

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la
Recherche Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Electromécanique

Spécialité : Electromécanique

Thème

**Evaluation et prévention de vibration mécanique
des véhicules industriels(camion)**

Soutenu publiquement le: 03/06/2018

Devant le jury composé de :

Présenté par :

-Mr: ZINE Ali

Président

-Mr: ADAIKA Ilies

-Dr: BOUSBIA Seif eddine

Examineur

-Mr: LATRECHE Abderrahim

-Mr: LARGOT Soulaf

Encadreur

2017-2018

شكر وعرفان

نقدم أسمى آيات الشكر والإمتنان والتقدير والمحبة إلى الذين حملوا أقدس رسالة إلى الذين مهدوا لنا طريق العلم والمعرفة ، إلى جميع أساتذتنا الأفاضل وأخص بالتقدير والشكر الأستاذة " الأرقط سلاف" التي طالما وقفت بجانبنا ، وكذلك نشكر كل من ساعد ومد لنا يد العون وزودنا بالمعلومات اللازمة لإتمام هذه المذكرة .

أما الشكر الذي هو من النوع الخاص ، فنحن نتوجه بالشكر أيضا إلى كل من لم يقف إلى جانبنا ، ومن وقف في طريقنا وعرقل مسيرة بحثنا، وزرع الشوك في طريق بحثنا ، فلولاً وجودهم لما أحسننا بمتعة البحث ، ولا حلاوة المنافسة الإيجابية، ولولاهم لما وصلنا إلى ما وصلنا إليه فلهم منا كل الشكر.

إهداء

أهدي هذا العمل المتواضع
إلى من لا يمكن للكلمات أن توفي حقهما
إلى من لا يمكن للأرقام أن تحصي فضائلهما
إلى أغلى إنسان في هذا الوجود من ربتي وأنارت دربي أمي الحبيبة "مجور سعاد"
إلى من عمل بكد من أجل علمي معنى الكفاح وأوصلني إلى ما أنا عليه أبي الغالي
"عدايكة حسين"
إلى كل إخوتي وأخواتي "مصعب" "سناء" "إشراق" "إكرام" "رقية" "عصام" "قصي"
إلى زوج أختي الكبرى "هاني ضو"
وزوج أختي الصغرى "حموية طلحة"
إلى جميع أصدقائي كل واحد باسمه
إلى كل طلبة السنة الثانية ماستر كهروميكانيك دفعة 2018
وفي الأخير إلى كل من سقط مني سهوا

عدايكة إلياس

إهداء

أهدي هذا العمل المتواضع

إلى من لا يمكن للكلمات أن توفي حقهما

إلى من لا يمكن للأرقام أن تحصي فضائلهما

إلى أعلى إنسان في هذا الوجود من ربنتي وأنارت دربي أُمي الحبيبة

"أحميد حورية"

إلى من عمل بكد من أجلي وعلمني معنى الكفاح وأوصلني إلى ما أنا عليه أُمي الغالي

"الأطرش جمال"

إلى كل إخوتي وأخواتي "أيمن" و"وليد" عائشة"

إلى جميع أصدقائي كل واحد باسمه

إلى كل طلبة السنة الثانية ماستر كهروميكانيك دفعة 2018

وفي الأخير إلى كل من سقط مني سهوا

الأطرش محمد الرحيم

Résumé

La conduite d'engins de chantier, de transport ou de manutention soumet les conducteurs à des vibrations qui, à la longue peuvent engendrer divers problèmes de santé, Les effets pathologiques des vibrations sur l'homme sont des lombalgies. Depuis quelques années, elles sont reconnues comme maladies professionnelles. Afin de limiter leur apparition, de nombreuses mesures de prévention peuvent être mise en place : réduction des amplitudes vibratoires, choix du matériel et amélioration des conditions d'utilisation.

L'objectif des chercheurs est d'estimer les caractéristiques des vibrations transmises aux conducteurs de véhicules lourds, de caractériser leur posture et de simuler les vibrations des véhicules pour évaluer les exigences de la conception de sièges plus sécuritaires.

Dans ce travail un modèle vibratoire à été développé pour étudier la vibration induites dans un véhicule industriel (camion). Ce dernier est modélisé par un système discret à deux degrés de liberté. Pour traiter le problème on a utilisé la méthode de résolution à l'aide de (Matlab Simulink).

Les Mots Clés : vibration mécanique , véhicules industriels , camion .

Abstract

The operation of construction machinery, transport or handling subjects the drivers to vibrations which, in the long run, may give rise to various health problems. The pathological effects of vibrations on humans are low back pain. In recent years, they have been recognized as occupational diseases. In order to limit their appearance, many preventive measures can be implemented: reduction of vibration amplitudes, choice of equipment and improvement of the conditions of use . The researchers' objective is to estimate the characteristics of the vibrations transmitted to the drivers of heavy vehicles, to characterize their posture and to simulate the vibrations of the vehicles to evaluate the requirements of the conception of safer seats .

In this work a vibratory model has been developed to study the vibration induced in an industrial vehicle (truck). The latter is modelled by a discrete system with two degrees of freedom. To treat the problem we used the method of resolution using (Matlab Simulink).

Keywords : mechanical vibration, industrial vehicles, truck.

المخلص

إن تشغيل آلات البناء أو النقل يعرض السائقين إلى الاهتزازات التي قد تؤدي على المدى الطويل إلى مشاكل صحية مختلفة، ومن الآثار المرضية للاهتزازات على البشر هي آلام في أسفل الظهر، ففي السنوات الأخيرة تم الاعتراف بهم كأمراض مهنية، ومن أجل الحد من مظهرها، يمكن تنفيذ العديد من التدابير الوقائية : منها الحد من سعة الاهتزاز ، واختيار المعدات ، وتحسين شروط الاستخدام .

هدف الباحثين هو تقدير خصائص الاهتزازات المنقولة إلى محركات المركبات الثقيلة، لوصف وضعياتهم ومحاكاة اهتزازات المركبات لتقييم متطلبات مفهوم المقاعد الأكثر أماناً.

في هذا العمل تم تطوير نموذج اهتزازي لدراسة الاهتزاز التي تحدث لمركبة صناعية (شاحنة) ، تم تصميم هذا الأخير من خلال نظام منفصل ذو درجتين من الحرية ، و لمعالجة المشكلة ، استخدمنا طريقة الحل بالاستعانة ببرنامج المحاكات و النمذجة (ماتلاب سيملينك) .

الكلمات المفتاحية : الاهتزازات الميكانيكية, المركبات الصناعية, الشاحنات.

LISTES DES FIGURES

Figure	Titer	Page
Figure I. 1	Modèle de Jean Paul Mathieu	3
Figure I. 2	Système de Timoshenko	4
Figure I. 3	Modèle d' Yves Rocard	5
Figure II: 1	Fonction harmonique	8
Figure II: 2	Les paramètres caractéristiques.	10
Figure II: 3	Degrés de liberté d'un corps rigide	14
Figure II: 4	Système à un degré de liberté.	14
Figure II: 5	Représentation vectorielle des vibrations.	18
Figure III. 1	les siège antivibratoire	29
Figure VI:1	Mase avec un mouvement de translation	31
Figure VI:2	Amortissement visqueux (mouvement de translation).	32
Figure VI:3	Symbole de l'amortisseur visqueux en translation..	33
Figure VI:4	Ressort linéaire.	33
Figure VI:5	Symbole mécanique du ressort en translation.	34
Figure VI: 6	Profil de la route en (x,y).	35
Figure VI: 7	Véhicule en tangage et pompage	45
Figure VI: 8	Modélisation de véhicule en pompage et tangage	45
Figure VI: 9	schema bloc	46
Figure VI:10	Pour une Excitation avec fréquence égale 0.3 Hz.	47
Figure VI:11	Pour une Excitation avec fréquence égale 0.8 Hz.	48
Figure VI:12	Pour une Excitation avec fréquence égale 2 Hz.	49
Figure VI:13	Pour une Excitation avec fréquence égale 5 Hz	50
Figure VI:14	Pour une Excitation avec fréquence égale 12.5 Hz.	51

LISTES DES TABLEAU

Tableau	<i>Titer</i>	<i>Page</i>
Tableau I. 1	Les résultats de maladies professionnelles déclarées	2
Tableau I. 2	Métiers les plus concernés.	2
Tableau III. 1	La durée d'exposition de référence de huit heures.	24
Tableau III. 2	Tableau du niveau d'exposition en fonction de la valeur de vibration	24

LISTE DES SYMBOLES

SYMBOLES	Désignation
T	L'énergie cinétique du mouvement
P	L'énergie potentielle
Z	la hauteur de centre de gravité G au-dessus de sol,
Z_1	la hauteur d'un point de la voiture au-dessus de l'essieu avant qui au repose est dans le plan horizontal passant par G ,
Z_2	la hauteur d'un point homologue au-dessus de l'essieu arrière Nous avant
φ	L'angle de tangage, avec le moment d'inertie J au tangage on aura
$Y(t)$	Désigne la fonction harmonique simple
Y	Représente l'amplitude .c'est la valeur maximale de fonction harmonique
t	la variable temporelle (en secondes)
θ	L'angle de phase à l'origine de la fonction (rad.
ω	La pulsation en (rad/s)
$\dot{y}(t)$	La Vitesse
$\ddot{y}(t)$	la Accélération
C_x	La force élastique due au ressort
C_1	respectivement le rigidités de la suspension avant.
C_2	respectivement le rigidités de la suspension avant arrière
L_1	distances respectives des essieux avant au centre de gravité.
L_2	distances respectives des essieux arrière au centre de gravité
a_1	respectivement le coefficients d'amortissement des suspension avant,
a_2	respectivement le coefficients d'amortissement des suspension arrière

SOMMAIRE

Introduction général	1
----------------------	---

CHAPITRE I: ANALYSE DES MODELES

I-1.Introduction	2
I-2- Analyse des modèles	3
I-2-1-Modèle de Jean Paul Mathieu	3
I-2-2-Système de Timoshenko	4
I-2-3-Modèle de YVES. Rocard	4
I-3. Conclusion	6

CHAPITRE II: PRINCIPES DE BASE DE LA VIBRATION MECANIQUE ET IMPACT SUR HUMAIN

II-1. Introduction	8
II-2. Mouvement vibratoire	8
II-2-1 . Définition de la vibration	8
II-2-2. Caractéristiques d'une vibration	9
II-2- 3.Les unités	11
II-3. classification des mouvements vibratoires	11
II-4 .Phénomène de vibration dans les machines	12
II-4- 1.Apparition des vibrations	12
II-4-2. Causes des vibrations dans les différents domaines de la technique	13
II-5. Caractéristique physique de vibrations	14
II-5-1.Le Système à un seul degré de liberté	14
II-5-2.Vibrations libre non amorties	16
II-5-3 . Vibrations libres avec amortissement visqueux	16
II-5-4 . Vibrations forcées non amorties	17
II-5-5. Vibrations forcées avec amortisseur visqueux	17
II-6. Influence des vibrations sur l'homme	19
II-7. Action des vibrations de très basse fréquence (<2 Hz) : Mal des transports	20
II-8. Effet des vibration sur les machine	21
II-9. Conclusion	22

CHAPITRE III :
NORMES AUTORISEES ET EVALUATION
DES RISQUES POUR LA PREVENTION DES VIBRATIONS

III-1. Introduction	23
III-2. Limites Admissibles des vibrations (NORMES)	23
III-3. Evaluations du risque	24
III-3-1. Le mesurage	25
III-3-2. L'utilisation des données déclarées par le constructeur	25
III-3-3.- L'utilisation des données bibliographiques	26
III-3-4.Détermination du niveau d'exposition en fonction de la valeur de vibration et la durée d'exposition du Corps entier	26
III-4. Moyens de protection pour la vibration : (vibration globales du corps)	27
III-5. Suspension -siège	28
III-5-1. Introduction	28
III-5-2. Contraintes spécifiques	29
III-5-3 .Choix d'un siège antivibratoire	29
III.6 . Conclusion	30

CHAPITRE IV :
PARTIE 1: MODELISATION DES SYSTEMES MECANIQUE PAR DES
ELEMENTS DISCRETS

IV -1 . Introduction	31
IV -2. Détermination du nombre de degrés de liberté	31
IV -3. Éléments des systèmes mécanique	31
IV -3-1. Éléments de masse	31
IV -3-2. Éléments d'amortisseur	32
IV -3.3 . Éléments de ressort K	33
IV - 4. vibration des véhicules routiers	34
IV -5. Application des équations de LAGRANGE	37

CHAPITRE IV :
PARTI 2: MODELISATION ET SIMULATION DU VEHICULE (CAMION)

IV -1 .Elaboration du modèle	41
IV -2 .Les résultats de La simulation	43
IV .3.Conclusion	48
Conclusion Générale et perspectives	49
Référence de bibliographies	51



INTRODUCTION

GENERAL

Introduction général

Il est généralement reconnu que le travail impliquant la conduite véhicules est susceptible, à plus au moins long terme, d'engendrer des dos. On reconnaît également qu'un des facteurs pouvant contribuer à l'apparition de maux de dos est directement lié aux vibration que subit le conducteur assis, dus aux irrégularités de la route.

Le principale objectif de ce travail consiste donc à élaborer. Un modèle vibratoire a été pour étudier les vibrations induites dans un véhicule industriel (camion) et de les simuler pour évaluer les exigences de la conception de la suspension du véhicule.

La premier Chapitre de ce mémoire a été consacrée à l'état d'art et l'analyse des modèles élaborés pour l'études des vibration des véhicule.

Dans la deuxième Chapitre de ce travail on montré les concepts de base relatifs à l'étude des vibrations mécanique en présentant les différentes notions nécessaires à l'accomplissement du travail puis l'influence des vibrations sur l'organisme humain qui constitue un problème d'une importance sociale particulière étant donné le grand nombre de personnes exposés a ce risque professionnel.

La troisième Chapitre montre les limites admissibles et la protection contre le vibration puis une méthodologie de calcul pour l'Evaluation du risque

La quatrième Chapitre premier partie est consacrée à la modélisation des systèmes mécanique, puis a la modélisation d'un véhicule industriel (camion) par un système discret à deux degrés de liberté: le Tangage et le pompage de la masse du camion avec sa suspension viscoélastique ressort et amortisseur et A l'aide l'approche Newtonienne, on détermine deux équations de mouvement, cette modélisation permet d'étudier les influence de la vitesse de roulement du camion sur une route de profil déterminé, de l'amortissement de la suspension viscoélastique sur le comportement dynamique (Tangage et pompage) du camion.

Dans la deuxième partie est consacrée à la méthode de résolution à l'aide de Matlab Simulink.

CHAPITRE I

***ANALYSE DES
MODELES***

I-1.Introduction

Les vibrations transmises aux mains et aux bras sont définies comme les vibrations mécaniques qui, lorsqu'elles sont transmises aux mains et aux bras chez l'homme, entraînent des risques pour la santé et la sécurité des travailleurs. notamment des troubles vasculaires, des lésions ostéo-articulaires ou des troubles neurologiques ou musculaires.[1]

Ces affections sont considérées comme des maladies professionnelles. Ceci représente environ 6 % de l'ensemble des maladies professionnelles reconnues.

En France Le décret n 2005-746 du 4juillet 2005 a marqué un tournant dans la prévention de l'exposition aux vibrations. il a conduit à renforcer la lutte contre le risque vibratoire en fixant des valeurs limites d'exposition. Il précise en outre les actions à entreprendre en cas de dépassement de ces valeurs.

