

Chapitre 3

Dynamique du véhicule

Le chapitre 3 est consacré à l'étude dynamique de la suspension du véhicule. Nous avons étudié la théorie de la dynamique du système de suspension Macpherson, suivi par le modèle du profil de la chaussée. Une analyse préliminaire de l'état des contraintes sans amortissement, est réalisée pour justifier le modèle de suspension du bras de suspension inférieur du véhicule. Le contenu du chapitre 3 est résumé dans l'organigramme de la figure 5 :

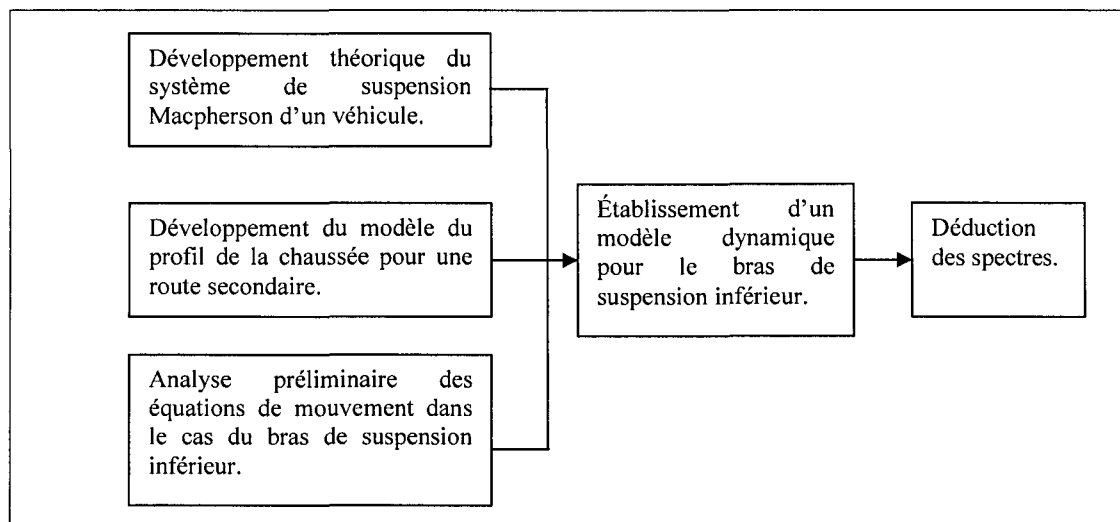


figure 5. Établissement des spectres d'excitation et de la chaîne de retour.

3.1 Étude dynamique du bras du système de suspension Macpherson :

H. Rahnejat [45] a étudié la dynamique d'un système de suspension Macpherson d'un quart de véhicule. Ce dernier considère le ressort et l'amortisseur comme un seul élément dont la constante de raideur est k_s , contrairement à M.A.Julien [37], comme illustrée dans la figure 6. En effet, H. Rahnejat [45] propose dans la figure 6 un modèle simple du système de suspension d'un quart de véhicule type Macpherson. Les éléments d'inertie m, I représentent la proportion de la masse du véhicule et l'inertie, supportés par le système de suspension du quart de véhicule. La raideur du ressort, k_s , est la raideur équivalente de l'amortisseur et du pneu dans la direction verticale OY . En effet H. Rahnejat [45] considère le ressort et l'amortisseur comme un seul élément dont la constante de raideur est k_s , contrairement à M.A.Julien [37]. XYZ est le référentiel global choisi alors que $x'y'z'$ est le référentiel d'inertie. L'articulation de l'élément d'inertie est contrainte par les conditions de pivotement entre l'essieu et le dessous du véhicule (voir figure 6-a). Ce modèle simple bidimensionnel est une forme non contraignante, introduisant trois degrés de liberté; mouvement de translation selon les deux directions X et Y et un mouvement de rotation ψ . Cependant, deux contraintes sont employées dans les directions globales X et Y pour représenter le mouvement contraint de l'élément d'inertie.

Il y a un nombre important de points pris comme des marques dans le modèle (figure 6-b) qui permettent la formulation des fonctions de contraintes. Ces fonctions sont formulées en mettant en relation les positions instantanées et l'orientation des marqueurs $\{q_i\} = f(t)$. Les marqueurs choisis dans cet exemple sont le centre de masse de l'élément d'inertie, m_1 et la location m_2 . Ils sont donnés par les vecteurs positions

$\vec{R}_{m_2}, \vec{R}_{m_1}$ par rapport au référentiel global. Le vecteur $\vec{r}_{m_1 m_2}$ donne la position instantanée du marqueur m_1 par rapport au marqueur m_2 .

