

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
جامعة عمّار ثليجي بالأغواط  
UNIVERSITE Amar Telidji de Laghouat  
كلية التكنولوجيا  
FACULTE DE TECHNOLOGIE  
قسم الالكتروتقني  
DEPARTEMENT D'ELECTROTECHNIQUE  
**MEMOIRE DE MASTER**



DOMAINE : SCIENCES ET TECHNOLOGIE  
FILIERE : ELECTROTENCHIQUE  
OPTION : COMMANDE ELECTRIQUE  
OPTION : AUTOMATIQUE ET SYSTEMES

Réalisé par :

**YOUSSEFI ZINEB  
YOUSSEFI FAIZA**

**THEME**

---

***Commande Floue Optimisée de la Suspension Active  
d'un Véhicule***

---

***Soutenu publiquement devant le jury composé de :***

|               |          |                |              |
|---------------|----------|----------------|--------------|
| Mr. GUIBADJ   | Mossadek | MCA à L'UATL   | Président    |
| Mr. BENDJEDIA | Bachir   | MCA à L'UATL   | Examineur    |
| Mr. MOKRANI   | Lakhdar  | Prof. à L'UATL | Encadreur    |
| Mme BENLARBI  | Keltoum  | MCB à L'UATL   | Co-encadreur |

***Année Universitaire 2021/2022***

**ملخص:**

الهدف الرئيسي من هذه المذكرة هو النمذجة والتحكم الضبابي الأمثل في نظام تعليق السيارة النشط (SAI). تم تصميم هذا النظام لزيادة مستوى سلامة السيارة وتوفير راحة أكبر للركاب عن طريق تقليل الإهتزازات بغض النظر عن شكل الطريق. أولاً، تم إنشاء النماذج الرياضية لأنظمة التعليق النشطة لمختلف الحالات من ربع سيارة، نصف سيارة و سيارة كاملة. لتحسين أداء نظام التعليق، تم استخدام نوعين من المنظمات ( $PID$  و  $PID$  غامض) لتعديل قوى مشغلات التعليق. تم التغلب على مشكلة تحديد قيم هذه المنظمات من خلال تقليل حدة إهتزازات الكتلة المعلقة باستخدام 'OPTIMTOOL' من *MATLAB*. بعد ذلك، تم استخدام مشغل كهرومغناطيسي يعتمد على محرك متزامن ذي مغناط دائمة (*MSAP*) بتدفق موجه لإنشاء القوة اللازمة لأداء النظام. نتائج المحاكاة اثبتت قدرة هذا النظام على التقليل من حدة الإهتزازات التي تسببها مطبات الطريق.

**كلمات مفتاحية:** نظام تعليق السيارة النشط ، النمذجة ، ربع سيارة ، نصف سيارة و سيارة كاملة، منظم ( $PID$ )، منظم ( $PID$ ) ضبابي، محرك متزامن ذو مغناط دائمة ، تحكم ذو التدفق الموجه، محاكاة.

**Résumé :**

L'objectif principal de ce mémoire est la modélisation et la commande floue optimisée d'un système de Suspension Active d'un Véhicule (*SAV*). Ce système a été conçu pour augmenter le niveau de sécurité du véhicule et offrir un plus grand confort aux passages en réduisant les vibrations quel que soit le profil de route. Tout d'abord, les modèles mathématiques des systèmes de suspension active ont été établis pour différents cas de  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$  et du véhicule complet. Pour améliorer les performances du système de *SAV*, deux types de régulateurs (un *PID* et un *PID* flou) ont été utilisées pour moduler les forces des actionneurs de suspension. Le problème de détermination des gains de ces régulateurs a été surmonté par l'optimisation des oscillations de la masse suspendue en utilisant 'OPTIMTOOL' de *MATLAB*. Ensuite, un actionneur électromagnétique à base d'un Moteur Synchrone à Aimants Permanents (*MSAP*) et à flux orienté a été utilisé pour générer le profil de la force requis pour une bonne suspension active du véhicule. Une étude de simulation a été menée sur le modèle de quart véhicule d'un système de *SAV* sous *MATLAB/SIMULINK*. Les résultats obtenus montrent la bonne aptitude de ce système de bien amortir les oscillations dues aux perturbations causées par le profil de la route.