I-2- Analyse des modèles

Pour établir un modèle, du système route -suspension -camion c'est-à-dire un système reflétant le phénomène vibratoire dans un véhicule et dans le but de l'étudier et y remédier nous avons vu nécessaire l'analyse des modèles existants:

I-2-1-Modèle de Jean Paul Mathieu:

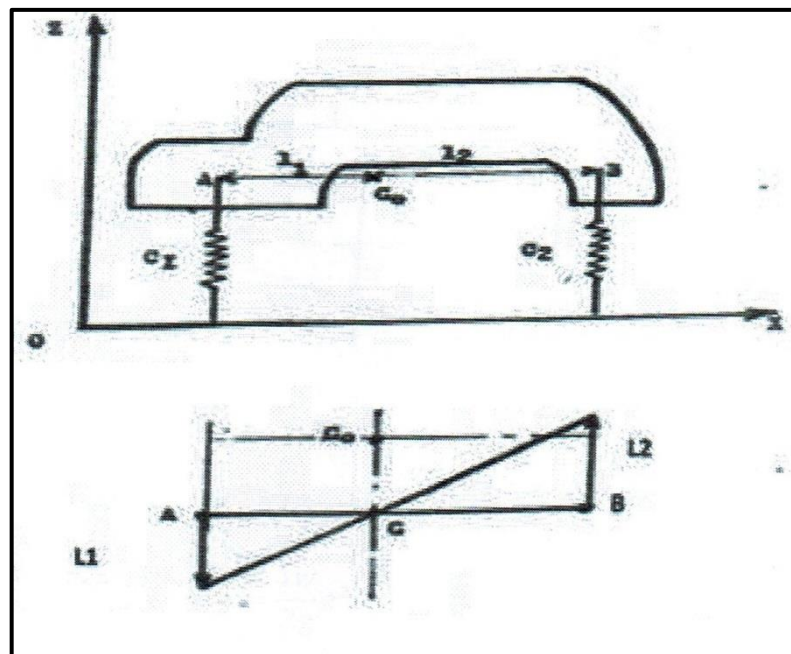


Figure I. 1 : Modèle de Jean Paul Mathieu[3]

L'énergie cinétique du mouvement dans XOZ a pour expression

$$T = \frac{m}{2}z^2 + \frac{J}{2}\varphi^2 \quad \text{I.1}$$

L'énergie potentielle qui est définie par l'expression:

$$P = \frac{c_1}{2}(z + l_1\varphi)^2 + \frac{c_2}{2}(z + l_2\varphi)^2 \quad \text{I.2}$$

Les équations se seront doc:

$$m\ddot{z} + (\gamma_1 + \gamma_2)\dot{z} + (c_1 l_1 - c_2 l_2)\varphi = 0 \quad \text{I.3}$$

$$j\ddot{\phi} + (\gamma_1 + \gamma_2)\dot{\phi} + (c_1l_1 - c_2l_2)z = \quad \text{I.4}$$

I-2-2-Système de Timoshenko:

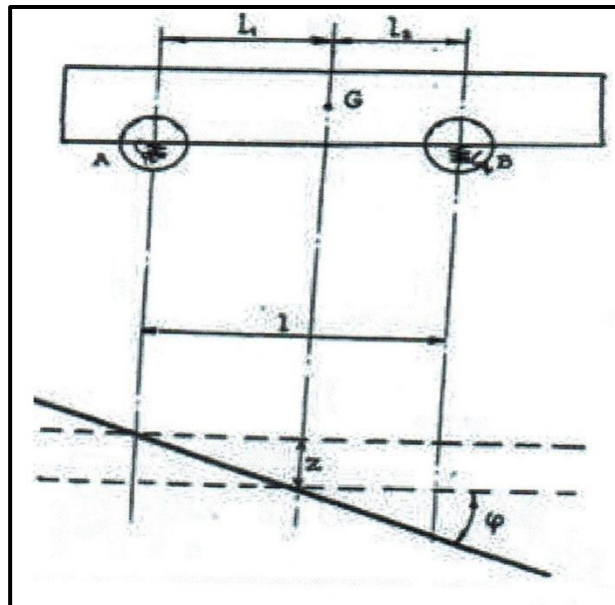


Figure I. 2 : Système de Timoshenko[4]

L'énergie cinétique de mouvement sera:

$$T = \frac{w}{2g} z^2 + \frac{w}{2g} i^2 \quad \text{I.5}$$

Avec $J = \frac{w}{g} i^2$ moment d'inertie

L'énergie potentielle pendant le mouvement:

$$P = \frac{c_1}{2} (z + l_1 \varphi)^2 + \frac{c_2}{2} (z + l_2 \varphi)^2 \quad \text{I.6}$$

L'équation finale devient:

$$\begin{cases} \ddot{z} + a\ddot{\varphi} + b = 0 \\ \ddot{\varphi} + \frac{b}{i^2} + \frac{c_2}{i^2} = 0 \end{cases} \quad \text{I.7}$$

I-2-3-Modèle d'Yves Rocard:

La caisse d'un véhicule automobile considérée comme un corps rigide possède six (6) degrés de liberté : les deux translations en avant et latéralement et une rotation autour d'un axe verticale sont contrôlé par le conducteur et qui n'intéressent pas la suspension. Il reste à considérer la translation verticale de la caisse ou mouvement de « Pompage » puis une oscillation angulaire ou roulis qui fait tourner la voiture autour de son axe longitudinal ce sont ces trois derniers mouvements qui mettent enjeu la suspension.[2]

Si nous appelons:

Z : la hauteur de centre de gravité G au-dessus de sol,

Z1 : la hauteur d'un point de la voiture au-dessus de l'essieu avant qui au repos est dans le plan horizontal passant par G,

Z2 : la hauteur d'un point homologue au-dessus de l'essieu arrière

Nous avons:

φ : L'angle de tangage, avec le moment d'inertie J au tangage on aura;

Pour l'énergie cinétique:

$$T = \frac{m}{2} \dot{z}^2 + \frac{J}{2} \dot{\varphi}^2 \quad \text{I.8}$$

Pour l'énergie potentielle:

$$P = \frac{c_1}{2} (z + l_1 \varphi)^2 + \frac{c_2}{2} (z + l_2 \varphi)^2 \quad \text{I.9}$$

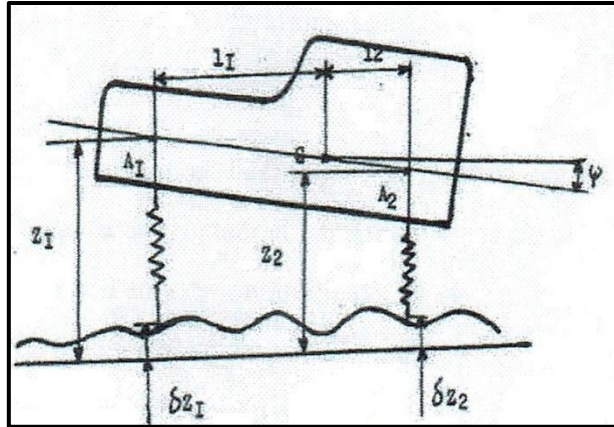


Figure I. 3:Modèle d' Yves Rocard.[2]

l_1 et l_2 étant les distances respectives de G aux essieux avant et arrière.
 $c_1 c_2$ caractérisant les forces et les couples de rappel dues aux ressorts.

Si nous admettons l'existence des petites inégalités δz_1 et δz_2 sur le sol au niveau des essieux avant et arrière, on écrit pour P l'expression complète:

$$P = \frac{c_1}{2} (z + l_1 \varphi - \delta z_1)^2 + \frac{c_2}{2} (z + l_2 \varphi - \delta z_2)^2 \quad \text{I.10}$$

Ceci conduit par la méthode de Lagrange aux équations de mouvement:

$$m\ddot{z} + (c_1 + c_2)\dot{z} + (c_1 l_1 - c_2 l_2)\dot{\varphi} = c_1 \delta z_1 + c_2 \delta z_2 \quad \text{I.11}$$

$$j\ddot{\varphi} + (c_1 l_1 + c_2 l_2)\dot{\varphi} + (c_1 l_1 - c_2 l_2)z = c_1 l_1 \delta z_1 + c_2 l_2 \delta z_2 \quad \text{I.12}$$

I-3. Conclusion

Après l'analyse des systèmes (modèles) abordés ci-dessus, nous pouvons noter les remarques suivantes:

1- Il est très important de noter en premier lieu que tous les modèles étudiés considèrent le véhicule comme un système à deux degrés de liberté à savoir:

- le mouvement de pompage décrit par la variable Z
- le mouvement de tangage décrit par la variable φ

2- Les modèles JP Mathieu, Timoshenko et d'Yves. Rocard ne reflètent pas d'une bonne manière le phénomène réel car ils ne tiennent pas compte de l'amortissement, alors que tous les véhicules sont munis d'une suspension qui comporte des amortisseurs des différents types.

3- D'autre part les modèles JP Mathieu, Timoshenko ne tiennent pas compte de l'influence de l'irrégularité de la route sur le mouvement du véhicule alors que cette dernière est d'une grande importance pour le modèle mathématique comme force perturbatrice (ou force d'excitation).

En tenant compte de toutes les remarques faites, le but principal de notre recherche qui consiste à déterminer puis réduire les vibrations dans un véhicule (camion), on a élaboré un modèle argumenté comme suit:

- 1)- Les deux translations (en avant et latérale) et la rotation autour d'un axe OZ sont des mouvements contrôlés par le conducteur et n'intéressent pas la suspension.
- 2)- Lors de la rotation autour d'un axe longitudinal OX (le roulis on estime que le niveau de vibration des points de jonction roue corps de la machine) est le même des deux côtés ce qui nous a permis de prendre le schéma du véhicule dans un seul plan (son plan de symétrie XOZ) et par conséquent il y aura une simplification importante du modèle mathématique et conduit à des résultats (amplitude des oscillations) plus précis.
- 3)- Tous les systèmes de suspension réels sont des systèmes non linéaires, mais en se basant sur la supposition que l'amplitude des vibrations du corps de la machine n'est grande par

rapport au déplacement maximal des ressort vérin (d'après la construction), on peut considérer le système de suspension comme un système linéaire.

4)- Le système propose sera donc, un système à deux degrés de liberté à savoir:

- un déplacement vertical selon l'axe OZ: le pompage décrit par la variable "z" du corps du camion.
- une rotation autour de l'axe transversal OY du corps de la machine: le tangage décrit par le variable φ

Et qui donne la possibilité de:

- a) détermination et analyser la vibration d'un système selon la direction Z, estimée important par rapport à l'autre direction.
- b) analyser et vérifier les camions existants d'après cet indice (le niveau de vibration) car jusqu'à notre jour, on ne tient pas compte de cette exigence.
- c) Etudier l'influence de l'état des routes sur les vibrations transmises à l'homme ainsi que la vitesse de mouvement du camion.

CHAPITRE II

***LES PRINCIPES DE BASE
DE LA VIBRATION
MECANIQUE ET
IMPACT SUR HUMAIN***

II-1. Introduction

On dit qu'un ensemble mécanique est le siège de vibrations s'il est animé de petits mouvements au voisinage d'une position d'équilibre. Une vibration est définie à l'aide de une ou de plusieurs fréquences, elle est également caractérisée par son amplitude.

II-2. Mouvement vibratoire

II-2-1 . Définition de la vibration

Par définition, la vibration est une variation dans le temps de la valeur d'une grandeur donnée, propre au mouvement, voire de la position d'un système mécanique, lorsque la grandeur dont il est question est soit plus grande soit plus petite que la valeur moyenne connue comme valeur de référence.[6]

Un corps vibre lorsqu'il est animé par un mouvement oscillatoire alors qu'il se trouve en position d'équilibre (figure II. 1).la forme la plus simple de mouvement oscillatoire est la forme sinusoïdale caractérisée par une amplitude, une fréquence et une phase.

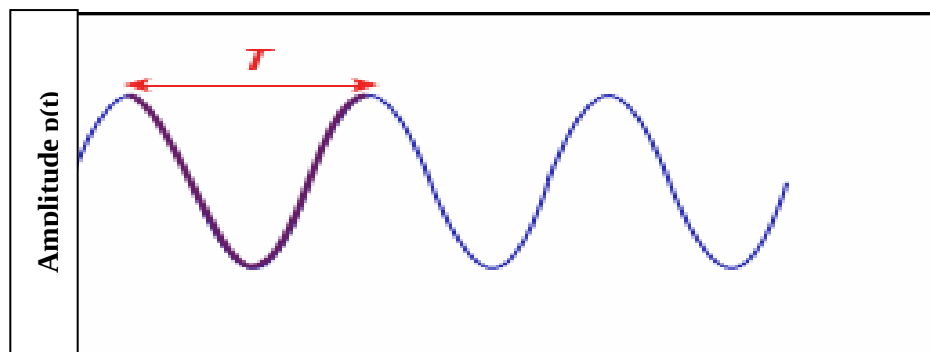


Figure II.1 : Fonction harmonique. [19]

Un mouvement vibratoire est défini par une fonction sinusoïdale du type:

$$y(t) = Y \sin(\omega t + \theta)$$

II.1

Ou:

$Y(t)$: Désigne la fonction harmonique simple;

Y : Représente l'amplitude .c'est la valeur maximale de fonction harmonique;

t : la variable temporelle (en secondes).

θ : L'angle de phase à l'origine de la fonction (rad).

ω : La pulsation en (rad/s).

La relation entre pulsation, fréquence et période est défini comme suit:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{1}{f} = \frac{60}{N} \quad \text{II.2}$$

Ou:

T :La période en(s).

f : Désigne la fréquence qui représente le nombre de période par unité de temps en(Hz).

N : représente le nombre de tours/minutes.

On entend par vibration périodique une grandeur qui se produit de manière identique et à intervalles réguliers en regard d'une variable dont elle dépend (temps, espace ...).

Le mouvement harmonique peut être généralisé par un mouvement périodique s'il y a répétition du mouvement après une période du temps donnée T. ainsi nous pouvons écrire:

$$y(t) = y(t + T) \quad \text{II.3}$$

T: destiner la période (temps qu'il faut pour faire un tour), et est définie comme étant l'inverse de la fréquence (II.2).

II-2-2. Caractéristiques d'une vibration

- **Déplacement:**

Tout déplacement est une grandeur vectorielle qui définit le changement de position d'un corps ou d'un point donné par rapport à un système de référence. [4]

Se dernier se compose d'un système d'axes se rapportant à la position du repos ou une position d'équilibre.

Un déplacement est qualifié de « déplacement relatif par rapport à un système de référence autre que le système de référence de base. Pour calculer le déplacement relatif entre deux points, il suffit de faire la différence vectorielle entre les déplacements de ces deux points.

Considérons une fonction de déplacement de type harmonique:

$$y(t) = Y \sin(\omega t + \theta) \quad \text{II.4}$$

L'amplitude du signal est Y et sa fréquence est

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad \text{II.5}$$

- **Vitesse:**

La vitesse représenté la dérivé de déplacement par apport au temps et est définie comme étant comme la limite de dx/dt quand dt tend vers 0.

La vitesse est la dérivé de la fonction de déplacement:

$$\dot{y}(t) = \omega Y \cos(\omega t + \theta) = \omega Y \sin\left(\omega t + \theta + \frac{\pi}{2}\right) \quad \text{II.6}$$

par conséquent, nous pouvons dire que la vitesse vibratoire est un signal harmonique déphasé de $\frac{\pi}{2}$ par apport au déplacement avec le même fréquence, mais dent l'amplitude V est égale à ωY .

- **Accélération**

L'accélération est un vecteur qui représenté la dérivé de la vitesse par apport au temps.

L'accélération est un signal harmonique:

$$\ddot{y}(t) = -\omega^2 Y \sin(\omega t + \theta) \quad \text{II.7}$$

L'accélération est donc un signale harmonique, déphasé de $\frac{\pi}{2}$ degré par apport la vitesse et de 2π degré par au déplacement.

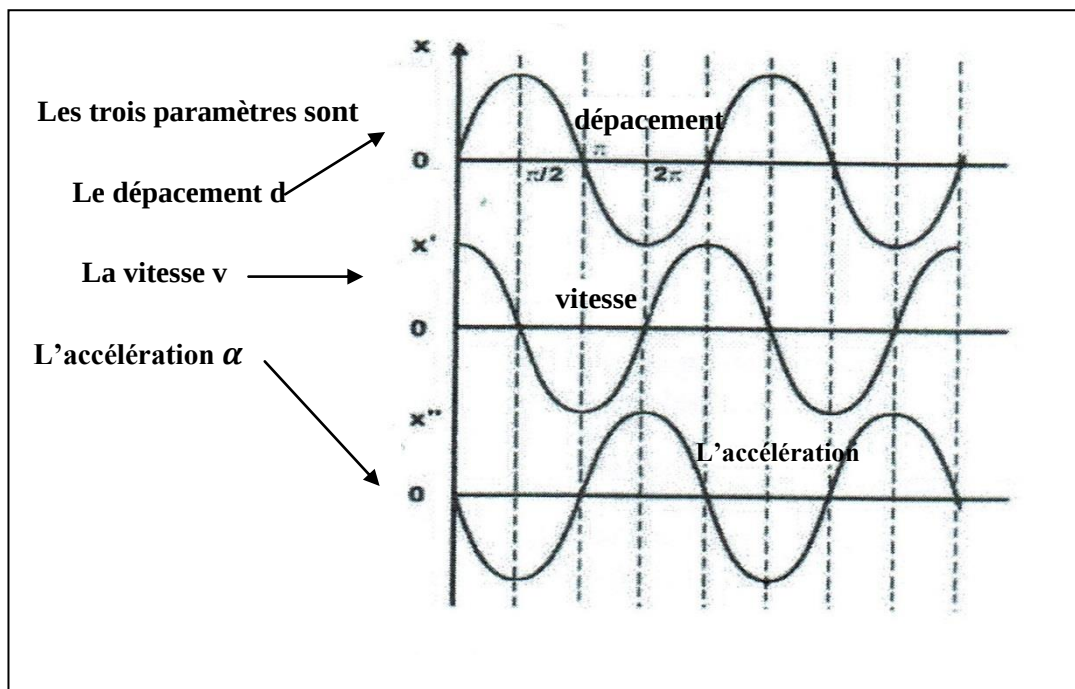


Figure II. 2: Les paramètres caractéristiques.[19]

II-2- 3.Les unités

Dans la pratique, la vitesse représente l'unité de mesure principale de vibration agissant sur l'homme opérateur mais parfois le déplacement pour les fréquences de 1 à 10 HZ.