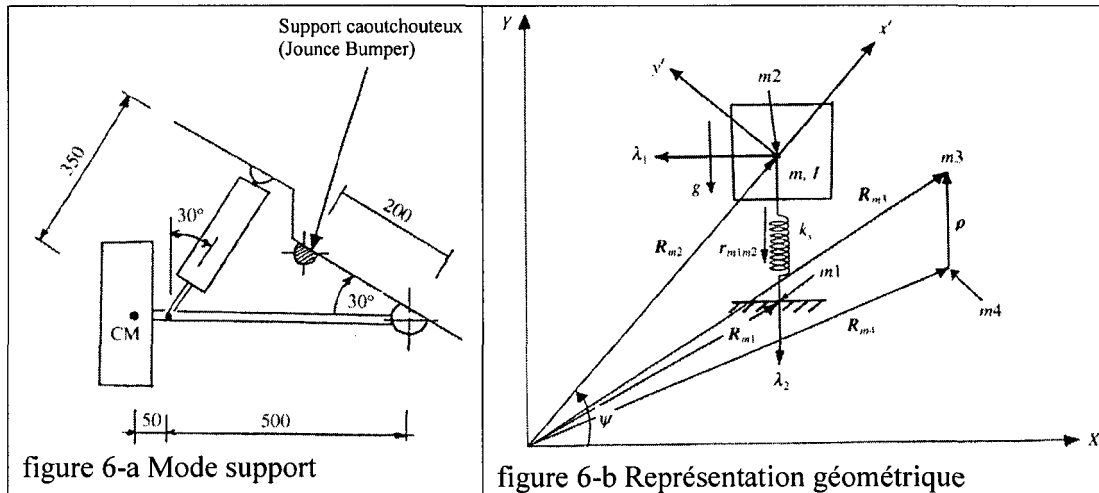


figure 6. Système de suspension d'un quart de véhicule de type Macpherson [45].

Avec les contraintes à implémenter, le mouvement de la masse m_2 est désiré être dans la direction Y .

L'énergie cinétique de la masse m est :

$$\text{équation 41: } K = \frac{1}{2} m \dot{y}^2$$

En utilisant les équations de Lagrange, l'équation du mouvement de la masse m est :

$$\text{équation 42: } m(\ddot{y} - g) + k_s y + \lambda_2 \frac{\partial C}{\partial y} = 0$$

où C est le scalaire contrainte et λ_2 est le multiplicateur de Lagrange.

L'équation 42 de second ordre peut-être réduit en deux paires d'équations de premier ordre :

$$\text{équation 43: } \left. \begin{aligned} m(\dot{v} - g) + k_s y + \lambda_2 \frac{\partial C}{\partial y} &= 0 \\ v - \dot{y} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

d'une manière similaire, selon l'axe OX :

$$\text{équation 44: } \left. \begin{aligned} m(\dot{u}) + \lambda_1 \frac{\partial C}{\partial x} &= 0 \\ u - \dot{x} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

la fonction de contrainte est formulée comme suit :

$$\text{équation 45: } \vec{C} = \vec{R}_{m1} - (\vec{R}_{m2} - \vec{r}_{m1m2}) = 0$$

Les vecteurs dans l'équation 44 sont connus à chaque instant dans le référentiel fixe comme suit :

$$\left. \begin{aligned} \vec{R}_{m1} &= x_{m1} \vec{i} + y_{m1} \vec{j} \\ \vec{R}_{m2} &= x_{m2} \vec{i} + y_{m2} \vec{j} \\ \vec{r}_{m1m2} &= r_x \vec{i} + r_y \vec{j} \end{aligned} \right\}$$

la dépendance fonctionnelle des composantes r_x, r_y en angle de rotation d'Euler ψ est :

$$\left. \begin{aligned} r_x &= r_{x'} \cos(\psi) - r_{y'} \sin(\psi) \\ r_y &= r_{x'} \sin(\psi) + r_{y'} \cos(\psi) \end{aligned} \right\}$$

après substitution dans l'équation 45, on obtient l'équation suivante :

équation 46:

$$\vec{C} = \{x_{m1} - x_{m2} - (r_{x'} \cos \psi - r_{y'} \sin \psi)\} \vec{i} + \{y_{m1} - y_{m2} - (r_{x'} \sin \psi + r_{y'} \cos \psi)\} \vec{j} = 0$$

ainsi :

$$\begin{aligned} \frac{\partial C}{\partial x} = \vec{C} \cdot \vec{i} &= x_{m1} - x_{m2} - (r_{x'} \cos \psi - r_{y'} \sin \psi) \\ \frac{\partial C}{\partial y} = \vec{C} \cdot \vec{j} &= y_{m1} - y_{m2} - (r_{x'} \sin \psi + r_{y'} \cos \psi) \end{aligned}$$

La dépendance fonctionnelle du vecteur \vec{r}_{m1m2} en l'angle ψ introduit l'équation du moment d'Euler conformément à l'équation 46 de liaison de contrainte, est :

$$\vec{\lambda} \cdot \frac{\partial \vec{C}}{\partial \psi} = \vec{\lambda} \cdot (\vec{k} \wedge \vec{r}_{m1m2}) = (\vec{r}_{m1m2} \wedge \vec{\lambda}) \cdot \vec{k} = \lambda_2 r_y - \lambda_1 r_x$$

$$\text{avec } \vec{\lambda} = \begin{pmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \end{pmatrix}$$

