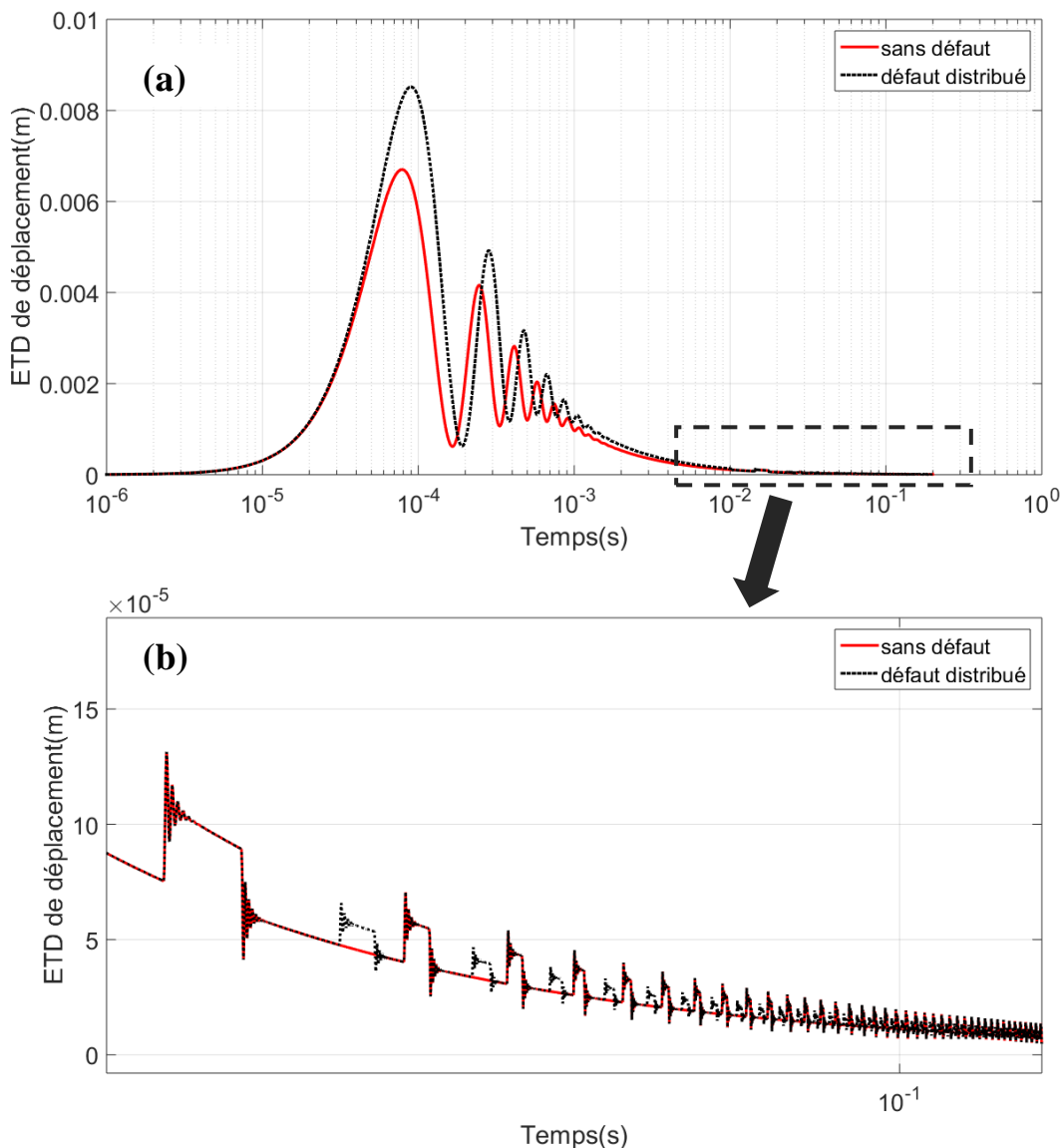


Figure III. 7: Comparaison de l’erreur de transmission de déplacement avec et sans défaut en régime transitoire.

La figure III.8 présente la comparaison du déplacement de pignon suivant Y sans et avec défaut en régime transitoire. Cette courbe indique que le premier pic du pignon pour le cas sans défaut est inférieur au regard de pignon avec défaut due à la diminution de la rigidité de ce dernier.