**Mots clés :** *SAV, Modélisation,  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$  et véhicule complet, Commande optimisée, Régulateur PID, Régulateur PID flou, Actionneur, MSAP à flux orienté, Simulation.*

**Abstract :**

The main objective of this memoir is the modeling and optimized fuzzy control of a Vehicle Active Suspension (VAS) system. This system has been designed to increase the safety level of the vehicle and to provide greater comfort to the passengers by reducing vibrations regardless of the road profile. Firstly, the mathematical models of the active suspension systems were established for different cases of  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$  and the whole vehicle. To improve the performance of the VAS system, two types of controllers (a *PID* and a fuzzy *PID*) were used to modulate the forces of the suspension actuators. The problem of tuning the gains of these controllers was overcome by optimizing the oscillations of the suspended mass using '*OPTIMTOOL*' of *MATLAB*. Next, an electromagnetic actuator based on a field oriented Permanent Magnet Synchronous Motor (*PMS*) was used to generate the force profile required for good active vehicle suspension. A simulation study was carried out on the vehicle quarter model of an *SAV* system in *MATLAB /SIMULINK*. The results obtained show the good ability of this system to damp well the oscillations due to the disturbances caused by the road profile.

**Key words:** *VAS, Modelling,  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$  and complete vehicle, Optimized control, PID controller, Fuzzy PID controller, Actuator, Field oriented MSAP, Simulation.*

## Dédicace

*Je dédie ce mémoire :*

- *Aux êtres qui sont les plus chers à mon cœur, maman et papa source d'affection et de confiance, qui sont présents à mes côtés chaque moment passé dans cette vie. Que dieu les protège et que la réussite soit toujours à ma portée pour que je puisse les combler de bonheur.*
- *A mes très chères sœurs **Bouchra** et **Khadija** ;*
- *A mes frères **Tayeb**, **Noureddine**, **Madani** et **Abdelkader** ;*
- *A mon cher neveu **Mohammed Taïa** ;*
- *A ma chère jumelle et binôme **Faïza**.*

**ZINEB**

## Dédicace

*Je dédie ce mémoire :*

- *Aux êtres qui sont les plus chers à mon cœur, maman et papa source d'affection et de confiance, qui sont présents à mes côtés chaque moment passé dans cette vie. Que dieu les protège et que la réussite soit toujours à ma portée pour que je puisse les combler de bonheur.*
- *A mes très chères sœurs **Bouchra** et **Khadíja** ;*
- *A mes frères **Tayeb**, **Noureddine**, **Madani** et **Abdelkader** ;*
- *A mon cher neveu **Mohammed Taïa** ;*
- *A ma chère jumelle et binôme **Zineb**.*

**FAIZA**

## Remerciements

*Avant tout je remercie mon grand dieu qui m'a donné la foi, la volonté et la patience pour pouvoir réaliser ce mémoire.*

*Je remercie aussi Monsieur **MOKRANI Lakhdar**, de m'avoir encadrée. Qu'il veuille trouver ici l'expression de ma profonde et respectueuse gratitude pour avoir guidé mes travaux avec patience et assiduité tout au long de la préparation de ce mémoire.*

*J'exprime également ma vive reconnaissance à Madame **Keltoum BENLARBI**, pour avoir co-encadré ce travail. Elle n'a pas ménagé ses efforts pour nous aider dans la partie simulation notamment celle concernant la commande de l'entraînement électrique.*

*Je remercie tous les membres du jury d'avoir accepté de faire partie de mon jury de soutenance, témoignant ainsi de l'intérêt qu'ils portent à ce travail ; et pour avoir pris le temps pour lire et d'évaluer mon travail, à savoir le président du jury monsieur **GUIBADJ Mossadek** et le membre examinateur monsieur **BENDJEDIA Bachir**.*

*Je tiens à remercier également l'ensemble des enseignants ainsi que tout le personnel du département d'Electrotechnique de l'université **AMMAR TELIDJI – Laghouat** pour leur aide durant toute la période de mes études.*