L'équation du moment d'Euler est réduite aux deux paires d'équations de premier ordre :

$$\begin{aligned} I_{zz} \dot{\varpi} + \lambda_2 r_y - \lambda_1 r_x &= 0 \\ \varpi - \dot{\psi} &= 0 \end{aligned}$$

en remplaçant ces relations dans les équations de mouvement on obtient le système suivant :

$$\text{ système 1: } \left. \begin{aligned} m\dot{u} + \{x_{m1} - x_{m2} - (r_x \cos(\psi) - r_y \sin(\psi))\} \lambda_1 &= 0 \\ m(\dot{v} - g) + k_s y + \{y_{m1} - y_{m2} - (r_x \sin(\psi) + r_y \cos(\psi))\} \lambda_2 &= 0 \\ I_{zz} \dot{\varpi} + \lambda_2 (r_x \sin(\psi) + r_y \cos(\psi)) - \lambda_1 (r_x \cos(\psi) - r_y \sin(\psi)) &= 0 \\ u - \dot{x} &= 0 \\ v - \dot{y} &= 0 \\ \varpi - \dot{\psi} &= 0 \\ x_{m1} - x_{m2} - (r_x \cos(\psi) - r_y \sin(\psi)) &= 0 \\ y_{m1} - y_{m2} - (r_x \sin(\psi) + r_y \cos(\psi)) &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Il y a huit inconnus; $u, v, x, y, \varpi, \psi, \lambda_1, \lambda_2$ et huit équations dans le système 1. Les deux dernières équations du système 1 contraignent les mouvements dans les directions OX et OY comme une dépendance fonctionnelle en ψ . Ceci en réalité donne un degré de liberté indépendant en terme d'angle ψ . Pour un modèle cinématique, l'angle ψ peut être exprimé comme une fonction de contrainte de mouvement telle que :

$$\text{équation 47: } \psi(t) = \frac{3\pi}{20} t$$

où le coefficient du temps, t , dans l'équation 47 représente l'angle que l'axe dans la figure 6-a pour faire une rotation durant une seconde pour que le support en caoutchouc

(« jounce bumper ») prene place. L'équation 47 et les relations de contraintes pour x et y dans le système 1 décrivent complètement le mouvement de l'élément d'inertie. Ces équations correspondent à l'analyse cinématique du modèle. Il faudrait, ainsi, observé que sous les solutions sous les conditions cinématiques aux équations du mouvement ne sont pas demandées [45]. Ceci veut dire que les contributions de l'inertie sont ignorées. Bien que une telle analyse cinématique est utile dans les modèles complexes pour observer les mécanismes des articulations dans le but de vérifier les fonctions désirées, le fait que les effets de l'inertie sont ignorés dans l'analyse est jugé dangereux pour l'estimation des charges ou la sélection de système de conformité appropriée et les sources d'amortissement.

Pour l'analyse dynamique, la force d'excitation ou le couple du système doivent être introduits. En plus de l'analyse abordée par M.A.Julien [37] pour un système de suspension en mode verticale, H. Rahnejat [45] considère le moment induit par l'excitation due aux irrégularités de la route au niveau de l'articulation du gond. Dans ce modèle H. Rahnejat [45] incorpore la force d'interaction route-pneu comme une fonction du temps. Ceci peut-être représenté par une action de force selon la direction OY dans un cas simple. En réalité un état complexe de force/couple agit sur la roue. Pour l'exemple de la figure 6-b, on a :

$$F_y(t) = f(t)$$

ce terme doit être ajouté à l'équation du mouvement selon la direction y .

L'action du support de choc « bump-stop » doit être incorporé dans le modèle comme une force d'impact. Son point d'application est donné dans la figure 6-b par le vecteur \vec{R}_{m_3} par rapport au référentiel global. Le marqueur correspondant m_4 , dans la

figure 6-b, qui cause un impact sur le support de choc est donné par le vecteur \vec{R}_{m4} tel que :

$$\vec{R}_{m3} - \vec{R}_{m4} = \vec{\rho}$$

H. Rahnejat [45] modélise la force du support de choc comme suit :

$$\text{ystème 2: } \left. \begin{array}{ll} Q = k_{bs} \delta^e, & \delta = |\vec{\rho}| - l, \quad |\vec{\rho}| > l \\ Q = 0, & \delta = 0, \quad |\vec{\rho}| \leq l \end{array} \right\}$$

où Q est la réaction du support de choc, k_{bs} sa raideur, δ sa déflexion élastique, $|\vec{\rho}|$ est l'écart instantané entre les marqueurs m_3 et m_4 , l est l'écart original ou de design entre les deux mêmes marqueurs et e l'exposant déflexion-charge des caractéristiques du support de choc. La même forme que le système 2 peut être utilisée pour décrire la force de réaction du pneu. Les caractéristiques d'amortissement du support de choc ou du pneu peuvent aussi être ajoutées en incluant la vitesse relative des membres de contact/impact comme le taux de changement de la pénétration multiplié par la constante d'amortissement. Pour le modèle proposé par H. Rahnejat [45] on assume que le support de choc agit selon la direction y du référentiel global.

Ainsi, l'équation du mouvement dans la direction y change et devient :

équation 48:

$$\left. \begin{array}{l} m(\dot{v} - g) + k_s y + \{y_{m1} - y_{m2} - (r_x \sin(\psi) + r_y \cos(\psi))\} \lambda_2 = f(t) - (k_{bs} \delta^e) \\ \text{avec } \delta > 0 \end{array} \right\}$$

L'équation 48 remplace l'équation correspondante dans le système 1, qu'on peut exprimer sous forme matricielle selon le système 3:

système 3:

$$\begin{bmatrix}
 m\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \{x_{m1} - x_{m2} - (r_x \cos(\psi) - r_y \sin(\psi))\} & 0 \\
 0 & m\alpha & 0 & 0 & k_x & 0 & 0 & \{y_{m1} - y_{m2} - (r_x \sin(\psi) - r_y \cos(\psi))\} \\
 0 & 0 & I_{zz}\alpha & 0 & 0 & 0 & -r_x \cos(\psi) - r_y \sin(\psi) & r_x \sin(\psi) + r_y \cos(\psi) \\
 1 & 0 & 0 & -\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & -\alpha & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -\alpha & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -(r_x \cos(\psi) - r_y \sin(\psi)) & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -(r_x \sin(\psi) + r_y \cos(\psi))
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 u \\
 v \\
 \varpi \\
 x \\
 y \\
 \psi \\
 \lambda_1 \\
 \lambda_2
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 0 \\
 f(t) - k_{bx}\delta^e \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{bmatrix}$$

où $\alpha = \frac{s}{\Delta t}$, s est un facteur d'échelle utilisé la procédure d'intégration étape par étape et

Δt est le pas du temps de l'intégration.