D'une autre part, la vitesse des vibrations est exprimée par deux valeurs soit:

- la valeur absolue de la vitesse exprimée en cm/s ou m/s.
- le niveau relatif de la vitesse ou le niveau de la vitesse dans le décibel dB.

$$V_{db} = 20 \lg \frac{v}{5.10^{-6}} \quad \text{II.8}$$

Où 5.10^{-6} est la valeur de la vitesse vibratoire prise par convention comme valeur standardisée et minimale et V, la valeur absolue de la vitesse en cm/s.

- La fréquence d'oscillation exprimée en Hertz est la deuxième caractéristique principale de la vibration en pratique.

II-3. classification des mouvements vibratoires

Les mouvements vibratoires peuvent être classés d'après un certain nombre de critères. [7]

a) D'après le nombre de degrés de liberté

- vibrations en systèmes à un seul degré de liberté
- vibrations en systèmes à deux degrés de liberté
- vibrations en systèmes à un nombre infini de degrés de liberté

b) D'après les causes qui produisent le mouvement vibratoire

- vibrations naturelles ou vibrations libres, produites par une impulsion initiale, le système ne recevant plus d'énergie de l'extérieur. Ces vibrations peuvent être non amorties (en théorie continuant à l'infini), ou amorties.
- vibrations entretenues, produites sous l'influence d'une force périodique, extérieure au système.
- vibrations paramétriques, produites par une variation provoquée de l'extérieur, d'un paramètre (masse, constante élastique, etc...).

c) D'après la forme de l'équation différentielle du mouvement

- vibrations linéaires ou vibrations, en systèmes linéaires dont l'équation différentielle est une équation linéaire.
- vibrations non linéaires, sujettes à des équations différentielles non linéaires.

d) D'après la nature de l'objet qui vibre

- vibrations des machines stationnaires, soit dans leur ensemble soit de leurs éléments constituant (arbres, roues, ressorts, etc...).
- vibrations des véhicules : (voitures automobiles, avions, navires).
- vibrations des bâtiments et autres constructions.

e) D'après la nature du mouvement vibratoire de translation

- vibration de rotation. Lorsque l'élément élastique qui est l'arbre d'une machine, la vibration est appelée vibration de la torsion.

II-4 .Phénomène de vibration dans les machines

II-4- 1.Apparition des vibrations

Les premières machines réalisées aux débuts de la technique se caractérisaient par des vitesses réduites par des dimensions exagérées et par un poids élevé par rapport à l'unité de puissance. Dans ces machines, les fréquences propres étaient supérieures aux fréquences des forces perturbatrices aussi les pièces composantes se comportaient-elles, quant aux.

Vibrations, comme si elles étaient parfaitement rigides. Ces machines n'en présentaient pas moins des phénomènes vibratoires lorsqu'elles étaient posées sur des fondations .c'est-à-dire qu'elles vibraient dans leur ensemble, sur des couches élastiques à fréquences propres de valeur réduite, L'un des principaux objectifs du développement de la technique moderne a été la diminution. Incessante du poids des machines par unité de puissance, s'accompagnant donc de l'accroissement permanent des vitesses. Dans ces machines, les spectres des fréquences propres des forces, perturbatrices sont partiellement juxtaposés, ce qui augmente la possibilité d'apparition du phénomène de résonance.

Ce phénomène de résonance représente une influence négative d'une part sur l'état de santé de l'opérateur desservant ces machines et qui s'y trouve en contact permanent, et d'une autre part sur la machine même (en premier lieu la fatigue puis la détérioration et la cassure de quelques éléments). [10]

II-4-2. Causes des vibrations dans les différents domaines de la technique

Les causes de vibrations trouvées dans les machines et dans les constructions de fabrications sont assez variées, depuis le processus technologique ou le mode de fonctionnement de la machine, jusqu'aux imprécisions d'exécutions ou de montage, aux usures et aux défauts de fonctionnement. [6]

a) Vibrations dues aux imprécisions d'exécution

Le meilleur exemple est celui du rotor des différentes machines à grand nombre de tours, comme par exemple, les turbines à vapeur et à gaz, les machines électriques, les meules des rectifieuses etc.. Lorsqu'un rotor n'est pas parfaitement équilibré, son centre de gravité présentant une excentricité (R), la force centrifuge rotative qui prend naissance est $F = m \cdot \omega^2 \cdot R$ où m est la masse du rotor ω et sa vitesse angulaire.

b) Vibrations dues aux défauts d'exécution et de montage

L'usure d'un palier produit des jeux et le désaxage de l'arbre et par conséquent, la naissance de forces non équilibrées génératrices de vibrations. Le déséquilibre et les vibrations de l'axe se produisent également lorsque quelques aubes d'une turbine se cassent, ou lorsqu'une meule de rectification présente une usure non uniforme.

c) Vibrations des véhicules

Les véhicules sur rail et sur route sont soumis aux vibrations provoquées en premier lieu par les irrégularités de la route et sa déformation. Les recherches ont montré, que l'état de la route, la vitesse, le comportement pendant la circulation peuvent avoir une influence sur l'apparition des vibrations, et la nature de ces dernières est déterminée par la courbure des pneus, par le chargement et par l'amortissement.

II-5. Caractéristique physique de vibrations

II-5-1. Le Système à un seul degré de liberté

On dit qu'un système mécanique possède un seul degré de liberté quand, à chaque instant, sa position géométrique peut être définie par un seul nombre.

Un corps solide libre dans l'espace est à six degrés de liberté dont trois de translation et trois de rotation. [19]

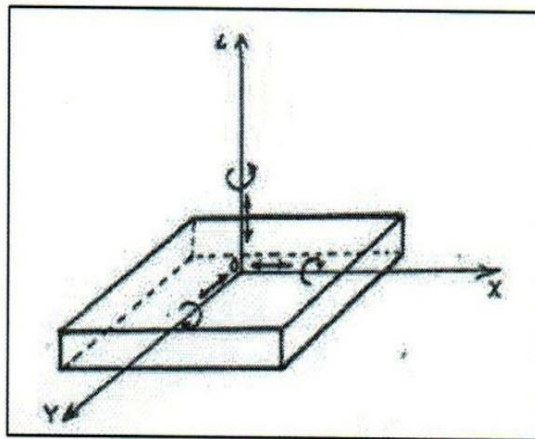


Figure II.3: Degrés de liberté d'un corps rigide[19]

Système a un seul degré de liberté

Soit une masse m suspendue par un ressort, la raideur du ressort est définie par une constante C qui est par définition le nombre de kilogrammes nécessaires pour allonger le ressort d'un centimètre. Entre le point de suspension et la masse, il y a un mécanisme amortisseur à air ou à l'huile.

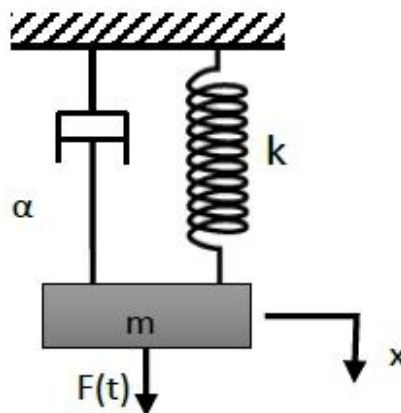


Figure II.4 : Système à un degré de liberté. [19]

Supposons que sur la masse "m" agit une force extérieure de la forme $F \sin \omega t$ provenant d'un autre mécanisme quelconque. Le problème consiste à étudier le mouvement de la masse sous l'influence des forces extérieures qui agissent sur elle. En d'autres termes, si x est la distance entre

une position instantanée et la position d'équilibre de la masse, nous voulons connaître x en fonction du temps.

La force élastique due au ressort a pour valeur Cx tant que le ressort employé suit la loi de Hooke de proportionnalité entre les forces et les allongements. Elle est négative, car le ressort tire vers le haut quand le déplacement est dirigé vers le bas. La force élastique s'exprime donc par $-C \cdot x$.

- La résistance visqueuse qui agit sur la masse est une force dirigée au sens inverse de la vitesse $\alpha dx/dt$.

L'ensemble des forces agissant sur la masse est donc:

$$-c \cdot x - \alpha \frac{dx}{dt} + F_0 \sin \omega t \quad \text{II.9}$$

En appliquant la loi de NEWTON il vient:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -c \cdot x - \alpha \frac{dx}{dt} + F_0 \sin \omega t \quad \text{II.10}$$

Ou bien:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \alpha \frac{dx}{dt} + c \cdot x = F_0 \sin \omega t \quad \text{II.11}$$

Cette équation importante (II.11) est connue sous le nom d'équation différentielle du mouvement d'un système vibrant à un seul degré de liberté on appelle généralement:

$C \cdot x$ = La force élastique

$m \frac{d^2 x}{dt^2}$ = Force d'inertie.

$\alpha \frac{dx}{dt}$ = Force résistante ou d'amortissement.

$F_0 \sin \omega t$ = force extérieur.

Avant de chercher les solutions de l'équation générale nous allons étudier quelques cas simples très importants:

II-5-2. Vibrations libre non amorties

S'il n'y a pas de force extérieure $F_0 \sin \omega t$, et pas de résistance ($\alpha = 0$) l'équation (II.10) devient:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \cdot x = 0 \quad \text{II.12}$$

La déformation x est donc une fonction du temps telle que,

$$x = c_1 \sin \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot t + c_2 \cos \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot t \quad \text{II.13}$$

Où C_1 et C_2 sont des constantes arbitraires.

Si le système part d'un déplacement initial x_0 sans avoir de vitesse initiale, les constantes sont $c_1 = x_0$ et $c_2 = 0$ donc

$$x = x_0 \sin \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot t \quad \text{II.14}$$

C'est ce mouvement que l'on appelle vibration libre ou vibration naturelle.

La période propre $T_n = 2\pi (m/c)^{1/2}$

On écrit souvent $\omega_n = \frac{2\pi}{T} = (c/m)^{1/2}$ que l'on appelle la pulsation propre

La fréquence propre est f_n :

$$f_n = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad \text{II.15}$$

Exprimée en cycles par secondes.

II-5-3 . Vibrations libres avec amortissement visqueux

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \alpha \frac{dx}{dt} + c \cdot x = 0 \quad \text{II.16}$$

En supposant que la solution soit $x = e^{st}$ l'équation devient : $(ms^2 + \alpha s + c) e^{st} = 0$

la solution de l'équation (2.16)

$$x = c_1 \cdot e^{s_1 t} + c_2 \cdot e^{s_2 t} \quad \text{II.17}$$

Avec:

$$s_{1,2} = -\frac{\alpha}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2m}\right)^2 - \frac{c}{m}} \quad \text{II.18}$$

C1 et C2 étant des constants arbitraires:

II-5-4 . Vibrations forcées non amorties:

Un autre cas particulière ou $\alpha \cdot dx/dt$ est nul, l'équation (II.11) devient:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \cdot x = F_0 \sin wt \quad \text{II.19}$$

Posant $x = n_0 \sin wt$, il vient:

$$n_0(c - mw^2) = F_0 \quad \text{II.20}$$

$$n_0 = \frac{F_0}{-1 \frac{c-mw^2}{c}} = \frac{F_0/c}{-1(w/w_n^2)^2} \quad \text{II.21}$$

de sorte que:

$$x = \frac{F_0/c}{-1(w/w_n^2)^2} \sin wt \quad \text{II.22}$$

Est une solution particulière, pour une valeur w/w_n^2 voisine de l'unité, l'amplitude.

$$x_0 = \frac{F_0/c}{-1(w/w_n^2)^2} \sin wt \text{ T en Tend vers l'infini.}$$

C'est le cas de la résonnance $w = w_n$

II-5-5. Vibrations forcées avec amortisseur visqueux

Considérons l'équation (II.18) avec un second membre:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \alpha \frac{dx}{dt} + c \cdot x = F_0 \sin wt \quad \text{II.23}$$

La solution de cette équation n'est autre que la somme de la solution générale de l'équation sans second membre plus une solution particulière de l'équation avec second membre. La solution de l'équation (générale) sans second membre a été obtenue:

$$x = s^{-\alpha/2m \cdot t} (c_1 \cos qt + c_2 \sin qt) \quad \text{II.24}$$

Donc:

$$x = s^{-\alpha/2m \cdot t} (c_1 \cos qt + c_2 \sin qt) + sol. part \quad II.25$$

Il suffit donc de calculer une solution particulière. Admettons que x soit du type:

$$x = c \cdot \sin(\omega t - \varphi) = A \sin \omega t + B \cos \omega t \quad II.26$$

Portant cette quantité dans (II.18), dès lors, on peut présenter quatre forces de (II.19) par des vecteurs.

Soit $X = 0$ si $h = (\omega t - \varphi)$ le déplacement, ou φ et sont inconnus Ce déplacement est représenté par Le vecteur pointillé. La force élastique $-cx_0$ du ressort a une l'amplitude Cx_0 et est dirigée vers le bas sur le diagramme. La force- d'amortisse mont- $\alpha \cdot dx/dt$ a une amplitude Cwx_0 , elle est en avance de $\pi/2$ du vecteur élastique. La force $-m d^2x/dt^2$ d'inertie a une amplitude $m\omega^2 x_0$, elle est en avance de $\pi/2$ sur la force résistante, enfin la force extérieure $F_0 \sin \omega t$ est an avance de φ_0 sur le déplacement $x_0 \sin(\omega t - \varphi)$

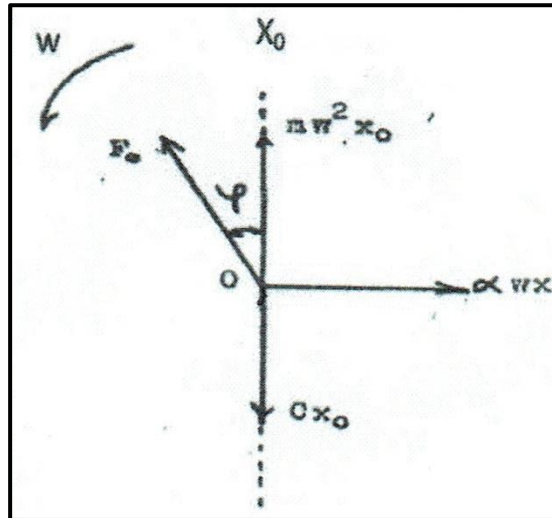


Figure II.5: Représentation vectorielle des vibrations. [17]

Comme la somme de ces quatre forces doit être nulle (Principe de l'inertie), les projections verticale et horizontale de la résultante doivent être nulles:

Composante verticale: $Cx_0 - m\omega^2 x_0 - F_0 \cos \varphi = 0$

Composante horizontale: $\alpha wx_0 - F_0 \sin \varphi = 0$

Donc:

$$x_0 = \frac{F_0}{\sqrt{(\alpha w)^2 + (c - mw^2)^2}} = \frac{F_0/c}{\sqrt{1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2 + \left(\frac{2c}{cc_r} \cdot \frac{w}{w_n}\right)^2}} \quad \text{II.27}$$

$$\text{tg}\varphi = \frac{\pi \cdot \alpha}{c - mw^2} = \frac{2 \cdot \frac{2c}{cc_r} \cdot \frac{w}{w_n}}{1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2} \quad \text{II.28}$$

Ces expressions ou x_0 et φ sont des rapports mettent en évidence donc la fréquence réduite w/w_n et l'amortissement relatif C/C_{cr} ou C_{cr} est l'amortissement critique:

$$C_{cr} = 2m \sqrt{\frac{c}{m}} = 2m \cdot w_n \quad \text{II.29}$$

En vibrations amorties, on distingue trois types de pulsations qui coïncident pour $\alpha = 0$.