Après avoir élargi l’aire encadré « voir figure III.8 (a) », la figure 3.III (b) indique que le déplacement de pignon sur Y diminue par le temps et garde la distance de chaque rapport de contact qui est définie par les deux composantes de la rigidité ( $K_{max}$  et  $K_{min}$ ) dans une seule période d’engrènement.

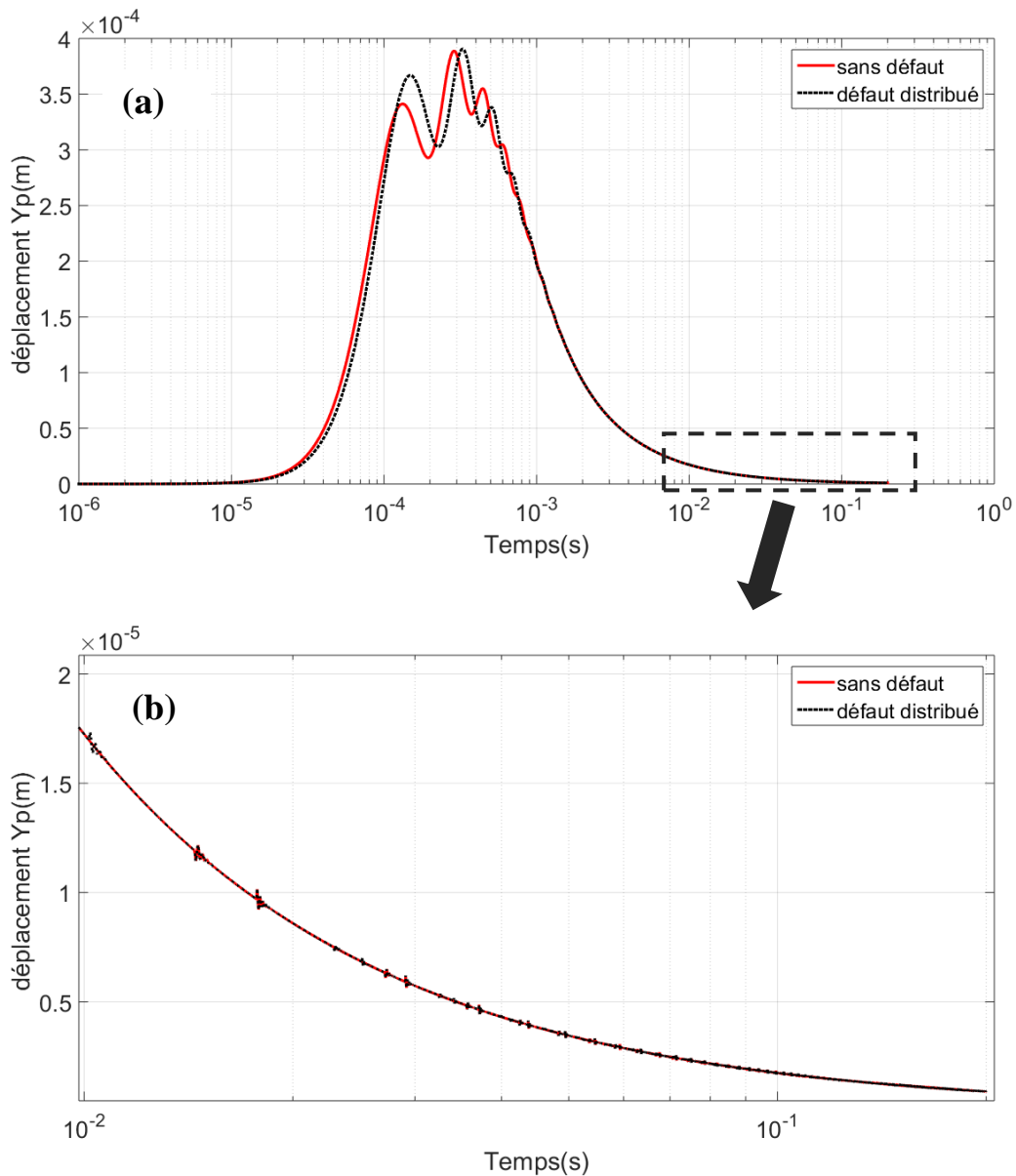


Figure III. 8: Comparaison du déplacement de pignon dans la direction Y avec et sans défaut en fonction du temps en régime transitoire.