Le système 3 peut-être représenté dans une forme générale :

$$J(q, \lambda, \alpha) \{q, \lambda\}^T = \{F_q\}$$

où J est la matrice Jacobienne (ou le Jacobien), $\{q, \lambda\}^T$ est le vecteur solution requis comprenant les variables d'état et les multiplicateurs de Lagrange et $\{F_q\}$ est le vecteur des forces appliquées. La matrice Jacobienne peut aussi être exprimée sous la forme suivante :

$$[J] = \begin{bmatrix} \left[\frac{s}{\Delta t} \frac{\partial K}{\partial \dot{q}} + \frac{\partial K}{\partial q} \right] & \left[\frac{\partial C}{\partial \lambda} \right] \\ \left[\frac{\partial C}{\partial q} \right] & [0] \end{bmatrix} \text{ où } K \text{ est l'énergie cinétique}$$

La résolution du système 3 peut se faire par la méthode Newton-Raphson ou par la méthode RUNGA-KUTTA.

3.2 Modèle de l'excitation aléatoire due à l'irrégularité de la chaussée :

L'excitation due au profil de la chaussée est de nature aléatoire. Dans cette étude, le profil de la piste est estimé à partir de la densité spectrale de puissance (Power Spectral Density, PSD). On définit le profil de la piste par la fonction $X(t)$ et en admettant que la surface de la piste est un processus aléatoire, stationnaire, gaussien et centré; c'est-à-dire que toutes ses propriétés statistiques sont invariables dans tout changement de l'argument t , que la loi de répartition de la variable $X(t)$ est une loi gaussienne, et que la moyenne de $X(t)$ pour tout t appartenant à $[0, T]$, est nulle.

Le processus aléatoire, stationnaire, gaussien $X(t)$ peut être considéré comme une fonction périodique dans le temps t , d'amplitude α , de fréquence circulaire ω et d'une phase ϕ [46]. Ainsi, le processus aléatoire $X(t)$ peut s'écrire selon l'équation 49 :

$$\text{équation 49: } X(t) = \alpha \cos(\omega t - \phi)$$

On peut exprimer $X(t)$ par la somme d'une série de fonctions harmoniques appelée série de fourrier :

$$\text{équation 50: } X(t) = \sum_i^N \alpha_i \cos(\omega_i t - \phi_i)$$

On suppose que la phase ϕ_i est aléatoire et répartie dans l'intervalle $[0, 2\pi]$. Donc la moyenne de l'équation 50 est donnée par l'équation 51 :

$$\text{équation 51: } E[X(t)] = \sum_i^N \alpha_i E[\cos(\omega_i t - \phi_i)] = 0$$

d'où :

$$\text{équation 52: } E[\cos(\phi_i)] = \int_0^{2\pi} \cos(\phi_i) \left(\frac{1}{2\pi}\right) d\phi_i = 0$$

Prenons la moyenne quadratique de $X(t)$:

$$\text{équation 53: } E[X(t)^2] = E\left[\sum_i^N \alpha_i \cos(\omega_i t - \phi_i) \sum_{j=1}^M \alpha_j \cos(\omega_j t - \phi_j)\right] = \sum_i^N \frac{1}{2} \alpha_i^2$$

l'équation 52 et l'équation 53 montrent que le processus est stationnaire. Dans le cas d'un processus aléatoire, stationnaire, gaussien, l'équation suivante doit être satisfaite en utilisant la moyenne m et l'écart type δ :

$$\text{équation 54: } \delta^2 = \int_{-\infty}^{\infty} S_{XX}(\omega) d\omega - m^2$$

comme $m = 0$, on peut discrétiser l'équation 54 et on obtient :

$$\text{équation 55: } \delta^2 = 2 \sum_{i=1}^N S_{XX}(\omega_i) \Delta\omega = E[X^2(t)] = \sum_i^N \frac{1}{2} \alpha_i^2$$

on obtient:

$$\text{équation 56: } \alpha_i = \sqrt{4S_{XX}(\omega_i) \Delta(\omega)}$$

Finalement, nous obtenons le processus $X(t)$ en fonction de la densité spectrale de puissance qui est donnée par :

$$\text{équation 57: } X(t) = \sum_{i=1}^N \sqrt{4S_{XX}(\omega_i) \Delta\omega} \cos(\omega_i t - \phi_i)$$