- 1- pulsation naturelle non amortie: $w_n (c/m)^{1/2}$
- 2- pulsation naturelle avec amortissement:

$$q = \sqrt{\frac{c}{m} - \left(\frac{\alpha}{2m}\right)^2} \quad \text{II.30}$$

- 3- pulsation d'amplitude forcée maximum, ou fréquence de résonance (pour les faibles valeurs de l'amortissement ces trois pulsations sont très proches l'une de l'autre).

II-6. Influence des vibrations sur l'homme

Le corps humain est un ensemble hétérogène d'organes de tissus et structures osseuses qui transmettent, comme tout système physique, les variations extérieures de forces qui leurs sont appliquées. L'exposition des vibrations mécaniques, Ces tissus et organes se comportent comme des filtres' qui atténuent ou amplifient les vibrations en fonction de leur fréquence. Si l'homme peut tolérer sans douleur que son corps soit soumis à des oscillations de plusieurs mètres à 0,05 HZ, cette amplitude doit être réduite à quelques millimètres pour 5 HZ et quelques microns pour 500 HZ. Une autre différence essentielle distingue les fréquences vibratoires la sensibilité des mécanos récepteurs physiologiques.

Les canaux semi-circulaires de l'oreille interne ne sont sensibles qu'à des mouvements très lents alors que les récepteurs musculaires transmettent des signaux nerveux liés à

vibrations Jusqu'à 200Hz, enfin certains récepteurs cutanés, ne sont pour leur part, sensibles qu'aux variations dynamiques de fréquence comprise entre 40 et 1000 Hz.

On distingue successivement:

- l'action des vibrations de très basse fréquence (<2Hz) sur le vestibule et le mal des transports.
- l'effet des vibrations de basses fréquences (2 à 20 Hz) agissant sur l'ensemble du corps humain, en particulier dans les véhicules.
- le mode de perception et les limites de tolérance de vibrations de hautes fréquences (20 à 1000 Hz) et leur rôle dans l'apparition des troubles des membres supérieurs par action des outils vibrants. [6]

II-7. Action des vibrations de très basse fréquence (<2 Hz) : Mal des transports

Le mal de transport a été décrit dès l'antiquité, les mouvements des bateaux, de la voiture, de l'avion, du train produisent des nausées et des vomissements chez certains sujets d'autant plus nombreux que les conditions sont plus sévères.

Cette symptomatologie digestive peut orienter à tort vers une origine abdominale des troubles.

Il s'agit en réalité de manifestations du système nerveux autonome déclenchées par des perceptions vestibulaires.

Le pourcentage de sujets atteints du mal des transports est estimé à 10 % dans les transports aériens et 8% chez les marins professionnels; l'intensité des troubles baisse avec l'âge et l'entraînement. Le mal de transport se manifeste par degrés:

- Atteinte discrète: nausées apparaissant tardivement.
- Atteinte Légère: nausées, pâleur, l'interruption du voyage permet le rétablissement rapide.
- Atteinte moyenne: vomissements, l'interruption du voyage permet le rétablissement au moins de trois minutes.
- Atteinte sérieuse : vomissements, les nausées commencent dès le début du voyage, les malaises ne s'arrêtent qu'après un arrêt dépassant trois minutes.
- Atteinte grave; vomissements, fortes nausées apparaissant dès le début du voyage, l'arrêt du voyage est exigé par les troubles qui ne disparaissent que lentement.

Toutes les formes de mal de transport ont en commun le fait d'être associées à des mouvements de très basses fréquences (<2 Hz). La périodicité des mouvements dans les

voitures de tourisme se situe entre 0.6 et 1 seconde Les voitures les mieux suspendues ont la périodicité plus longue et favorisent le mal d'automobile. [15]

- **Effet des vibrations de basses fréquences (2 à 20 Hz)**

Quand l'homme est soumis à des vibrations ayant un point d'application convenable (pieds, tronc) l'organisme subit dans son ensemble l'effet de ces mouvements imposés. Cependant l'action des vibrations sur les diverses parties du corps n'est pas identique et certains organes sont déplacés plus violemment que d'autres.

Les troubles parfois très sérieux qui en découlent on les rencontre surtout quand les fréquences des vibrations se situent entre 2 et 20 Hz.

II-8. Effet des vibration sur les machine

Les vibrations mécaniques font souvent des apparitions non désirées et gênantes sur les machines, Elles portent atteinte non seulement au fonctionnement correct mais aussi à la durés de vie des machines et des installations. Les vibrations sont la cause la plus fréquente d'avaries telles que détérioration de roulements, matage des paliers lisses, cassure d'éléments mécaniques, ruptures de soudures, dévissage de liaisons visées, frottement de rotors contre d'autres pièces mobiles. [10]

Le nombre de ces incidents pourrait être considérablement abaisse si l'on prenait la précaution de surveiller le niveau vibratoire de la même manière que l'on surveille déjà couramment des paramètres tels que la puissance la vitesse, ou la pression d'huile d'une machine. Grace à une maintenance préventive par le contrôle des vibrations, il est possible de choisir en toute objectivité la périodicité d'entretien optimum et éviter ainsi des, accidents graves et coûteux.[9]

La surveillance des vibrations contribue ainsi à la sécurité an général été la sauvegarde de la valeur de l'installation. Le choix d'une méthode de surveillance doit être l'aboutissement d'un raisonnement précis qui tient compte des paramètres suivants:

- Type de machine, vitesses de rotation, masses en mouvement.
- Valeur de la machine.
- Importance de la machine pour la production.
- Nombre de machines à surveiller et répartition géographie de celles- ci.
- Organisation du service de maintenance.
- Risques encours par le personnel en cas d'accident.

En fonction des réponses à ces différentes questions on a le choix entre quatre méthodes de maintenance:

- 1- Le relevé périodique du niveau de vibration.
- 2- Le relevé permanent du niveau de vibration (enregistrement).
- 3- La surveillance automatique du niveau avec un seuil d'arrêt.
- 4- L'analyse de vibration.

II-9. Conclusion

Dans ce chapitre on présente comment vibrations et donnant leurs caractéristiques et surtout le caractéristiques physique de ces vibrations, et nous avons aussi donné l'influence des vibration sur l'homme et leur dangers, et les vibrations sont la cause la plus fréquente d'avaries donc on parle sur l'effet de vibrations sur les machines.

CHAPITRE III

***NORMES AUTORISEES ET
EVALUATION DES RISQUES
POUR LA PREVENTION DES
VIBRATIONS***

III-1. Introduction

L'exposition aux vibrations est possible dans l'exercice de nombreuses professions où un travailleur est en contact avec de la machinerie ou du matériel vibrant. Lorsqu'un travailleur est assis ou se tient debout sur un plancher ou un siège vibrant, l'exposition produit des effets sur presque tout le corps. C'est ce qu'on appelle une exposition aux vibrations globales du corps. Le risque de lésion dépend de l'intensité et de la fréquence des vibrations, de la durée (années) de l'exposition et de la partie du corps qui reçoit l'énergie de vibration.

On comprend peu l'effet des vibrations globales du corps. Des études effectuées sur des chauffeurs de poids lourds ont révélé une incidence accrue de troubles de l'intestin et de l'appareil circulatoire, ainsi que des systèmes musculo-squelettique et neurologique.

Les troubles du système nerveux, de l'appareil circulatoire et de l'appareil digestif (intestin) ne sont pas des dérèglements qui découlent spécifiquement d'une exposition de l'organisme entier à des vibrations, aussi appelée vibration globale du corps. Ces troubles sont généralement attribués à une combinaison de diverses conditions.

III-2. Limites Admissibles des vibrations (NORMES)

▪ NORMES 2007/CE (Communauté européenne)

La norme 2007/44/CE édicte des mesures visant à améliorer la protection des travailleurs exposés. [16]

On fixe deux valeurs seuil définies de la manière suivante:

- une valeur d'action qui, lorsqu'elle est dépassée, doit déclencher de la part de l'employeur la mise en œuvre d'un programme de mesures techniques et organisationnelles visant à réduire au minimum l'exposition aux vibrations;
- une valeur plafond au-dessus de laquelle il est jugé que l'exposition présenterait un risque tel pour la santé que l'employeur doit impérativement prendre les dispositions pour ramener l'exposition en dessous de celle-ci.

Ces valeurs, qui doivent être rapportées sur une durée d'exposition de référence de huit heures, sont présentées dans le tableau suivant:

Type d'engins	Vibrations transmises à l'ensemble du corps m.s-2	
	Moyenne	Maximale
Chargeuse pelleteuse	0.6	1.9
Niveleuse	0.7	1.5
Chariot élévateur	1.4	2.3
Chargeuse sur pneus	0.7	2.3
Chargeuse sur chenilles	0.9	2.0
Tracteur Agricole et forestier	0.8	1.8
Tracteur routier	0.7	1.1
Camion	0.6	1.8
Véhicule utilitaire	0.6	0.8
locomotives	0.3	0.5
Bus	0.4	0.5
voiture	0.3	0.5

Tableau III. 1: La durée d'exposition de référence de huit heures.[16]

▪ **Norme ISO 2631 (1997)**

La norme ISO 2631 spécifie des valeurs limites relatives à l'axe vertical (dominant) de pénétration des vibrations: [11]

1- <0.32 ms-2 pas d'inconfort

2- <0.5 ms-2 pas d'effets sur la santé observés

3- <0.8 ms-2 risques potentiels pour la santé, des précautions sont à prendre.

4->0.8 ms-2 effets probable sur la santé.

Ces valeurs ne correspondent pas à une valeur instantanée mesurée à un moment de la journée mais correspondant à la valeur moyenne sur de 8 heures travail.

III-3. Evaluations du risque

Malgré la relative complexité des formules mathématiques, une estimation de l'exposition journalière aux vibrations reste toutefois possible par un non spécialiste. Il faut tout d'abord évaluer deux grandeurs caractéristiques: [12]

- Le temps d'exposition ou d'utilisation de la machine vibrante (T_i) mesuré en heures .
- Le niveau de vibration de la machine (a_i) mesuré en mètres par seconde au carré.

L'exposition aux vibrations ramenée sur huit heures, $A(8)$, sera ensuite obtenue par la relation suivante:

$$A(8) = \sqrt{\frac{T_i}{8}} x a_i^2 \quad \text{III.1}$$

S'il y a utilisation de plusieurs machines vibrantes au cours de la journée, l'exposition aux vibrations ramenée sur huit heures est obtenue par la relation suivante:

$$A(8) = \sqrt{\frac{1}{8} \times [(T_{machine\ 1} + a_{machine\ 1}^2) + (T_{machine\ 2} + a_{machine\ 2}^2) + \dots (T_{machine\ n} + a_{machine\ n}^2)]} \quad \text{III.2}$$

Concernant l'évaluation du temps d'exposition, celle-ci peut être facilement obtenue par observation ou par enquête.

Même si le niveau de vibration de la machine est plus difficile à obtenir, quelques pistes existent...

III-3-1. Le mesurage

Le moyen le plus précis de connaître le niveau vibratoire d'un matériel consiste à procéder à un mesurage dans les conditions réelles d'utilisation...

Cependant, étant donné que les employeurs n'ont actuellement ni les matériels, ni la compétence nécessaires pour effectuer eux même les mesures et qu'il n'est pas envisageable de recourir systématiquement aux services coûteux d'un organisme extérieur, l'utilisation de moyens alternatifs pour évaluer les niveaux vibratoires est possible.

III-3-2. L'utilisation des données déclarées par le constructeur

La norme 2002/44CE définit les règles techniques auxquelles doivent répondre toutes les machines mises sur le marché après le 1er janvier 1996, impose que soit indiqué dans la notice d'instruction le niveau vibratoire de l'équipement dès lors que ce niveau dépasse un certain seuil. Ce seuil est de 2,5 m.s⁻² pour les vibrations transmises aux membres supérieurs et de 0,5 m.s⁻² pour les vibrations transmises au corps entier.

Dès lors, il est possible d'utiliser ces indications pour estimer l'exposition journalière de l'utilisateur de la machine en question.

Cependant, les données d'essais utilisées par les constructeurs pour déterminer le niveau vibratoire de leur matériel ne sont pas toujours représentatives des conditions d'utilisations réelles. Ainsi, le niveau de confiance que l'on peut avoir dans ces données est beaucoup plus important pour les outils portatifs (scie à chaîne, meuleuse, perceuse, tondeuse à conducteur accompagnant,...) que pour les machines à conducteur porté.

III-3-3.- L'utilisation des données bibliographiques

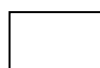
- Quelques études sont en mesure de donner des informations sur les niveaux vibratoires rencontrés sur les équipements de travail en condition réelle d'utilisation.

III-3-4.Détermination du niveau d'exposition en fonction de la valeur de vibration et la durée d'exposition du Corps entier.

L'utilisation du tableau suivant peut permettre également de déterminer l'exposition journalière à partir du temps d'exposition et du niveau de vibration de la machine.

		Durée d'exposition (heures)										
ai	Ti	0.1	0.2	0.5	1	2	3	4	5	6	7	8
Valeur de vibration (m/s ²)	0.1	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.09	0.10
	0.2	0.02	0.03	0.05	0.07	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.20
	0.3	0.03	0.05	0.08	0.11	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26	0.28	0.30
	0.4	0.04	0.06	0.10	0.14	0.20	0.24	0.28	0.32	0.35	0.37	0.40
	0.5	0.06	0.08	0.13	0.18	0.25	0.31	0.35	0.40	0.43	0.47	0.50
	0.6	0.07	0.09	0.15	0.21	0.30	0.37	0.42	0.47	0.52	0.56	0.60
	0.7	0.08	0.11	0.18	0.25	0.35	0.43	0.49	0.56	0.61	0.65	0.70
	0.8	0.09	0.13	0.20	0.28	0.40	0.49	0.57	0.63	0.69	0.75	0.80
	0.9	0.10	0.14	0.23	0.32	0.45	0.55	0.64	0.71	0.78	0.84	0.90
	1	0.11	0.16	0.25	0.35	0.50	0.61	0.71	0.79	0.87	0.94	1.00
	1.1	0.12	0.17	0.28	0.39	0.55	0.67	0.78	0.87	0.95	1.03	1.10
	1.2	0.13	0.19	0.30	0.42	0.60	0.73	0.85	0.95	1.04	1.12	1.20
	1.3	0.15	0.21	0.33	0.46	0.65	0.80	0.92	1.03	1.13	1.22	1.30
	1.4	0.16	0.22	0.35	0.49	0.70	0.86	0.99	1.11	1.21	1.31	1.40
	1.5	0.17	0.24	0.38	0.53	0.75	0.92	1.06	1.19	1.30	1.40	1.50
	1.6	0.18	0.25	0.40	0.57	0.80	0.98	1.13	1.26	1.39	1.50	1.60
	1.7	0.19	0.27	0.43	0.60	0.85	1.04	1.20	1.34	1.47	1.59	1.70
	1.8	0.20	0.28	0.45	0.64	0.90	1.10	1.27	1.42	1.56	1.68	1.80
	1.9	0.21	0.30	0.48	0.67	0.95	1.16	1.34	1.50	1.65	1.78	1.90
	2	0.22	0.32	0.50	0.71	1.00	1.22	1.41	1.58	1.73	1.87	2.00
	2.1	0.23	0.33	0.53	0.74	1.05	1.29	1.48	1.66	1.82	1.96	2.10
	2.3	0.26	0.36	0.58	0.81	1.15	1.41	1.63	1.82	1.99	2.15	2.30
	2.4	0.27	0.38	0.60	0.85	1.20	1.47	1.70	1.90	2.08	2.24	2.40
	2.5	0.28	0.40	0.63	0.88	1.25	1.53	1.77	1.98	2.17	2.34	2.50
	2.6	0.29	0.41	0.65	0.92	1.30	1.59	1.84	2.06	2.25	2.43	2.6

												0
	2.7	0.30	0.43	0.68	0.95	1.35	1.65	1.91	2.13	2.34	2.53	2.70
	2.8	0.31	0.44	0.70	0.99	1.40	1.71	1.98	2.21	2.42	2.62	2.80
	2.9	0.32	0.46	0.73	1.03	1.45	1.78	2.05	2.29	2.51	2.71	2.90
	3	0.34	0.47	0.75	1.06	1.50	1.84	2.12	2.37	2.60	2.81	3.00
	3.1	0.35	0.49	0.78	1.10	1.55	1.90	2.19	2.45	2.68	2.90	3.10
	3.2	0.36	0.51	0.80	1.13	1.60	1.96	2.26	2.53	2.77	2.99	3.20
	3.3	0.37	0.52	0.83	1.17	1.65	2.02	2.33	2.61	2.86	3.09	3.30
	3.4	0.38	0.54	0.85	1.20	1.70	2.08	2.40	2.69	2.94	3.18	3.40
	3.5	0.39	0.55	0.88	1.24	1.75	2.14	2.47	2.77	3.03	3.27	3.50
	3.6	0.40	0.57	0.90	1.27	1.80	2.20	2.55	2.85	3.12	3.37	3.60
	3.7	0.41	0.59	0.93	1.31	1.85	2.27	2.62	2.93	3.20	3.46	3.70
	3.8	0.42	0.60	0.95	1.34	1.90	2.33	2.69	3.00	3.29	3.55	3.80
	3.9	0.44	0.62	0.98	1.38	1.95	2.39	2.76	3.08	3.38	3.65	3.90
	4	0.45	0.63	1.00	1.41	2.00	2.45	2.83	3.16	3.46	3.74	4.00



Valeur d'exposition inférieurs à la valeur d'action (pour le corps entier)



Valeur d'exposition supérieurs à la valeur d'action (pour le corps entier)



Valeur d'exposition inférieurs à la valeur plafond (pour le corps entier)

Tableau III.2 :Tableau du niveau d'exposition en fonction de la valeur de vibration

III-4. Moyens de protection pour la vibration : (vibration globales du corps)

Les préventions des effets défavorables des vibrations entre 3 et 20 Hz doivent être essentiellement techniques. Les recherches ont montré que la réduction de l'effet des vibrations sur les conducteurs d'engins est possible par:

- L'amélioration de l'état des routes: Nivelier les terrains où évoluent les engins de chantier et supprimer les obstacles.
- La révision de la vitesse et la façon de conduire: plus la vitesse de translation est faible, moins il y a d'énergie à dissiper verticalement. En réalité certaines basses vitesses peuvent être redoutables quand elles sont associées à une certaine périodicité des obstacles, car l'engin est excité à sa fréquence propre.
- L'amélioration de la qualité de la suspension et du siège du conducteur

Les véhicules possèdent toujours une suspension liée à l'élasticité plus ou moins grande des roues et de leurs pneumatiques, cette suspension filtre plus ou moins efficacement les hautes fréquences.