### III.2 Résultats en régime permanent :

#### III.2.1 Réponse vibratoire du système d'engrenage sans défaut en régime permanent :

La variation de la rigidité en fonction du temps selon le nombre des dents en contact sans défaut en régime permanent est présentée dans la figure III.9, pour un rapport de contact

égal à 1.6. Cette figure montre une plage de rigidité entre les deux limites maximum et minimum qui est similaire pour toute période suit au régime permanent.

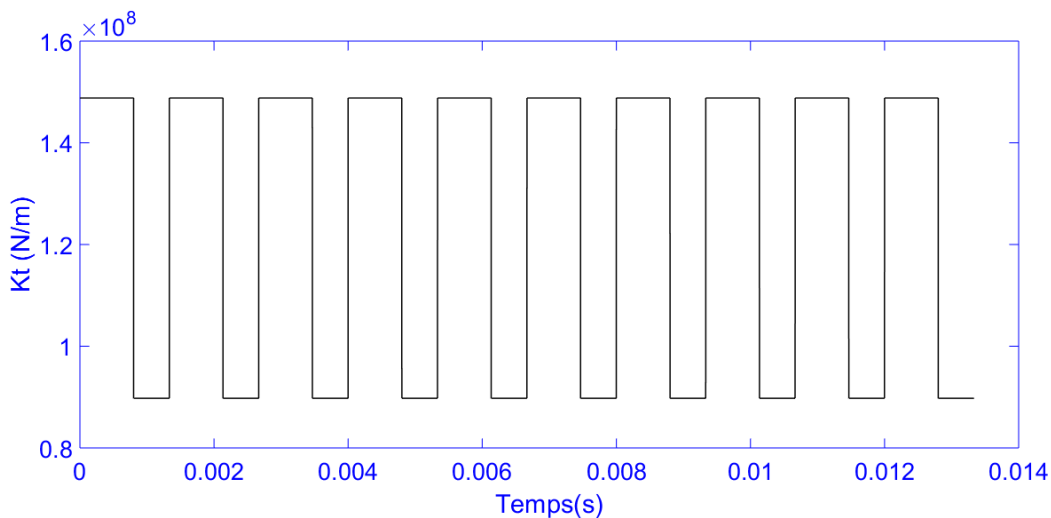


Figure III. 9: Rigidité en fonction du temps ‘sans défaut’ régime permanent.

L’erreur de transmission dynamique de déplacement sans défaut pour différents rapports de contact CR en régime permanent est discuté dans la figure III.10.

Cette figure montre que le premier contact des dents entre les différents rapport CR donne une amplitude de déplacement similaire d’un seuil de l’ordre de  $5.4 \cdot 10^{-6}$  m due à la rigidité au démarrage. On remarque aussi que l’ETD de déplacement par rapport au temps pour les trois rapports de contact est similaire pour chaque période du au régime permanent.