Pour la gamme de fréquence spatiale s'étalant de 0,01 à 10 cycles/m, la densité spectrale de puissance $S_{XX}(\gamma)$ tirée de l'expérience peut être représentée par une fonction exponentielle [46] donnée par le système 4 :

$$\text{système 4: } S(\gamma) = \begin{cases} S(\gamma_0) \left(\frac{\gamma}{\gamma_0} \right)^{-q_1} & \text{si } \gamma \leq \gamma_0 \\ S(\gamma_0) \left(\frac{\gamma}{\gamma_0} \right)^{-q_2} & \text{si } \gamma > \gamma_0 \end{cases}$$

avec $\gamma_0 = \frac{1}{2\pi}$ (cycles/m), $q_1 = 3,14 \pm 0,76$ et $q_2 = 2,11 \pm 0,38$. Robson [46] propose

pour plusieurs cas de surface de piste une seule fonction qui pourra être utilisée :

$$\text{équation 58: } S(\gamma) = R\gamma^{-q}$$

L'équation 58, représente un modèle de piste proche de la réalité, en utilisant $q = 2,5$ et R est un coefficient de rugosité qui caractérise le modèle de la piste comme il est indiqué au tableau 5. γ est la fréquence spatiale qui a une relation avec la fréquence circulaire ω donnée par:

$$\text{équation 59: } \omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi V}{\lambda} = 2\pi V\gamma$$

où T représente la période, V la vitesse du véhicule et λ la longueur d'onde qui égale à

$\frac{1}{\gamma}$. Du système 4 on peut tracer la densité spectrale de puissance illustrée dans la figure

7-a. De l'équation 57 on déduit le processus $X(t)$ en fonction de la densité spectrale de puissance comme montré dans la figure 7-b.

tableau 5. Coefficients de rugosité pour différentes pistes [46].

Autoroute (Motorway)	3×10^{-8} à 50×10^{-8}	Moyenne, 10×10^{-8}
Route principale (Main road)	3×10^{-8} à 800×10^{-8}	Moyenne, 50×10^{-8}
Route secondaire (Minor road)	50×10^{-8} à 3000×10^{-8}	Moyenne, 500×10^{-8}

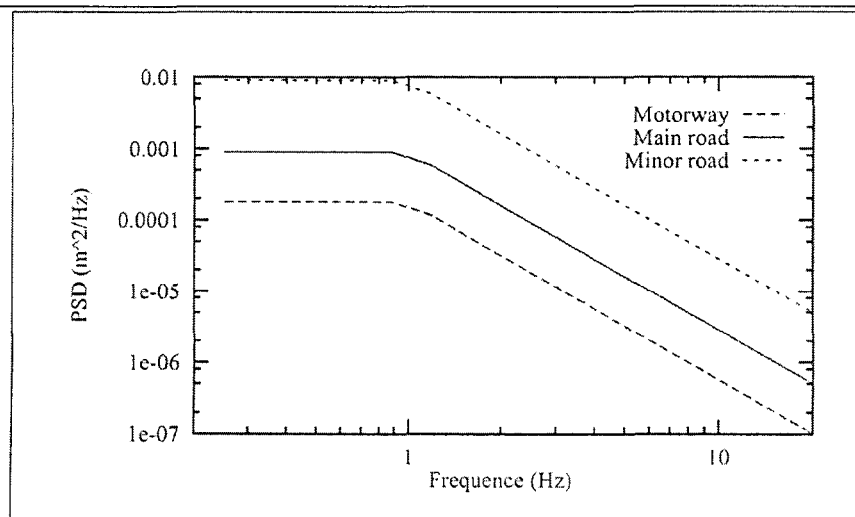


figure 7-a. Densité spectrale de la piste (PSD).

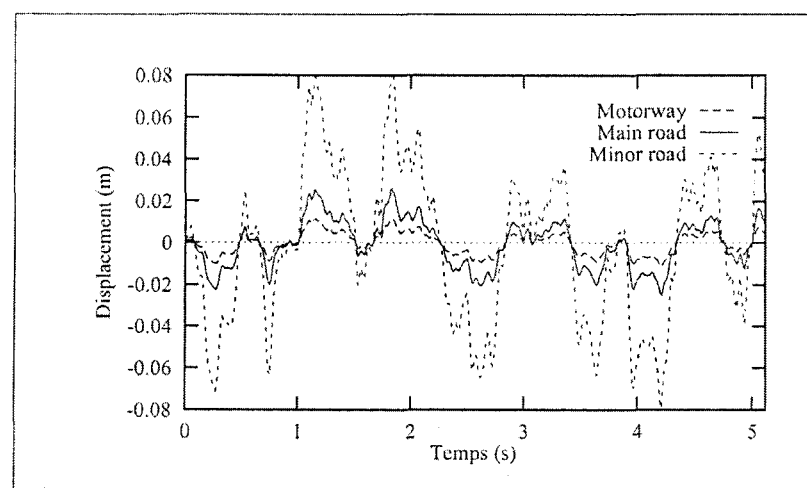


figure 7-b. Profil de la piste en fonction du temps.

figure 7. Profil de la piste.

Le spectre de la route ainsi obtenu correspond à celui d'un déplacement aléatoire vertical. Or la présente étude prend en considération l'excitation directe par une force dynamique aléatoire. Il est donc nécessaire de transformer le déplacement aléatoire en une force aléatoire tout en gardant la même pulsation ou la gamme de fréquence. C'est ainsi que le spectre de la route secondaire est normalisé. Nous avons multiplié les valeurs de ce spectre par un facteur commun estimé à partir des données statistiques.