Quand cette suspension existe seule, elle détermine habituellement une résonance très aigue qui rend intolérables les excitations provoquant cette résonance. Si la suspension due aux roues est doublée d'une suspension vraie, par ressorts et amortisseurs, la protection contre les secousses peut être beaucoup mieux assurée. Il est d'autre part possible d'associer la souplesse de la suspension proprement dite à un amortissement appréciable puisqu'une partie importante des vibrations a été filtrée par les masses dites non suspendues de la roue qui constitue la première suspension. Il reste de grandes difficultés quand la masse à suspendre est variable (nombre de passagers, charge du camion...) il existe un système de réglage mais ça constitue toujours une solution très complexe, donc coûteuse.

III-5. Suspension -siège

III-5-1. Introduction

- Le siège ne constitue qu'un cas particulier de suspension dont les principes généraux
- Il constitue une composante de la solution et non la solution.
- Il est donc indispensable de rechercher les autres voies d'atténuation, telles que, selon le cas:
 - Pneus adaptés.
 - Suspension moteur.
 - Suspension cabine.

III-5-2. Contraintes spécifiques

- Pour un sujet plus lourd, la fréquence de résonance sera plus basse et la transmissibilité légèrement ou dans certains cas fortement différente .
- Certains sièges permettent de régler la raideur de la suspension en fonction du poids, de manière à avoir environ toujours la même transmissibilité quel soit le poids du travailleur.

III-5-3 .Choix d'un siège antivibratoire



FigureIII. 1 : les siège antivibratoire.[20]

On choisi un siège répondant

1) Aux cratères ergonomiques

▪ Assise de siège

- Suffisamment longue (400 mm minimum) pour pouvoir changer de posture (favorisé la circulation sanguine dans les jambes)
- Pas trop longue (400 à 440mm), (facilité la descende du véhicule)
- Très légèrement inclinée (0 à 5°) vers l'arrière et recouverte d'un matériau non lisse pour éviter le glissement vers l'avant

▪ Hauteur de dossier

- Epaules et appui tête (camions)
- Sous les omoplates si le conducteur doit se retourner fréquemment (chariot élévateur) .

- Dossier pas trop ferme pour atténuer les vibrations avant-arrière
- Posture optimale, possibilité de régler
- La hauteur dossier.
- L'inclinaison dossier.
- La position avant arrière.
- Le soutien lombaire.

2) Aux critères antivibratoires

- Réglage du poids de 50 kg à 120 kg
- Prévu pour donner des fréquences de résonance les plus inférieures possibles à 0.7 Hz
- Equipé d'un amortisseur pour réduire l'amplification à la résonance lors de la mise en route ou de l'arrêt de l'engin;

En pratique

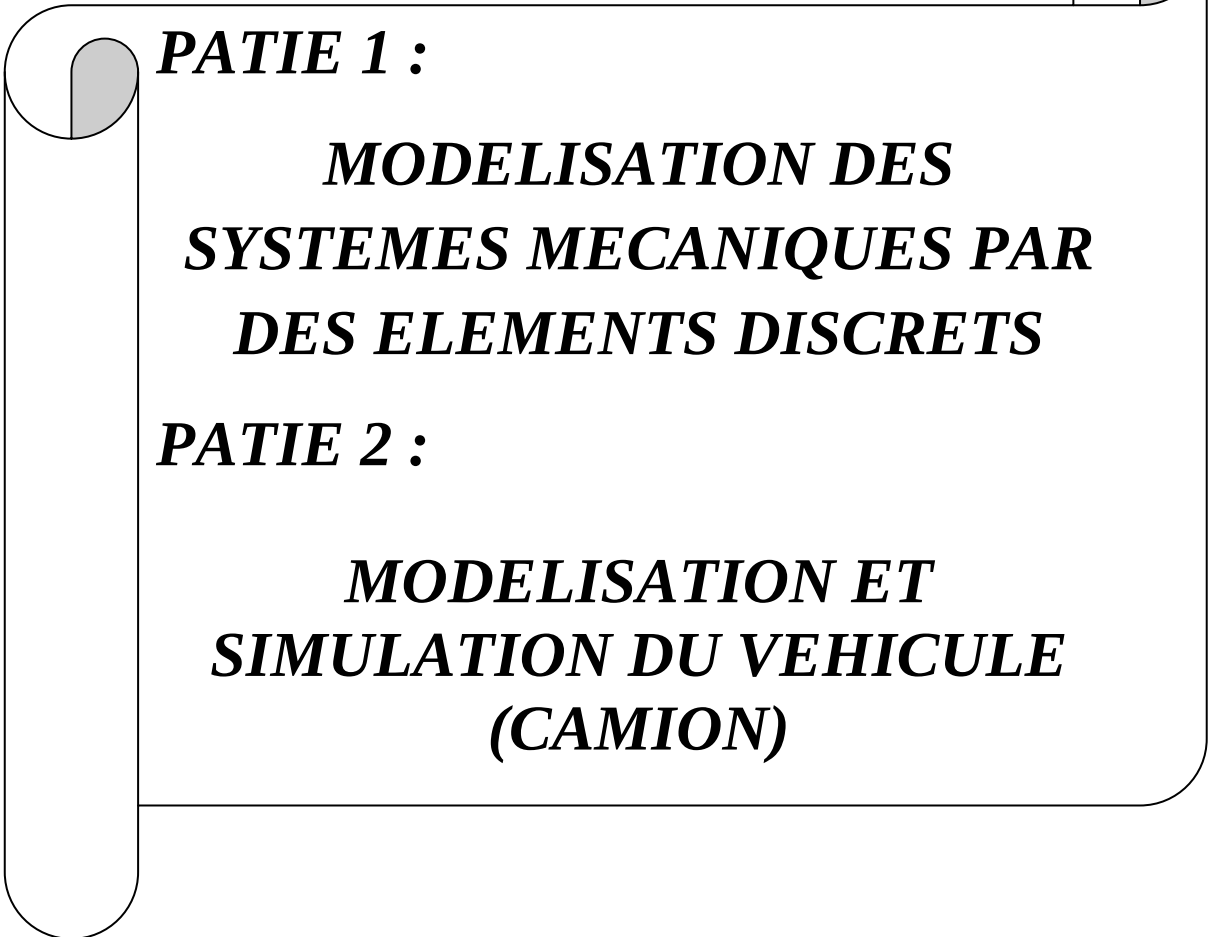
- Tous les sièges atténuent la vibration à fréquences supérieures (au-delà de 5 à 10Hz)
- Peu de sièges donnent une atténuation substantielle des vibrations de basses fréquences.
- Un siège dit ergonomique, répondant seulement aux critères définis ci-dessus pour l'assise et
- Un siège antivibratoire peut être efficace pour un engin (pelleteuse....) et contre efficace pour un autre (camion,..) du fait des vibrations excitatrices différentes.

III.6 . Conclusion

Dans ce chapitre, nous montrons les limites admissibles et la protection contre les vibrations, puis calculons systématiquement l'évaluation des risques (déterminer l'exposition quotidienne aux vibrations). Et un siège contre les vibrations.



CHAPITRE VI



PATIE 1 :

***MODELISATION DES
SYSTEMES MECANQUES PAR
DES ELEMENTS DISCRETS***

PATIE 2 :

***MODELISATION ET
SIMULATION DU VEHICULE
(CAMION)***

PARTIE 1

***MODELISATION DES
SYSTEMES MECANIKES
PAR DES ELEMENTS
DISCRETS***

IV-1 . Introduction

On peut distinguer deux grandes catégories d'approches en regard de la modélisation des phénomènes physiques: l'approche continue et l'approche discrète. Dans le cas de la première, la modélisation colle à la géométrie réelle des structures que l'on considère comme un milieu continu ou se propagent des ondes.

Si la géométrie est simple, il y a des solutions analytiques, si elle est complexe, il faut avoir recours à une solution numérique. Parmi ces méthodes, celle qualifiée de méthode des éléments finis et très répandue. L'avantage de la méthode des éléments finis par rapport à l'approche discrète et qu'elle permet de créer des modèles proche de la géométrie réelle.

IV -2. Détermination du nombre de degrés de liberté

Nécessaire à la représentation du phénomène:[19]

Le choix dépend essentiellement du concepteur, et il est fonction du degré de précision qu'il veut attribuer à son modèle, il y a autant de fréquence de résonance que de degrés de liberté;

- 1) **Les éléments requis** pour construire le modèle qui sont: les masse, les raideurs et les amortisseur .toute structure peut être modélisée par un ensemble d'élément discrets de masse, de ressort et amortisseur.
- 2) Le passage du système réel à celui modélisé.
- 3) la simplification du modèle

IV -3. Éléments des systèmes mécanique

IV -3-1. Éléments de masse

- **Translation:**

La figure IV.1 montre une masse avec un mouvement de translation.

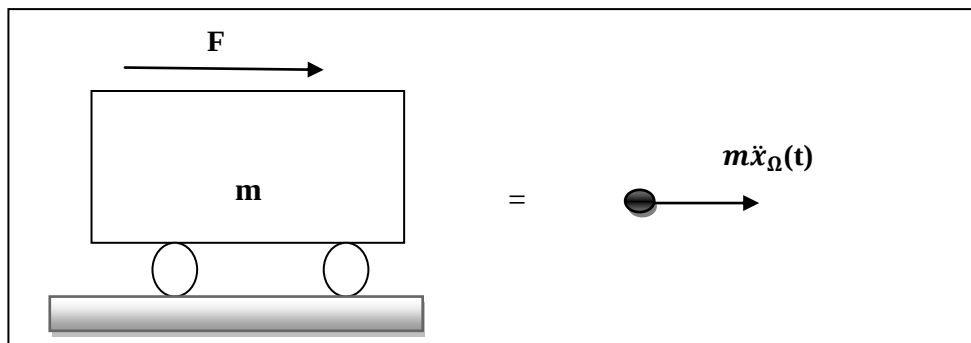


Figure IV. 1: Mase avec un mouvement de translation.[17]

On applique la 2ème loi de Newton pour trouver les équations de mouvement, pour la translation, on a recours à l'équation suivante:

$$\sum \overrightarrow{forces\ appliquées} = m . \vec{a}(t) \quad \text{IV.1}$$

Ou :

a = l'accélération (m/s²).

IV -3-2. Éléments d'amortisseur

Il faut établir une distinction entre les différentes catégories d'amortissements, source de la dissipation d'énergie.[19]

- **Amortissement visqueux C**

Dans le cas de l'amortissement visqueux, c'est-à-dire pour les fluides dont le degré de viscosité est élevé, la relation entre la force d'amortissement et la vitesse vibratoire est linéaire.

- **Mouvement de translation**

Un exemple d'amortissement visqueux dans un mouvement de translation est illustré à la (Figure IV.2)

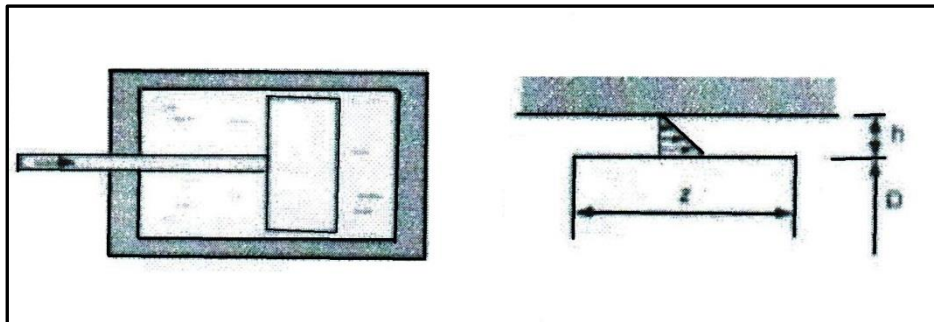


Figure IV.2: Amortissement visqueux (mouvement de translation).[19]

Pour l'écoulement sur le côté d'un piston circulaire dans un mouvement linéaire, on a :

$$f = \mu \tau (\pi D z) \tau \quad \text{IV.2}$$

A : désigne la surface de contact.

D : le diamètre du piston.

Z : la largeur du piston.

τ : est la contrainte tangentielle donnée par la loi de viscosité de newton

Ou: μ désigne la viscosité et se traduit comme suit:

$$\tau = \mu \frac{(v_1 - v_2)}{h} \quad \text{IV.3}$$

Ou: h est l'épaisseur du film d'huile.

En groupant ce deux équations on obtient:

$$f = \frac{(\pi D z \mu)}{h} (v_1 - v_2) \quad \text{IV.4}$$

Et on désigne par C (N.s/m), le coefficient d'amortissement en translation de telle manière:

$$C = \frac{(\pi D z \mu)}{h} \quad \text{IV.5}$$

On obtient, à chaque instant:

$$f(i) = C(x_1(t) - x_2(t)) \quad \text{IV.6}$$

Le symbole mécanique est représenté

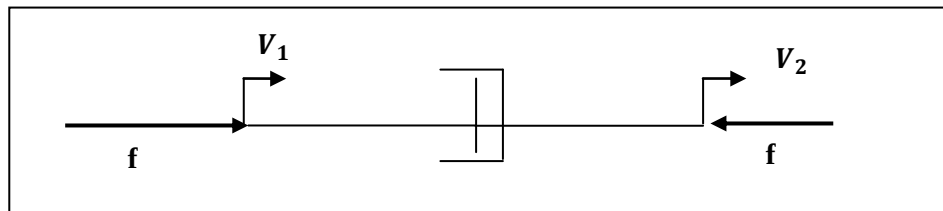


Figure IV.3: Symbole de l'amortisseur visqueux en translation.[19]

IV -3.3 . Élément de ressort K

Ressort en translation:

Le (Figure VI.4) nous montre le comportement d'un ressort linéaire.

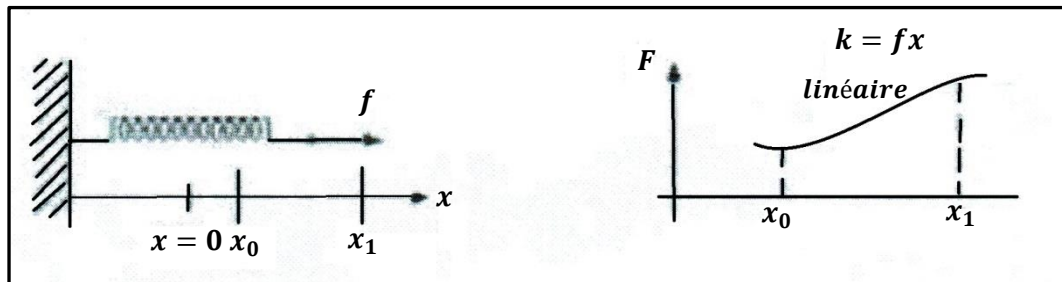


Figure IV.4: Ressort linéaire.[19]

Ce dernier produit une force proportionnelle à la position l'extrémité. Cette relation est rarement linéaire les grands déplacement ($x=0$: correspond à la position initiale du ressort lorsqu'il est soumise à aucune force).