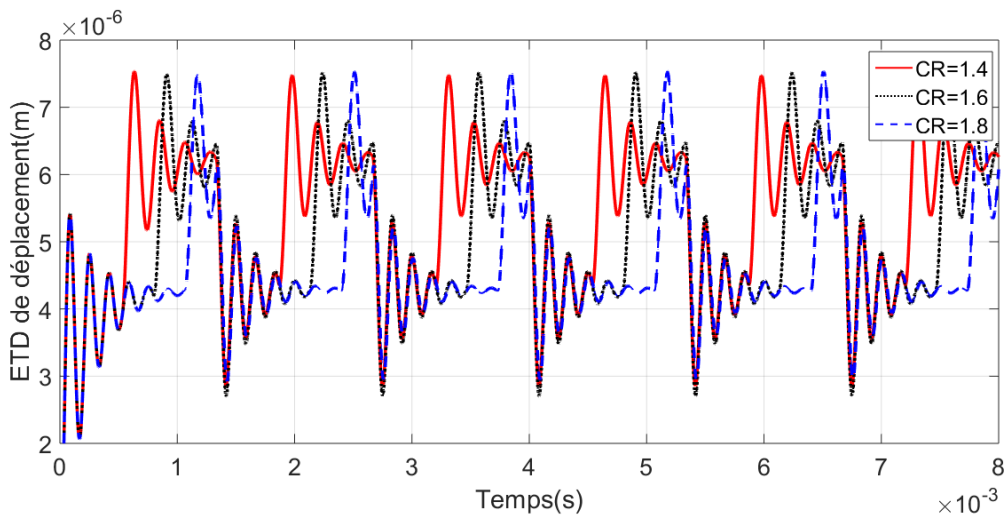


Figure III. 10: Erreur de transmission angulaire de déplacement en fonction du temps pour différentes valeurs de CR en régime permanent.

### III.2.2 Réponse vibratoire du système d'engrenage avec défaut en régime permanent :

La figure III.11 présente la variation de la rigidité en fonction du temps avec un faible rapport de contact égal à 1.6 en régime permanent, par la présence d'un défaut d'usure qui par la suite cause une réduction importante de rigidité de 75%. On remarque que la rigidité est similaire tout au long de la période étudié.

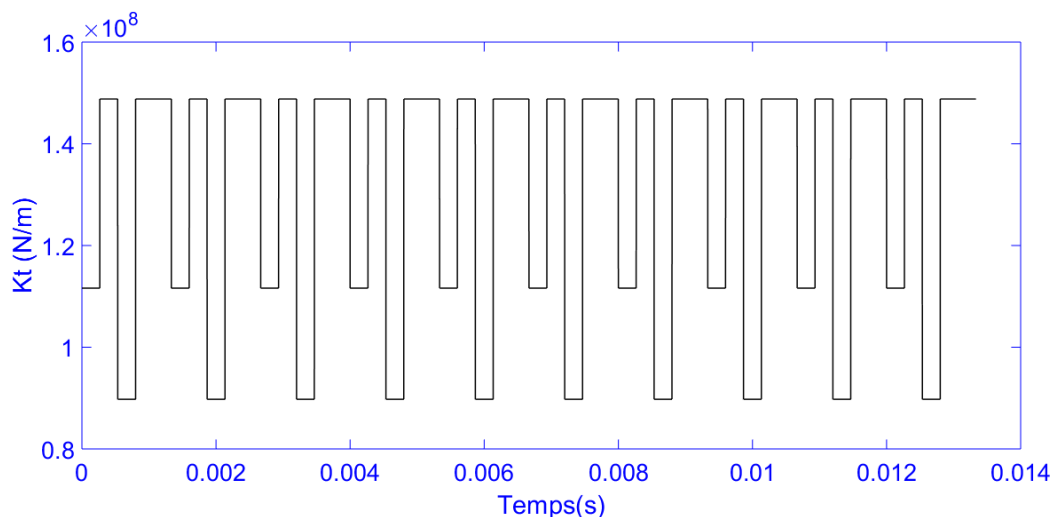


Figure III. 11: Rigidité en fonction du temps 'avec défaut' régime permanent.

La comparaison des résultats de l'erreur de transmission de déplacement avec et sans défaut en régime transitoire pour un rapport de contact égal à 1.6 est montré dans la figure III.12

La figure montre que l'amplitude dans le système avec défaut au démarrage augmente par rapport à celle du système sans défaut due à la diminution de la rigidité. Au surplus on remarque l'avènement de deux nouveaux pics causés par le défaut d'usure par rapport au système sans défaut.