Sur une route secondaire, la vitesse du véhicule est inférieure à 75 km/h (21m/s). À cette vitesse, un véhicule de 960 kg a une quantité de mouvement égale à 20 160 kg.m/s. Ainsi en 1/2 seconde, l'intervalle de temps pour une excitation maximale de l'ensemble des cinq secondes que dure la totalité de l'excitation aléatoire, on peut estimer une force d'excitation maximale de $20\ 160\ \text{kg.m}/0,5\text{s} = 40320\ \text{N}$. Cette force distribuée d'une manière égale sur les quatre systèmes de suspension, donne une force partielle $40320/4 \approx 10000\text{N}$. L'irrégularité de la route transmet donc au véhicule lors d'un choc élastique avec le quart d'un véhicule, une force de l'ordre de 10000N.

3.3 Simplification du modèle dynamique de la suspension dans le cas du bras de suspension inférieur :

La stabilité partielle du véhicule est assurée par un système de contrôle qui a pour chaîne d'action le pneu de constante de raideur K_p et pour chaîne de retour en contre réaction négative un ressort de raideur K_s monté avec un amortisseur C_s , comme le montre la figure 8. En effet, la force d'excitation F_2 de l'irrégularité de la route, à travers le pneu est équilibrée par la contre réaction F_1 par le biais de la chaîne de retour supportant le quart de la masse du véhicule. La contre réaction F_1 ramène le bras de suspension à sa place d'équilibre d'une manière linéaire, dans le domaine des petites perturbations et la domination du comportement élastique du matériau donnant un état des contraintes faibles. On peut alors écrire la relation :

$$\text{équation 60: } \frac{x_1}{L_1} = \frac{x_2}{L_2} \Rightarrow x_1 = \frac{L_1}{L_2} x_2$$

Connaissant x_2 la déflexion, par rapport à la position d'équilibre, causée par le profil de la chaussée $S(\gamma)$, on peut déduire le déplacement x_1 comme indiquée dans la figure 8.

La masse non suspendue, telle que la masse du ressort, pneu et l'amortisseur est négligeable devant les efforts dynamiques mis en jeu.

Les paramètres de la suspension sont donnés dans le tableau 6.

tableau 6. Paramètres de la suspension [46].

Masse suspendue = m_s :	Masse non suspendue = : m_l .	K_s du ressort	C_s de l'amortisseur	K_p du pneu
240 kg	36kg	16000 N/m	1000 N.s/m	160 000 N/m

Les forces appliquées au bras de suspension inférieur d'un quart de véhicule sont :

- $F_2 = k_p x_2$ exercée par le pneu excité par x_2
- $F_1 = K_s x_1 + C_s \dot{x}_1$ force de contre réaction exercée par le ressort et l'amortisseur.

Connaissant les valeurs expérimentales [46] de la PSD $S(\gamma)$ décrite par le système 4, on peut déduire x_2 et par la suite F_2 . L'équation 60 nous permet d'avoir le spectre x_l . Une fois x_l est connue, la détermination complète des valeurs de F_l se fait d'une manière numérique, étant donné que \dot{x}_1 peut-être calculée par une dérivée numérique de x_l .

La normalisation du spectre du profil de la chaussée $S(\gamma)$, fonction de la vitesse du véhicule, obtenu à partir de la densité spectrale de puissance PSD, est nécessaire pour garder la même gamme de fréquence et pouvoir la transformer en une force excitation. Le facteur, qui doit être multiplié par les valeurs de la densité spectrale, dépend des valeurs numériques de la masse suspendue, la constante de raideur du pneu et de l'amortisseur, la constante d'amortissement de l'amortisseur et la masse non suspendue.