Le symbole du ressort aux deux extrémités est représenté à la (figure IV.5)

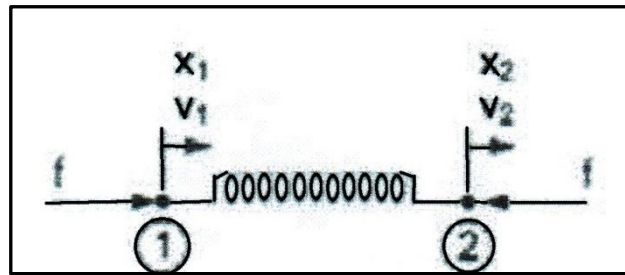


Figure IV.5: Symbole mécanique du ressort en translation. [19]

On applique les mêmes conventions de représentation que pour l'amortisseur.

Remarque Sur signe

afin de savoir si le signe est correct, il faut s'assurer que la force f est bien représentée en (1) et en(2) par des flèches de sens opposés , et voir en (1) ou en (2) si f et x_i

L'équation liée au cas linéaire est:

$$f(t) = k(x_1(t) - x_2(t)) \quad \text{IV.7}$$

Ou:

k : désigne la raideur ou la constante de rigidité en (N/m).

IV -4. vibration des véhicules routiers

Les véhicules routiers sont caractérisés par une grande variété de mouvements vibratoires dus au déplacement de ces derniers sur des routes présentant diverses irrégularités.

Les véhicules sont ainsi sujets aux types suivants des vibrations:

1- Vibrations du châssis et de la carrosserie considères comme un corps rigide, non déformable, posé sur la suspension élastique constituée soit par les ressorts, soit par les ressorts et les pneus, le caractère de ces vibrations est celui des vibrations libres, causées par les irrégularités de la route, dont l'effet est celui de chocs.

La chaussée prend parfois, à cause de l'usure la forme d'une succession de vagues, les véhicules qui y circulent à une certaine vitesse peuvent entrer en résonance, ce qui provoque des vibrations puissantes et dangereuses.

Parmi les plus importants degrés de liberté lors de l'étude des vibrations de véhicule il faut citer:

- Les vibrations verticales de la carrosserie, les essieux étant immobiles.
 - Les vibrations de tangage (mouvement de rotation autour d'un axe horizontal transversal) de la carrosserie posée sur des essieux immobiles.
 - Un balancement de roulis (oscillation transversale autour de l'axe longitudinal de l'essieu) de chaque essieu sur pneus la carrosserie restant immobile.
- 2- Vibrations de frottement des roues, caractérisées par la vibration des roues avant, dans un plan perpendiculaire à la direction de déplacement. Ce phénomène est provoqué par une exécution défectueuse des articulations du train avant, ainsi que par les jeux qui prennent naissance avec le temps. Il s'ensuit une usure rapide des pneus, une marche instable.
- 3- Vibrations du moteur comme ensemble posé sur le châssis, qui sont combattues par des supports d'appui élastique de construction adéquate.

-Profil calculé de la route

La vitesse de déplacement des machines dépend considérablement des systèmes de suspension, ainsi la mauvaise qualité de ces dernières entraîne des chocs rigides (claquage de l'amortisseur) sur le limiteur de course c'est pourquoi le conducteur doit diminuer la vitesse de mouvement.[19]

En Général le profil de la route est exprimé à l'aide des coordonnées (x,y) par la dépendance suivante(Fig. IV.6)

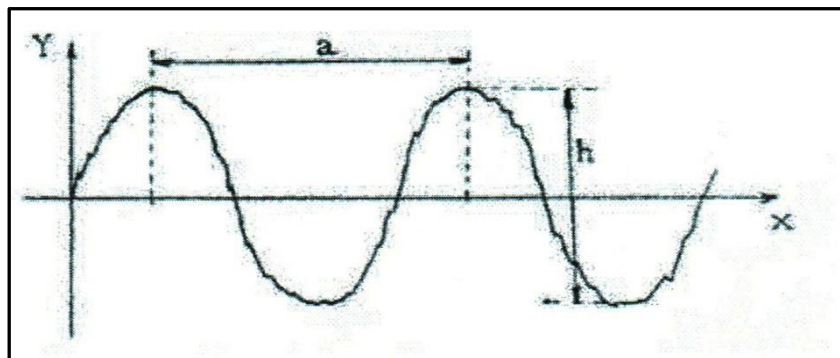


Figure IV.6 : Profil de la route en (x,y). [7]

La tâche générale du problème de la recherche des vibrations des machines est liée à la détermination de la vibration maximale du corps de la machine pour les paramètres, de la suspension, avec la hauteur de l'harmonique "h" et la vitesse V de mouvement de la machine.

En qualité de sa caractéristique principale du profil de la route on prend la hauteur "h" (amplitude), puisque pendant le mouvement de la machine le conducteur ne peut pas estimer précisément l'influence de hauteur "h" sur la régularité de machine de la machine, c'est pourquoi il diminue sa vitesse chaque fois que la hauteur "h" (qu'il détermine a priori) est plus grande que la hauteur pouvant créer le choc dans le limiteur de marche.

On fait le choix de la hauteur de l'irrégularité "h" en se basant sur les données statistiques déterminées lors de la recherche du profil des routes. Actuellement pour déterminer la forme du profil calculé, on utilise l'une des méthodes suivantes:

- 1- Chaque profil réel peut être présenté comme la somme des irrégularités (des tronçons).
- 2- On suppose que le profil réel de la route à une forme harmonique.

La première méthode n'est pas utilisée à cause du manque de données de départ, Au moment de la rencontre avec des obstacles se trouvant sur une distance donnée de la route. Il faut donc présenter le profil par une fonction harmonique car elle peut assurer les conditions pour la régularité de marche (deuxième méthode).

Pour une vitesse de marche donnée, le profil harmonique peut assurer un régime stable de vibration de résonance.

Pendant le calcul du régime, on prend le régime stable sur un profil harmonique de la forme:

$$y = \frac{y}{2} \sin \frac{2\pi}{a} \cdot x \quad \text{IV.8}$$

Ou:

h: hauteur complète de l'irrégularité.

a : longueur de l'onde du profil

Si la vitesse de mouvement est constante on peut écrire:

$$x = v \cdot t \quad \text{IV.9}$$

Et on aura:

$$y = \frac{h}{2} \sin \frac{2\pi \cdot v \cdot t}{a} \quad \text{IV.10}$$

Obtient

$$y = \frac{h}{2} \sin . w . t \quad \text{IV.11}$$

Avec

$$w = 2\pi \frac{v}{a} \quad \text{fréquence excitatrice extérieur}$$

IV -5. Application des équations de LAGRANGE

L'état des vibration à plusieurs degrés de liberté est généralement défini par des variables indépendantes: le coordonnées généralisées.

Les coordonnées cartésiennes qui nous ont servi à écrire les équations du mouvement sont unies par des relations linéaires à ces variables et au temps.[18]

Il est avantageux d'exprimer directement les principes de la dynamique au moyen de coordonnées généralisée par "q" en nombre égale à celui des degrés de liberté de du système(i=1,2,..... n).

Lorsqu'on a formé l'expression de l'énergie cinétique "T" du système en fonction des coordonnées généralisée "q" et leurs dérivées et par rapport au temps, l'équation de LAGRANGE s'écrit:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial q_1} \right) = \frac{\partial T}{\partial q_1} \quad \text{IV.12}$$

F: représente la force ou le couple associé au travail élémentaire. S'il existe une énergie potentielle "p" dépendant des coordonnées "q", non de leurs dérivées du temps.

l'équation (VI.21) s'écrit:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial q_1} \right) = \frac{\partial T}{\partial q_1} - \frac{\partial p}{\partial q_1} \quad \text{IV.13}$$

En introduisant la fonction de LAGRANGE aura:

$$E = T - P$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial q_1} \right) = \frac{\partial E}{\partial q_1} = 0 \quad \text{IV.14}$$

PARTIE 2

***MODELISATION ET
SIMULATION DU
VEHICULE (CAMION)***

Soit:

M: la masse du corps de camion.

L_1, L_2 :distances respectives des essieux avant et arrière au centre de gravité.

C_1, C_2 : respectivement le rigidités de la suspension avant et arrière.

a_1, a_2 : respectivement le coefficients d'amortissement des suspension avant, arrière.

Z_1, Z_2 : le force excitatrices extérieures (caractérisant le profil de la route).

▪ **Etablissement des équation du mouvement:**

- L'énergie cinétique du mouvement s'exprime par:

$$T = \frac{m}{2} \dot{Z}^2 + \frac{J}{2} \dot{\varphi}^2 \quad \text{IV.15}$$

Ou:

J: le moment d'inertie du camion.

- L'énergie potentielle de système est exprimée par la formule.

$$P = \frac{c_1}{2} (z_1 - z - \varphi L_1)^2 - \frac{c_2}{2} (z_2 - z - \varphi L_2)^2 \quad \text{IV.16}$$

- L'énergie de frottement (résistance) est:

$$R = \frac{a_1}{2} (z_1 - z - \varphi L_1)^2 + \frac{a_2}{2} (z_2 - z - \varphi L_2)^2 \quad \text{IV.17}$$

- Les équations de LaGrange qu'on applique:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_i} = \frac{\partial p}{\partial q_i} - \frac{\partial R}{\partial q_i} \quad \text{IV.18}$$

Ou:

q_i : la coordonnée généralisée en nombre.

i : nombre de degré liberté.

Ce qui nous donne l'équation suivant:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = - \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\partial R}{\partial z} \quad \text{IV.19}$$

En appliquant les équations (VI.1), (VI.2) et (VI.3) on aura:

▪ **Pour les coordonnées Z**

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \frac{\partial T}{\partial z} = m\dot{Z}, \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) = m\dot{Z} \quad \text{IV.20}$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = c_1 z - c_1 z_1 + \varphi L_1 c_1 + c_2 z - c_2 z_2 + c_2 \varphi L_2 \quad \text{IV.21}$$

$$\frac{\partial R}{\partial z} = a_1 z - a_1 z_1 + a_1 \varphi L_1 + a_2 z - a_2 z_2 + a_2 \varphi L_2 \quad \text{IV.22}$$

Avec expressions (IV.6), (IV.7), et (IV.8) dans (IV.5) en aura écrire le première équation différentielle:

$$m\ddot{z} = c_1 z_1 + c_1 z_1 + \varphi L_1 c_1 - c_2 z + c_2 z_2 + c_2 \varphi L_2 - a_1 \dot{z} - a_1 \varphi L_1 + a_2 \dot{z} + a_2 \varphi L_2 \quad \text{IV.23}$$

Ou bien :

$$\ddot{z} + (a_1 + a_2)\dot{z} + (c_1 + c_2)z = c_1 z_1 - c_1 \varphi L_1 + c_2 z_2 + c_2 \varphi L_2 - a_1 \dot{z} - a_1 \varphi L_1 + a_2 \dot{z} + a_2 \varphi L_2 \quad \text{IV.24}$$

Pour le coordonnées de φ

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = m\dot{\varphi}, \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = m\ddot{\varphi} \quad \text{IV.25}$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = c_1 \varphi L_1^2 - c_1 L_1 z_1 + c_1 L_1 z + c_2 \varphi L_2^2 + c_2 L_2 z_2 - c_2 L_2 z \quad \text{IV.26}$$

$$\frac{\partial R}{\partial \varphi} = a_1 \varphi L_1^2 - a_1 L_1 z_1 + a_1 L_1 z + a_2 \varphi L_2^2 + a_2 L_2 z_2 - a_2 \varphi L_2 z \quad \text{IV.27}$$

Avec les équations (IV.11), (IV.12) et (IV.13) dans (IV.5) en aura la douzième équations différentielle:

$$j\ddot{\varphi} = c_1 \varphi L_1^2 - c_1 L_1 z_1 - c_1 L_1 z - c_2 \varphi L_2^2 - c_2 L_2 z_2 + c_2 L_2 z - a_1 \varphi L_1^2 + a_1 L_1 z_1 - a_1 L_1 z - a_2 \varphi L_2^2 - a_2 L_2 z_2 + a_2 \varphi L_2 z \quad \text{IV.28}$$

Ou bien:

$$j\ddot{\varphi} + (a_1 L_1^2 \varphi + a_2 L_2^2) \dot{\varphi} + (c_1 L_1^2 + c_2 L_2^2) \varphi = c_1 L_1 z_1 - c_2 L_2 z_2 - c_2 L_2 z - a_1 L_1 z_1 - a_1 L_1 z - a_2 L_2 z + a_2 L_2 z \quad \text{IV.29}$$

Le système d'équation différentielle sera:

$$\begin{cases} m\ddot{z} + (a_1 + a_2)\dot{z} + (c_1 + c_2)z = c_1\dot{z}_1 - c_1\varphi L_1 + c_2\dot{z}_2 + c_2\varphi L_2 \\ \quad - a_1\dot{z}_1 - a_1\dot{\varphi} L_1 + a_2\dot{z}_2 + a_2\varphi L_2 \\ j\ddot{\varphi} + (a_1L_1^2 + a_2L_2^2)\dot{\varphi} + (c_1L_1^2 + c_2L_2^2)\varphi = c_1L_1\dot{z}_1 - c_1L_1z + c_2L_2\dot{z} \\ \quad + a_1L_1\dot{z}_1 - a_1L_1z - a_2L_2\dot{z} + a_2L_2z \end{cases} \quad \text{IV.30}$$

Le système (VI.16) en peut écrire aussi sous la forme:

$$\begin{cases} m\ddot{z} + (a_1 + a_2)\dot{z} + (c_1 + c_2)z = (a_2L_2 - a_1L_1)\dot{\varphi} + (c_2L_2 - c_1L_1)\varphi \\ \quad + c_1\dot{z}_1 + a_1\dot{z}_1 + c_2\dot{z}_2 + a_2\dot{z}_2 \\ j\ddot{\varphi} + (a_1L_1^2 + a_2L_2^2)\dot{\varphi} + (c_1L_1^2 + c_2L_2^2)\varphi = (a_2L_2 - a_1L_1)z + (c_2L_2 - c_1L_1)z \\ \quad + c_1L_1\dot{z}_1 - c_2L_2\dot{z}_2 - a_1L_1\dot{z}_1 - a_2L_2\dot{z}_2 \end{cases} \quad \text{IV.31}$$

On pose:

$$A1 = a_1 + a_2$$

$$B1 = c_1 + c_2$$

$$A_2 = a_1L_1^2 + a_2L_2^2$$

$$B_2 = c_1L_1^2 + c_2L_2^2$$

$$D = c_2L_2 - c_1L_1$$

$$E = a_2L_2 - a_1L_1$$

$$F1(t) = c_1\dot{z}_1 + a_1\dot{z}_1 + c_2\dot{z}_2 + a_2\dot{z}_2$$

$$F2(t) = c_1L_1\dot{z}_1 - c_2L_2\dot{z}_2 + a_1L_1\dot{z}_1 - a_2L_2\dot{z}_2$$

En remplaçant dans l'équation (IV.17) en aura le système:

$$\begin{cases} m\ddot{z} + A_1\dot{z} + B_1z = D\varphi + E\varphi + F1(t) \\ j\ddot{\varphi} + A_2\dot{\varphi} + B_2\varphi = DZ + EZ + F2(t) \end{cases} \quad \text{IV.32}$$

- simulation du système:

La simulation du système est réalisée par Matlab Simulink. Le schéma bloc est présenté comme suit:

VI-1 .Elaboration du modèle

• Schéma du modèle

Donc pour résoudre le problème des vibrations d'un camion en change le schéma réel par un modèle plat avec masses suspendues (Fig. IV.7)

En étudier donc deux mouvement (deux degrés de liberté $n=2$)

- Le pompage Z .

- Le tangage φ .

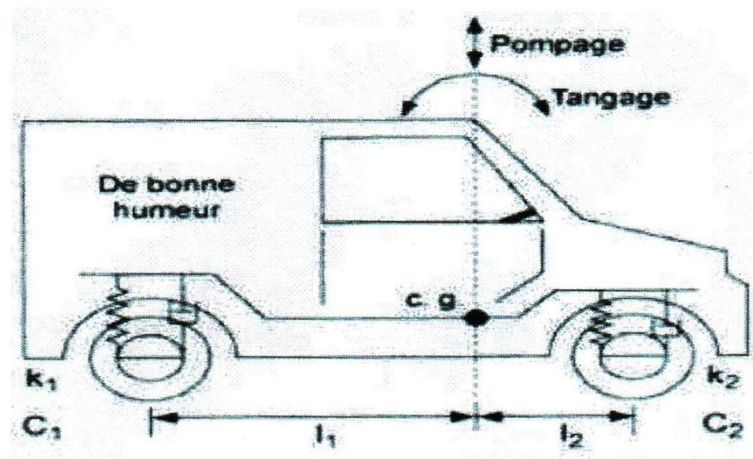


Figure VI.7: Véhicule en tangage et pompage.