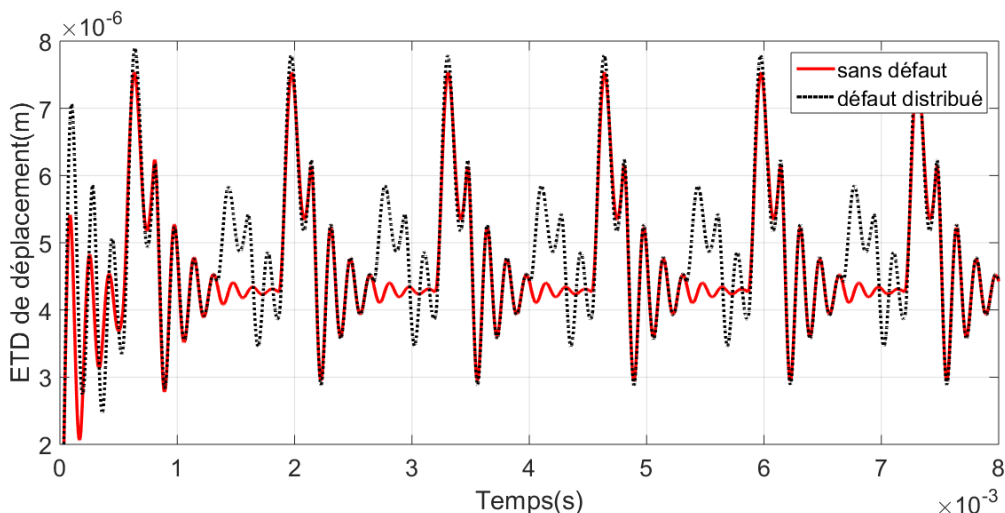


Figure III. 12: Comparaison de l’erreur de transmission de déplacement avec et sans défaut en régime permanent.

La figure III.13 présente la comparaison du déplacement de pignon suivant Y des deux cas avec et sans défaut en régime permanent. On remarque dans cette figure que les pics du pignon avec défaut sont supérieurs par relativement au pignon sans défaut due à la diminution de la rigidité.

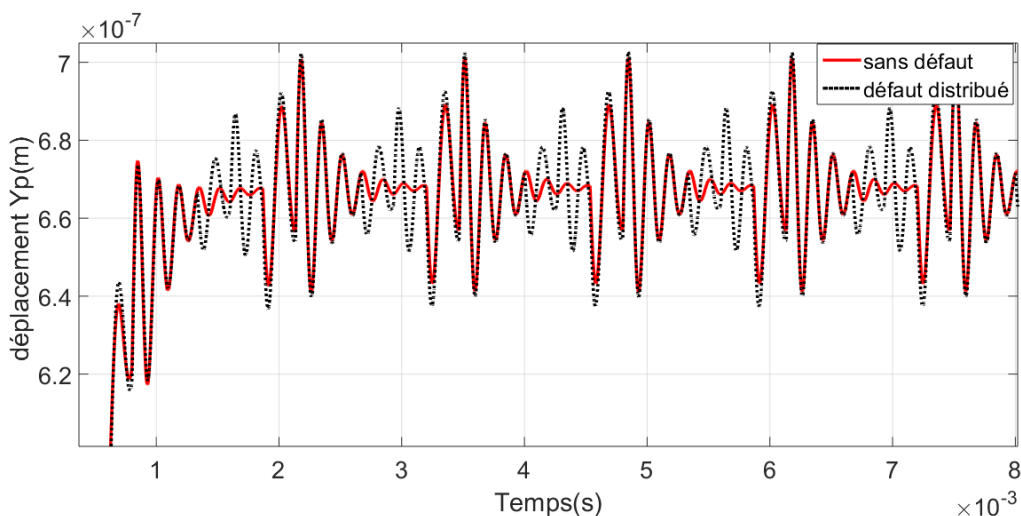


Figure III. 13: Comparaison du déplacement de pignon dans la direction Y avec et sans défaut en fonction du temps en régime permanent.

**III.3 Conclusion :**

Au terme de ce chapitre, nous avons analysé et interprété les résultats du modèle numérique étudié antérieurement afin de mettre en place une modélisation globale d’un engrenage a 6 DDL sous régime transitoires et permanent pour déferlants rapports de contact (CR) avec et sans défaut. La résolution des équations du système est faite par un model SIMILINK sous MATLAB.

---

## ***Conclusion générale et perspectives***

L'objectif principal de ce mémoire est consacré à l'analyse vibratoire des engrenages à plusieurs degrés de liberté en présence de défaut. Les modèles de rigidité de denture sont utilisés pour modéliser les défauts des dentures d'engrenages. Pour cela, un programme de calcul écrit par langage MATLAB/SIMULINK a été élaboré, pour simuler et analyser les défauts d'engrenage par analyse temporelle.