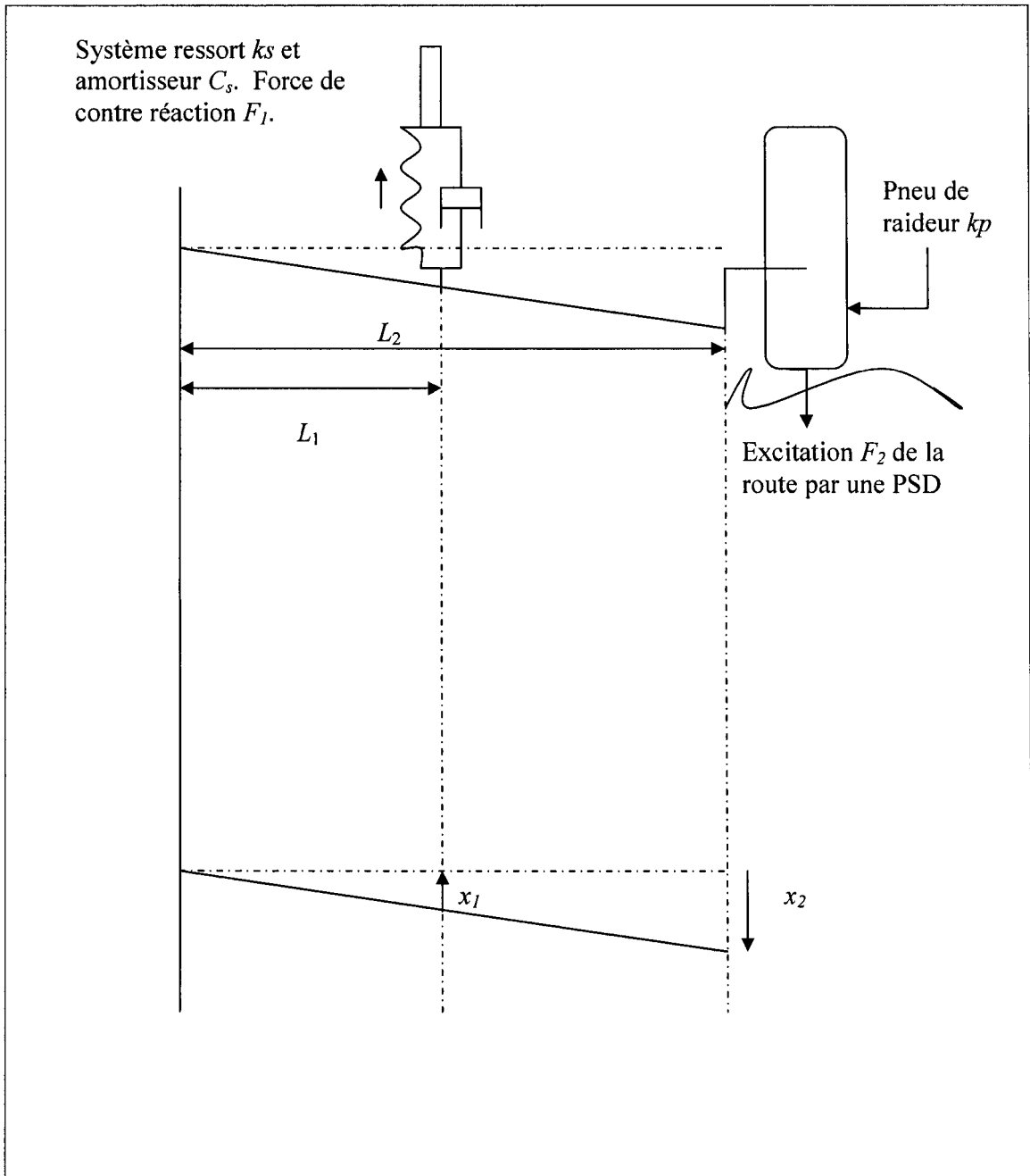
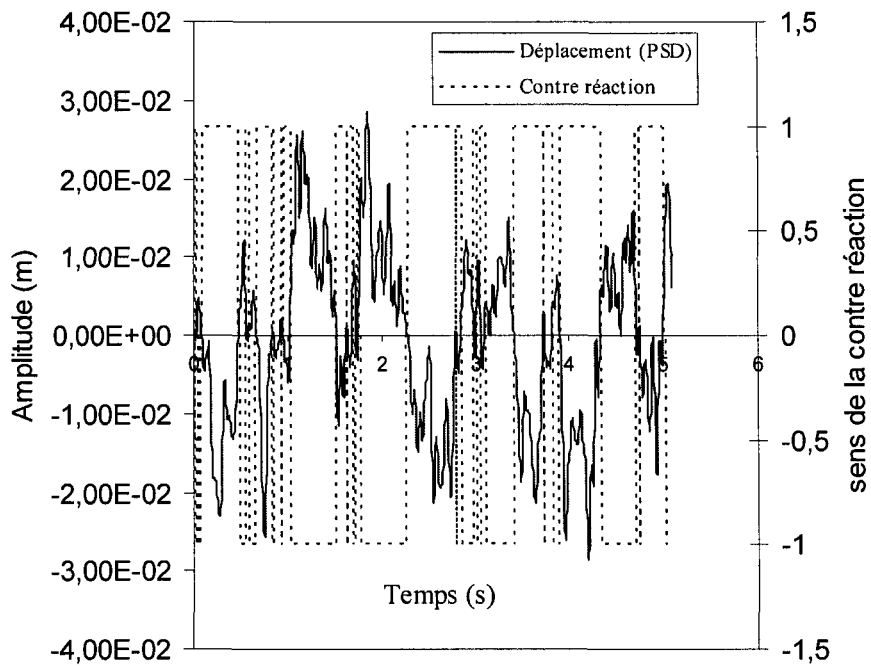


figure 8. Schéma du couplage mécanique entre le système de contrôle de la suspension d'un véhicule et le bras de suspension inférieur.

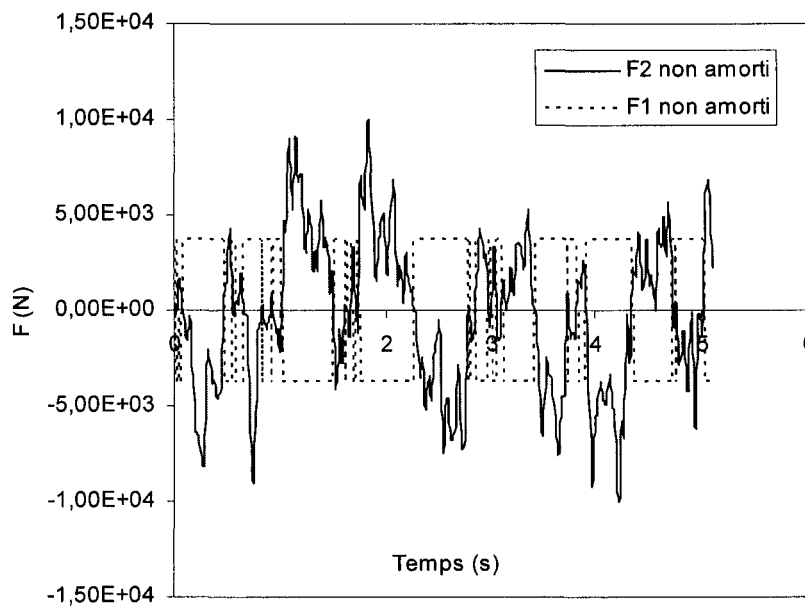
La valeur numérique [46] de ce facteur est estimée à: 0,025. La détermination des valeurs numériques de \dot{x}_1 permet le calcul de $F_1 = K_s x_1 + C_s \dot{x}_1$. \dot{x}_1 est déterminé numériquement par :