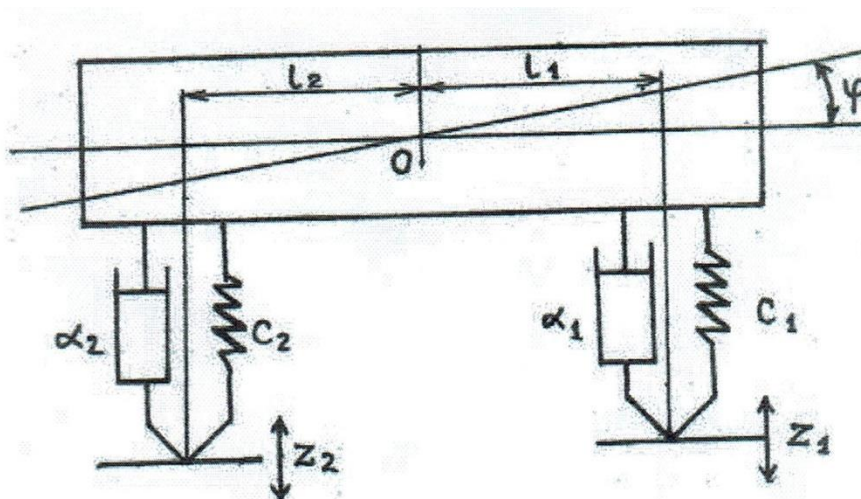


Figure IV.8: Modélisation de véhicule en pompage et tangage

ENTRE: Z et Q

Z: Amplitude(m)

φ : L'angle de tangage

SORTI : Accélération du pompage en fonction du Temps et Accélération du tangage en fonction du Temps

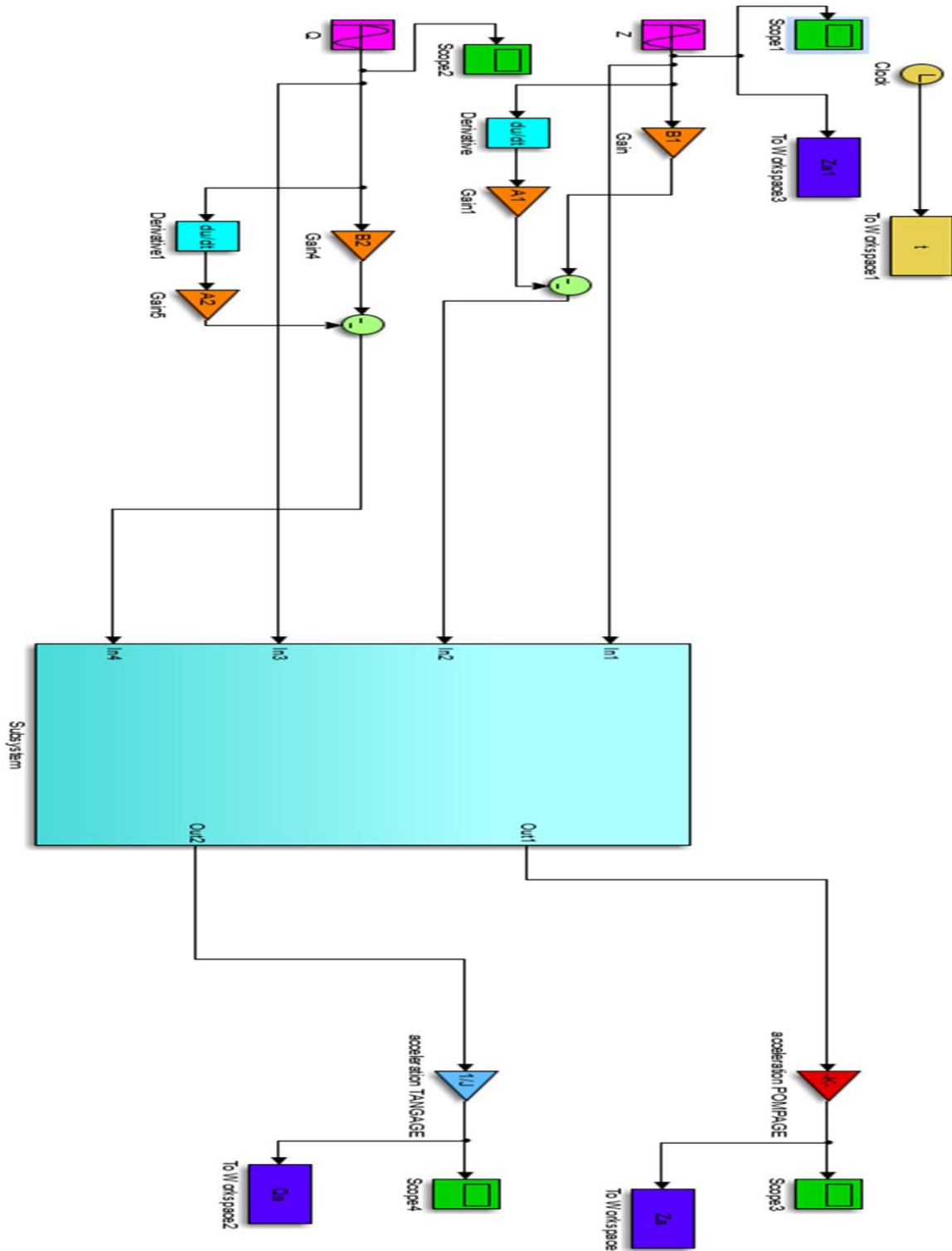


Figure IV. 9: schéma bloc

VI-3 .Les résultats de La simulation

Les résultats de La simulation son présentés dans les figures suivantes:

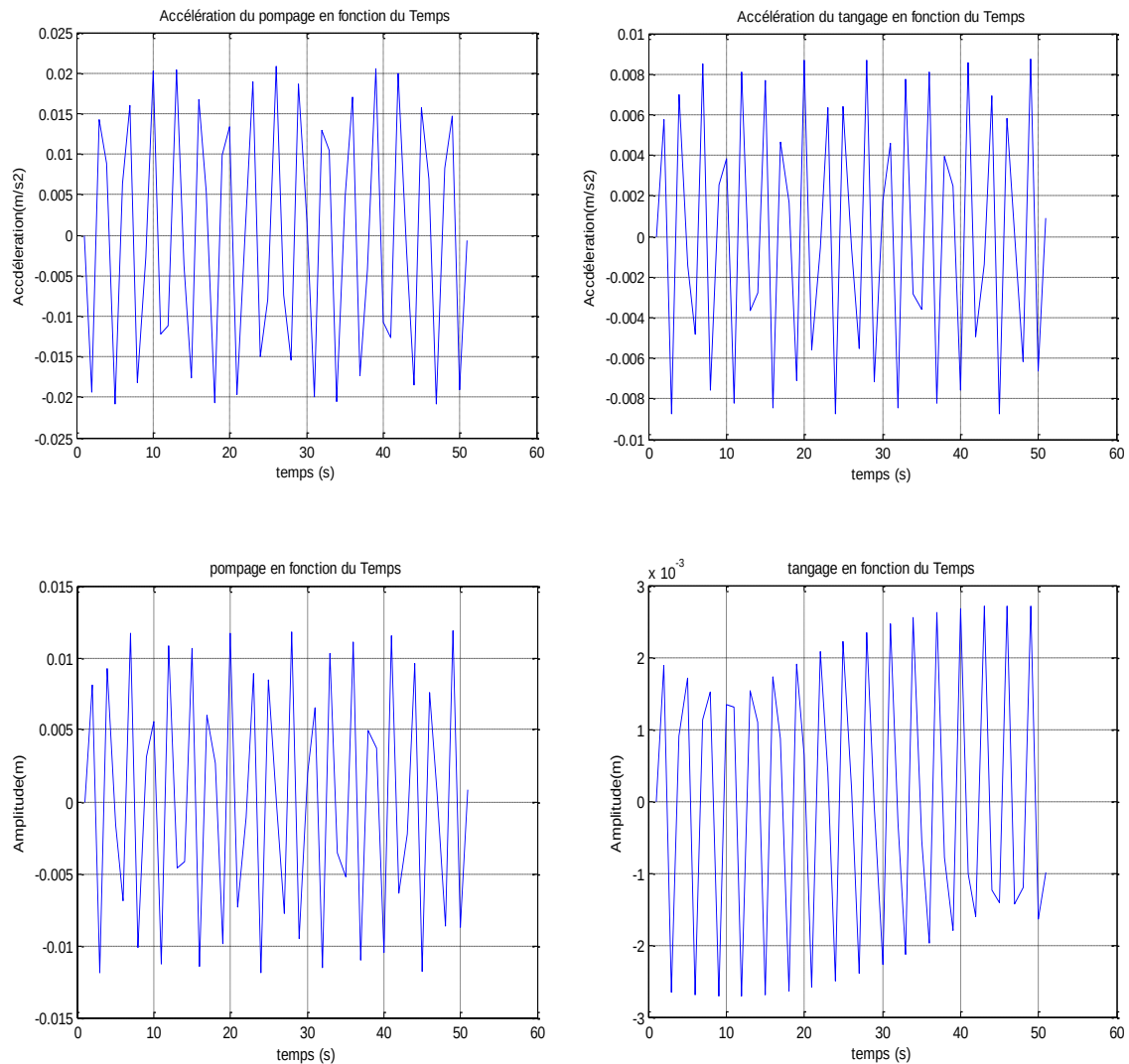


Figure IV.10: Pour une Excitation avec fréquence égale 0.3 Hz.

Lorsque la valeur de fréquence 0.3 Hz a donné les résultats suivants :

Accélération du pompage en fonction du Temps À propos: 0.023 m/s^2

Accélération du tangage en fonction du Temps À propos: 0.008 m/s^2

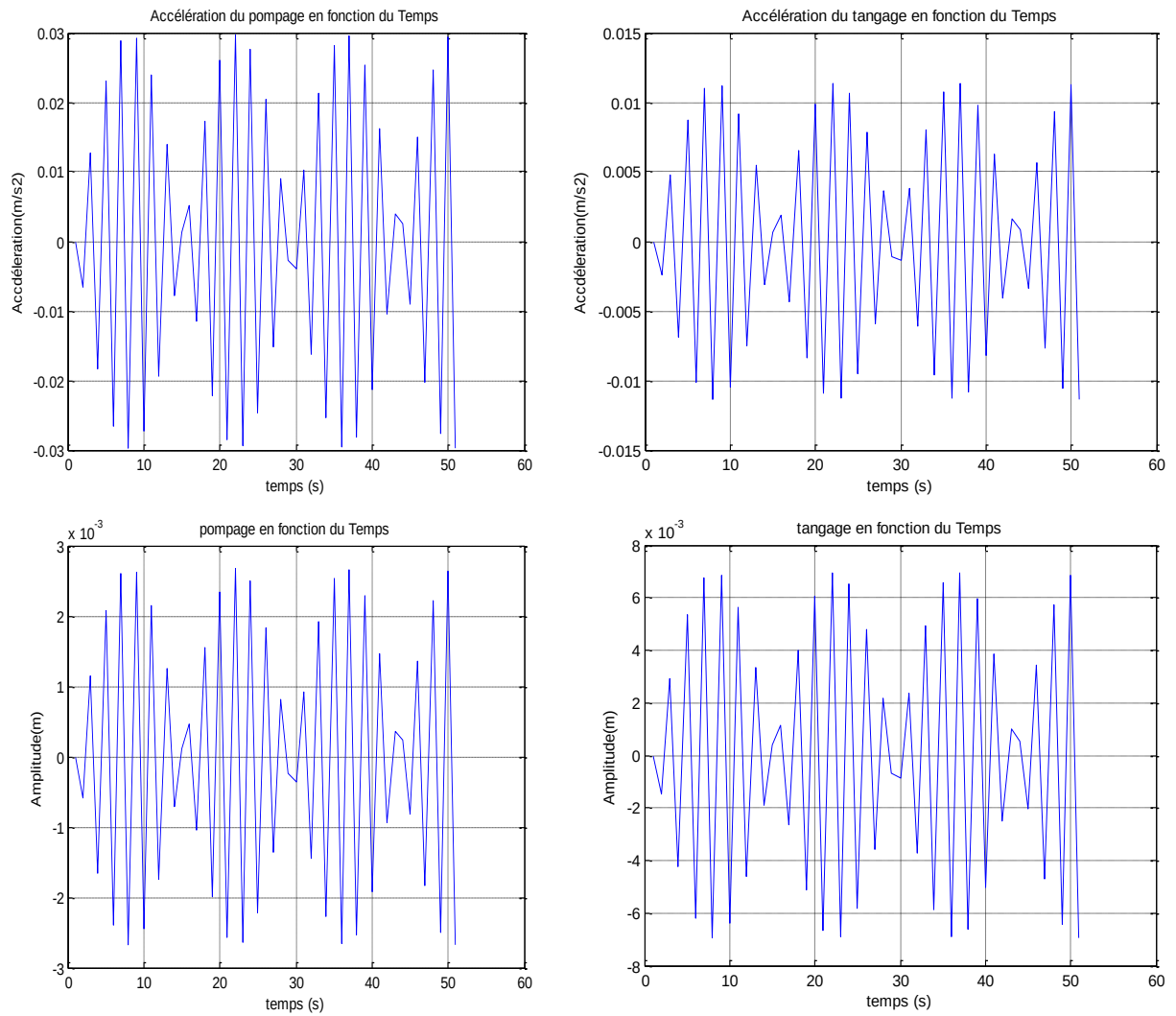


Figure IV.11: Pour une Excitation avec fréquence égale 0.8 Hz.

Lorsque la valeur de fréquence 0.8 Hz a donné les résultats suivants :

Accélération du pompage en fonction du Temps À propos: 0.03 m/s^2

Accélération du tangage en fonction du Temps À propos: 0.012 m/s^2

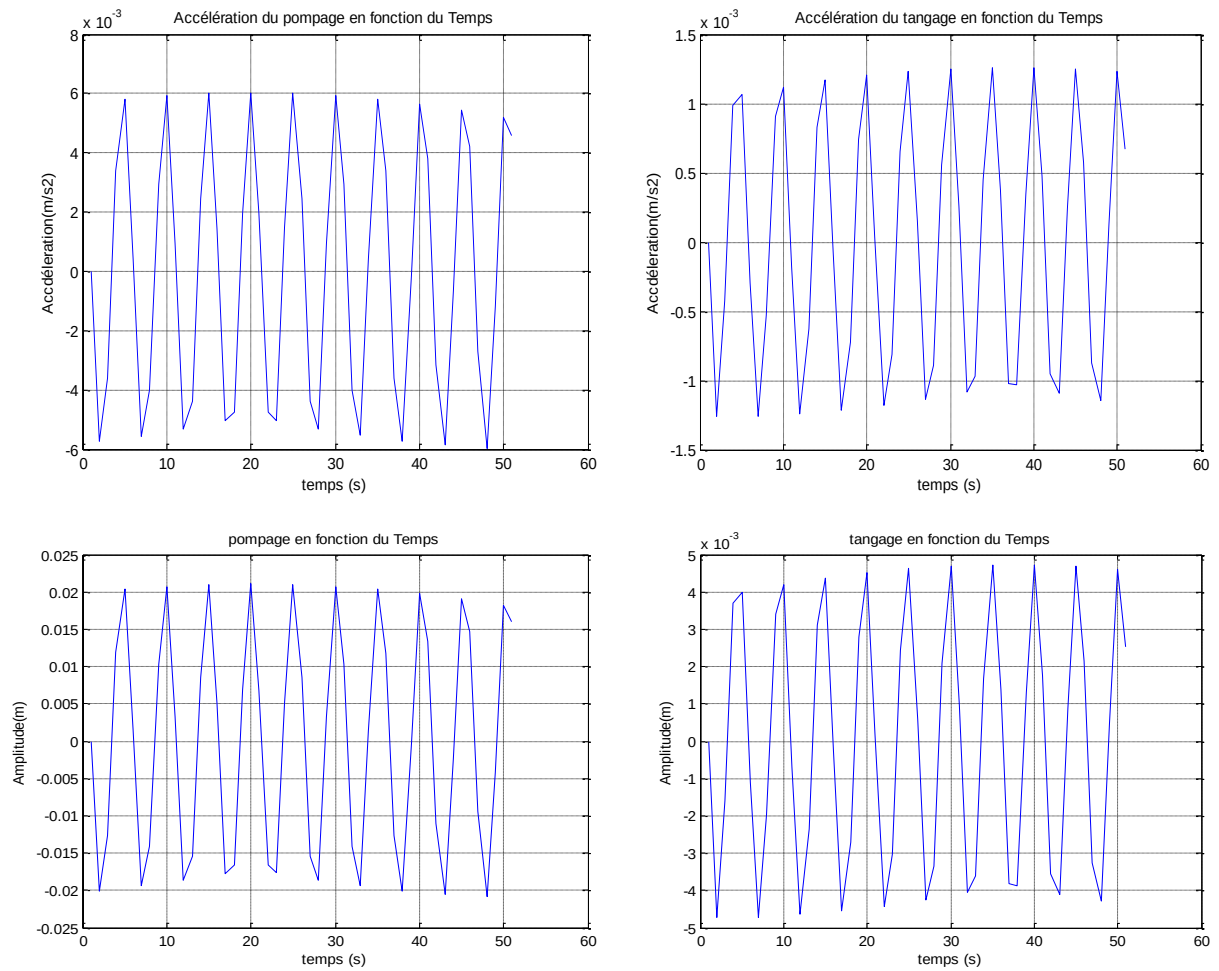


Figure IV.12: Pour une Excitation avec fréquence égale 2 Hz.