Les résultats de ce mémoire peuvent être résumés comme suivants :

- La variation de la rigidité d'engrènement provoque le changement de la réponse vibratoire.
- La réponse transitoire montre que la fréquence du système la plus dangereuse se crée directement au démarrage.
- L'erreur de transmission diminue avec l'augmentation de la rigidité
- La présence de l'usure conduit à la chute de la rigidité d'engrènement pour chaque contact entre les dents défectueuses.
- La durée de la rigidité pour deux paires de dent en contact est augmentée par un rapport de contact élevé, ce qui justifie la diminution de l'erreur de transmission dynamique.

---

---

### References

- [1] K drouiche, M sidahmed, Y grinier « détection de défauts d'engrenage par analyse vibratoire » Volume 8 page 331-343.
- [2] Ankur Saxena ,Anand Parey ,Manoj Chouksey « time varying mesh stiffness calculation of spur gear pair considering friction and spalling defects »2016.
- [3] Melle Bouchareb Ilhem «modélisations et outils d'aide au diagnostic de défauts de machines synchrones et a reluctance variable » thèse de Magistère en Electrotechnique de l'Université de Constantine 1: 03 /07/2013
- [4] Boukhobza Mohamed EL Habib « Application du traitement du signal pour le suivi des défauts de composants mécaniques soumis à des vibrations »thèse de magister université des sciences et de la technologie d'oran mohamed boudiaf 22 fevrier 2010
- [5] Fayçal Mijiyawa « formulation, caractérisation, modélisation et prévision du comportement thermomécanique des pièces plastiques et composites de fibres de bois application aux engrenages » thèse de doctorat l'université du québec à chicoutimi janvier 2018.
- [6] <http://pierreprovot.files.wordpress.com/2009/02/engrenage032.png>
- [7] l'ouvrier moderne « engrenages » Volume 5 ,avril 1922  
published online 08 juin 2017 page 9-12
- [8] <http://pierreprovot.files.wordpress.com/2009/02/helicoidaux002.png>
- [9] Conique Prat.ind.Méc « engrenage » Volume 16, aout 1933  
published online 12june 2017 page 171-176.
- [10] <http://www.directindustry.fr/prod/martin-sprocket-gear/engrenages-coniques.htm>
- [11] Bechkri Bouchra « analyse des défauts de denture et leurs influences sur les transmissions mécaniques par engrenages»  
thèse de magister université mentouri-constantine 2007.
- [12] <http://www.directindustry.fr/prod/martin-sprocket-gear/engrenages-roues-vis-sans-fin>
- [13] Liu. J, Wang. S , Wang. Y, Helicopter transmission system technology readiness assessment ( Conference Paper ), Applied Mechanics and Materials, Volume 86, 2011, Pages 389-393.
- [14] Yanxue Wang, Zhengjia He, Jiawei Xiang, Yanyang Zi, Application of local mean decomposition to the surveillance and diagnostics of low-speed helical gearbox, Mechanism and Machine Theory 47 (2012) 62–73.