$$\dot{x}_1 = \frac{x_1(t + \Delta t) - x_1(t)}{\Delta t}$$

Les données numériques de Δt , PSD $S(\gamma)$, x_1 , \dot{x}_1 et x_2 ainsi que F1 et F2 sont colligées dans les tableaux en annexe 1 pour les 43/100 premières secondes de la simulation. Le poids du véhicule est estimé à 3750N opposé dans la chaîne de retour à l'excitation aléatoire de valeur maximale 4000N, dans le cas sans amortissement. Le signal de la densité spectrale de puissance est échantillonné à un pas de temps de 0,01 seconde pour une durée de simulation de l'ordre 5,11 secondes. La valeur maximale de la force d'excitation à travers un pneu de raideur 160×10^3 (N/m) est de l'ordre de 4000N. Les spectres de la figure 9 illustrent le passage d'une PSD déplacement à une PSD force en mode non amorti, alors que celui de la figure 10 montrent la comparaison entre les spectres en mode amorti et non amorti ainsi qu'une visualisation de l'opposition de phase entre l'excitation F_2 et la force F_1 de la chaîne de retour dans le système de contrôle d'une suspension d'un véhicule. La valeur maximale de la force de la chaîne de retour $F_1 = K_s x_1 + C_s \dot{x}_1$ est de l'ordre de 1200 N en valeur absolue.

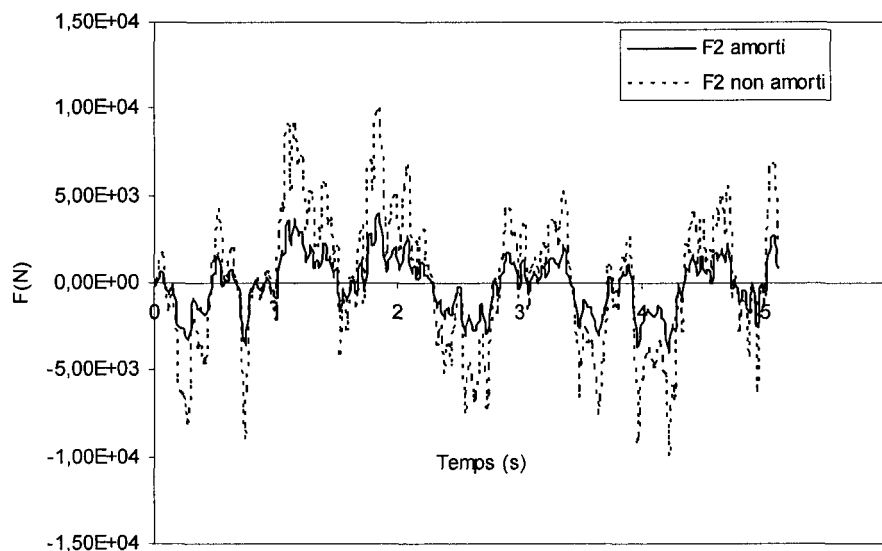


(a) PSD en déplacement et le sens de la contre réaction.

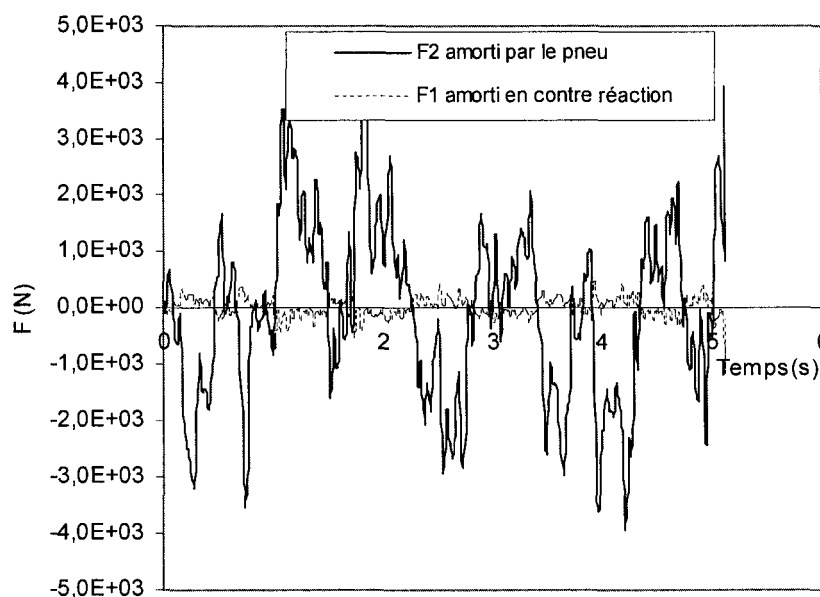


(b) Mode non amorti : Force F_2 en contre réaction par F_1 .

figure 9. Passage d'une PSD déplacement à une excitation force aléatoire.



(a) Excitation F_2 de la route en mode amorti et non amorti.



(b) Mode amorti : Excitation de la route F_2 et la chaîne de retour F_1 .

figure 10. Différents spectres des forces mises en jeu dans le système de contrôle de la suspension d'un véhicule.