Lorsque la valeur de fréquence 2 Hz a donné les résultats suivants :

Accélération du pompage en fonction du Temps À propos: 0.006 m/s^2

Accélération du tangage en fonction du Temps À propos: 0.0015 m/s^2

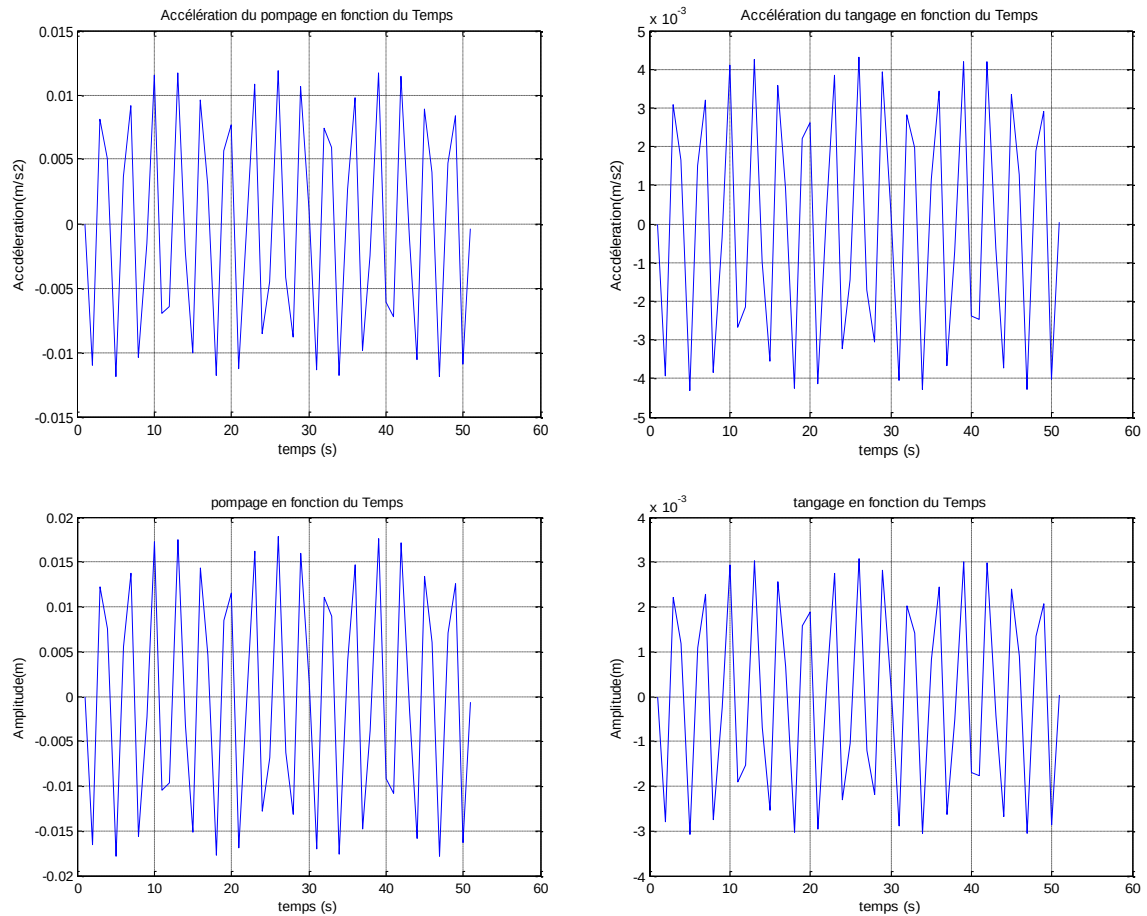


Figure IV.13: Pour une Excitation avec fréquence égale 5 Hz.

Lorsque la valeur de fréquence 5 Hz a donné les résultats suivants :

Accélération du pompage en fonction du Temps À propos: 0.013 m/s^2

Accélération du tangage en fonction du Temps À propos: 0.005 m/s^2

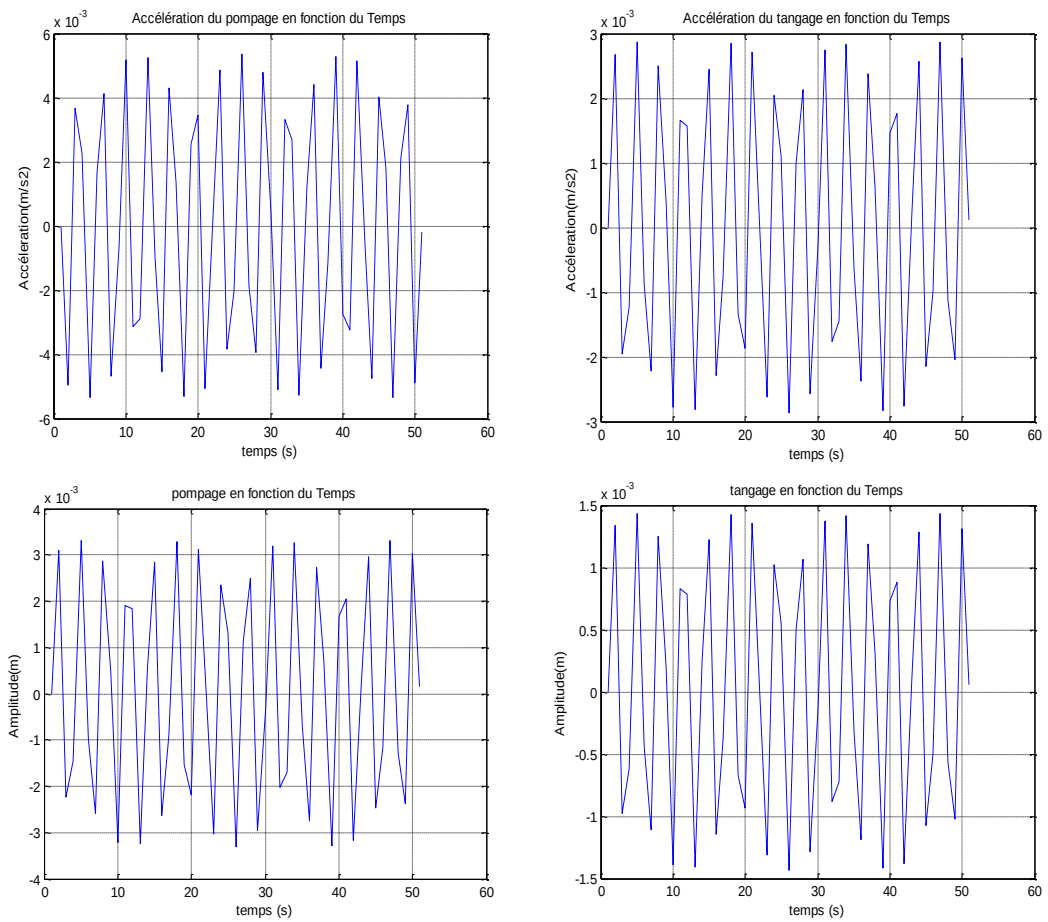


Figure IV.14: Pour une Excitation avec fréquence égale 12.5 Hz.

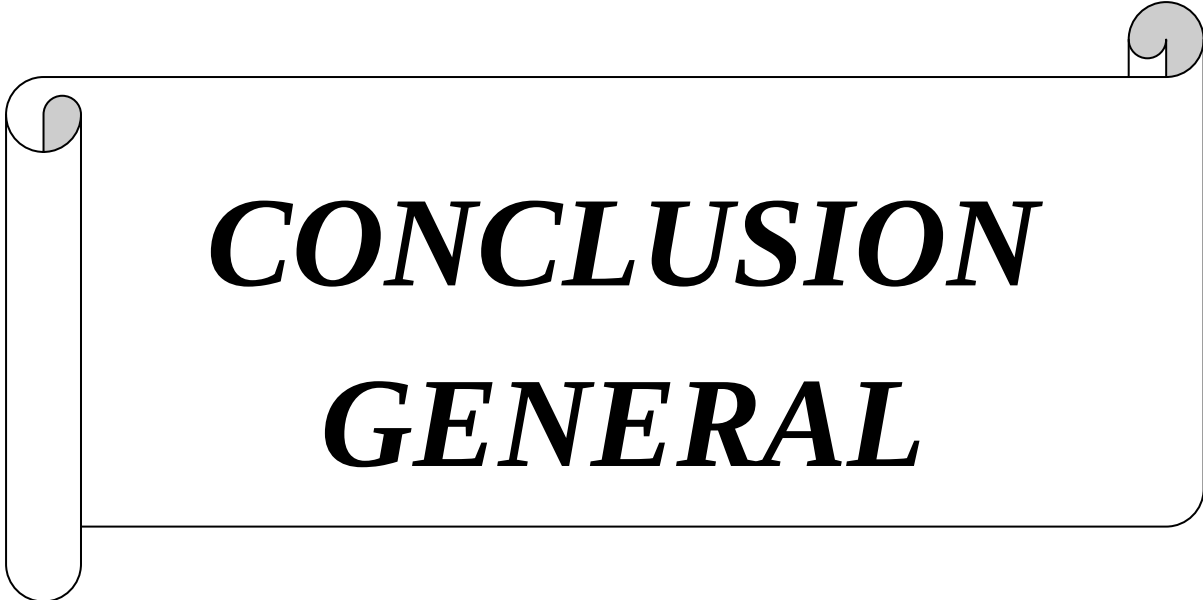
Lorsque la valeur de fréquence 12.5 Hz a donné les résultats suivants :

Accélération du pompage en fonction du Temps À propos: 0.006 m/s^2

Accélération du tangage en fonction du Temps À propos: 0.003 m/s^2

VI.4.Conclusion

Dans notre travail on a développé un modèle vibratoire pour étudier les vibrations d' un véhicule (camion).Ce dernier est modélisé par un système à degrés de liberté représentatifs de la masse du véhicule de sa suspension viscoélastique ressort et amortisseur. Pour la modélisation du phénomène on a utilisé l'approche discrète (modélisation ou il y a passage des réalités continues à un modèle composé d'éléments discrets (masse, ressort et amortisseur). A l'aide de l'approche Newtonienne, on a déterminé les équations du mouvement.

A decorative graphic of a scroll with a light gray background and a black outline. The scroll is partially unrolled, with the top and bottom edges showing a slight curve. The text is centered on the unrolled portion.

CONCLUSION

GENERAL

Conclusion général

Le modèle proposé donne la possibilité de:

- Déterminer et analyser la vibration d'un système selon la direction Z, estimée la plus importante.
- Analyser et vérifier les camions existants d'après cet indice (le niveau de vibration) car jusqu'à notre jour, on ne tient pas compte de cette exigence.
- Etudier l'influence de l'état des routes sur les vibrations transmises à l'homme ainsi que la vitesse de mouvement (roulage) du camion

La simulation du modèle par Matlab-Simulink est représentée par un schéma bloc qui permet de voir l'allure des paramètres principaux : Pompage (amplitude du déplacement), Tangage, Accélérations des vibrations en fonctions du profil de la route Z_1 et Z_2) et les suspensions avant et arrière(C, a) d'un véhicule (ici un camion)

Les résultats de la simulation ont montré que:

- 1- les vibrations verticales (axe: le pompage) sont en général, les vibrations les plus importantes pour le véhicule (dans la cabine du conducteur)
- 2- Ces vibrations : Pompage, Tangage, Accélérations des vibrations sont fonction de la fréquence de l'excitation (fréquences du profil de la route). Pour différentes et basses fréquences (les plus dangereuses pour le conducteur du véhicule comme Pont montrés les recherches) à savoir 0.3Hz, 0.8, 2, 5 et 12.5Hz : On remarque que la fréquence augment le conducteur et soumis à des vibrations plus petite. Les basse fréquence 0.3Hz, 0.8 jusqu'a2Hz) sont plus importantes cependant plus sévères pour le conducteur. Pour cela il faut le protéger avec un siège adéquat.
- 3- ces vibrations: Pompage, Tangage, Accélération des vibration ont fonction du profil de la route pour une visse de roulement constante: pours deux cas de Z_1 et Z_2 le deuxième plus sévère les vibrations deviennent plus importantes cependant plus nocive pour le conducteur. Dans ce cas pour protéger le conducteur il faut entretenir l'état des routes et particulièrement dans le chantier, le carrières etc....

***REFERENCE DE
BIBLIOGRAPHIES***

Référence de bibliographies

- [1] Systèmes de verchinskill.C, Danilov: dynamique de wagons. Miscou(en russe) 1987.
- [2] Système Y. Rocard: dynamique général de vibration: faculté de science de Paris .Masson & Cie, 1943 ; 4e édition, Paris, Masson, 1951 .
- [3] Vibrations Mécaniques (Traduit Du Roumain Par A. Oanea , Ingénieur) ... Editions Eyrolles (Paris) & Editions Meridiane (Bucarest) - 1968. Livres Mecanique ingénieurs 2e cycle .
- [4] livre Vibration des véhicule: Alexondre Darabout; la lutte contre les bruits paris 1976.
- [5] Découvrez Dynamique générale des vibrations le livre de Yves Rocard sur decitre.fr - 3ème édition. Yves Rocard. 01/04/1971 .
- [6] livre Lalanne, C., Mechanical Vibration and Shock, 2nd Edition, ISTE-Wiley, 2009 .
- [7] Livre de modélisation des vibration mécanique par des élémentsdiscrète; par matlab simulating et Ansy. Par Marc Thomas, frédéri, la ville Ecole de technologie supérieur 2007.
- [8] Donati, P. 1996: «Evaluation et prévention des vibrations mécaniques transmises à l'ensemble du corps ou aux membres supérieurs», Encyclopédie médico-chirurgicale. Toxicologie-Pathologie professionnelle, 16-518-A-10, 4 p. (Paris, Elsevier).
- [9] cours physique3 vibrations et ondes de Pr. Djelouah Hakim. Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediène à alger.2012
- [10] Lalanne,C., Vibration et choc mécanique . 2ème édition. ISTE-Wiley, 2009
- [11] La Norme internationale ISO 2631 (1997)
- [12] Centre canadien d'hygiène et de sécurité au travail . Fiches d'information Réponses SST. 15 février 2017.
- [13] Ministère du Travail, des Relations sociales, de la Famille, de la Solidarité et de la Ville - Paris, 2009
- [14] Facteur et Nature de Risque le vibration . Fiche Technique. novembre 2017

- [15] Institution de Normalisation Britannique (INB), 1987. Mesure et évaluation de l'exposition humaine aux vibrations transmises à la main , norme britannique 6842 (Londres).
- [16] donati (1996) guide pour évaluer les vibrations transmises a l'homme au poste de travail. I.N.R.S. France, pp 109.
- [17] Simulation des vibrations mécanique par matlab, simulink et ansys modélisation des systèmes mécaniques par des éléments discrets . Marc Thomas.2007
- [18]Université Pierre et Marie Curie . Eléments de mécanique analytique. LAGRANGE.2017
- [19]livre Simulation des vibrations mécaniques par Matlab, Simulink et Ansys. 2e ÉDITION. Marc THOMAS, Frédéric LAVILLE 2017.