- [15] Philippe Arquès « diagnostique prédictif et défaillances des machines » livre mai 2009.
- [16] Rahmoune Chemseddine « contribution à la surveillance des systèmes électromécanique » thèse de doctorat l'université M'hamed Bougara-Boumerdes 2015.
- [17] FAURE L. – Aspect des dentures d'engrenage après fonctionnement – Senlis (Oise), CETIM, 1993, 128 p.
- [18] [Aubli92] Aublin M., et al. « Systèmes Mécaniques. Théorie et dimensionnement », Dunod, Paris, 1992, pp.1-657.
- [19] [Henri68] Henriot G., « Traité théorique et pratique des engrenages », Dunod paris 1968, tome 1, pp.1-554.
- [20] <http://www.novexa.com/engrenage-defauts.php> .
- [21] Thameur Kidar « Diagnostic des défauts de fissures d'engrenages par l'analyse cyclostationnaire » thèse de doctorat l'université Jean Monnet 11 mars 2015.
- [22] Mohamed El Badaoui « Contribution au Diagnostic Vibratoire des Réducteurs Complexes à Engrenages par l'Analyse Cepstrale » L'université Jean-Monnet thèse de doctorat 09 juillet 1999.
- [23] H. Benmohamed Hanène « Modélisation et simulation numérique du comportement vibratoire des machines tournantes (des engrenages) en présence de défaut » 2018.
- [24] I. MOUMNE. identification des défauts mixtes d'engrenage et de roulement par analyse vibratoire, 2010 !
- [25] Omar D. Mohammed, Matti Rantatalo, Jan-Olov Aidanpaa, Uday Kumar, « Vibration signal analysis for gear fault diagnosis with various crack progression scenarios ». Mechanical Systems and Signal Processing 41 (2013), pp. 176–195.
- [26] W. Bartelmus, Mathematical modeling and computer simulations as an aid to gearbox diagnostics". Mechanical Systems and Signal Processing, 15(5), 2001, pp. 855-871.
- [27] Ahmed Guerine « Contribution à l'étude du comportement dynamique d'un système d'engrenage en présence d'incertitudes » Préparée au sein de « Institut National des Sciences Appliquées de Rouen » thèse de doctorat en partenariat international avec « Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax-tunisie » le 19 Septembre 2016.
- [28] Ali Raad Hassan « Contact Stress Analysis of Spur Gear Teeth Pair » World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering Vol :3, No :10, 2009.
- [29] Benadda mohamed « Conception d'un palier fluide intelligent à patins hydrostatiques contrôlés par des valves électro-rhéologiques pour contrôler les vibrations de rotors » thèse de doctorat université ibn-khaldoun 2020.

يشكل تحليل السلوك الديناميكي للأنظمة الميكانيكية باهتمام كبير في المجال الصناعي.

تتطلب الحاجة إلى زيادة أو تقليل سرعات الآلات الدوارة ناقل تروس لتحقيق الهدف ، ويولد تشغيل نظام التروس اهتزازات تعطل سلوك الآلات.

لهذا ، يجب أخذ العديد من معلمات التصميم في الاعتبار لضمان نقل الطاقة بشكل صحيح ، ومقاومة جيدة للإجهاد وتقليل احتمالية التآكل.

تتعلق الدراسة التي أجريت في هذا العمل بالتحليل الاهتزازي للتروس بدرجات عديدة من الحرية في حالة وجود عيب.

تُستخدم نماذج صلابة الأسنان لنمذجة عيوب الأسنان. تم إجراء دراسة بارامترية تحت Matlab SIMILINK لتحليل تأثير أخطاء التروس ونسبة التلامس وكذلك خطأ النقل الديناميكي في الأنظمة المؤقتة والدائمة

## RÉSUMÉ

L'analyse du comportement dynamique des systèmes mécaniques constituent un intérêt majeur dans le domaine industriel. Le besoin d'augmentée ou diminuée les vitesses des machines tournantes exige une transmission par engrenage pour atteindre l'objective, le fonctionnement de ce système d'engrenage engendre des vibrations qui perturbent le comportement des machines. Pour cela, plusieurs paramètres de conception doivent être pris en considération pour assurer la transmission de la puissance de façon correcte, d'avoir une bonne résistance à la fatigue et de diminuer la probabilité d'usure.

L'étude réalisé dans ce travail porte sur l'analyse vibratoire des engrenages à plusieurs degrés de liberté en présence de défaut. Les modèles de rigidité de denture sont utilisés pour modéliser les défauts des dentures d'engrenages. Une étude paramétrique a été réalisée sous Matlab SIMILINK pour l'analyse de l'effet des défauts d'engrenages, le rapport de contact ainsi que l'erreur de transmission dynamique en régimes transitoire et permanent.

## ABSTRACT

The dynamic behavior analysis of mechanical systems is one of the major interests in the industrial sector. The need to increase or decrease the speeds of rotating machines requires a gear transmission to reach the objective, the operation of this gear system creates vibrations that disturb the behavior of this machines. To achieve this, several design parameters must be considered to ensure the transmission of power correctly, to have a good fatigue resistance and to reduce the probability of wear.

The study carried out in this work focuses on the vibration analysis of gears with several degrees of freedom in the presence of defects. The models of tooth rigidity are used to typical gearing defects. A parametric study was performed with Matlab SIMILINK for the analysis of the effect of gear defects, the contact ratio and the dynamic transmission error in transient and permanent regime.