## *Liste des Symboles et Abréviations*

- Symboles

|                              |  |
|------------------------------|--|
| $M_s$                        | Représente la masse suspendue supportée par le châssis   |
| $M_u$                        | Représente la masse non-suspendue du pneu  |
| $K_s$ et $C_s$               | Constantes du ressort et de l'amortisseur linéaires situés entre la masse suspendue et non-suspendue |
| $K_t$                        | Constante du ressort linéaire qui modélise la raideur du pneu  |
| $Z_s$ et $Z_u$               | Représentent le déplacement vertical de la masse suspendue et non-suspendue                          |
| $Z_r$                        | Profil vertical de la route  |
| $F_u$                        | Force appliquée entre la masse suspendue et non suspendue par l'actionneur de la suspension active   |
| $A$                          | Matrice d'état   |
| $B$                          | Matrice de commande  |
| $C$                          | Matrice d'observation  |
| $D$                          | Matrice de transmission directe  |
| $X$                          | Vecteur des variables d'état   |
| $Y$                          | Vecteur des sorties du système   |
| $U$                          | Vecteur des entrées du système   |
| $L = l_1 + l_2$              | Distance séparant les roues de droite et de gauche   |
| $Cr$                         | Centre de roulis qui dépend de la géométrie de la suspension   |
| $\dot{Z}_s - \dot{Z}_{u1,2}$ | Vitesses de la masse non suspendue côté gauche (droit)   |
| $\dot{Z}_{u1,2}$             | Vitesses de la masse non suspendue du côté gauche (droit)  |
| $\dot{Z}_s$                  | Vitesse verticale de la caisse   |
| $\ddot{\theta}$              | Accélération angulaire de roulis de la caisse  |
| $h$                          | Bras de levier entre le centre de gravité de la masse suspendue et son centre de rotation            |

|                          |  |
|--------------------------|--|
| $Z_s - Z_{u1,2}$         | Débattement de la suspension côté gauche (droit)   |
| $\mu(x)$                 | Degré d'appartenance de $x$ à $A$ .  |
| $X = [x_0 \ x_n]$        | Univers du discours  |
| $u_i(x_1)$ et $u_i(x_2)$ | Respectivement les degrés d'appartenance des deux entres du régulateur   |
| $\omega$                 | Pulsation des courants statoriques   |
| $p$                      | Nombre de pair de pôles de la machine  |
| $\Omega$ ou $\omega_r$   | Vitesse de rotation de la machine  |
| $[v_s]$                  | Vecteur des tensions statoriques   |
| $[i_s]$                  | Vecteur des courants statoriques   |
| $[R_s]$                  | Matrice des résistances du stator.   |
| $M_{s0}$                 | Inductance mutuelle entre deux phases statoriques  |
| $L_{s0}$                 | Inductance propre d'une phase statorique   |
| $\theta$                 | Position angulaire du rotor par rapport au stator  |
| $[\varphi_{fabc}]$       | Vecteur des flux créés par l'aimant à travers l'enroulement statorique   |
| $M_{s0}$                 | Inductance mutuelle entre deux phases statoriques  |
| $L_{s0}$                 | Inductance propre d'une phase statorique   |
| $\theta$                 | Position angulaire du rotor par rapport au stator.   |
| $J$                      | Inerte du rotor  |
| $c_{em}$                 | Couple électromagnétique   |
| $c_r$                    | Couple résistant   |
| $f_c$                    | Coefficient du frottement visqueux.  |
| $[p(\theta)]$            | Matrice de passage direct de Park elle est donnée par  |
| $X$                      | Représente les variables considérées de la machine (tensions, courants ou flux)  |
| $X_0$                    | Composante homopolaire, ajoutée pour rendre la transformation réversible, elle est nulle lorsque le système est en équilibre |
| $\alpha$                 | Rapport cyclique   |

- **Abréviations**

|             |   |
|-------------|---|
| <i>SAV</i>  | Suspension Active de Véhicule                       |
| <i>ICE</i>  | Internal Combustion Engine                          |
| <i>DDL</i>  | Degré De Liberté                                    |
| <i>PID</i>  | Régulateur Proportionnel – Intégral – Dérivateur    |
| <i>USA</i>  | Université de Backely California                    |
| <i>NG</i>   | Négatif Grand                                       |
| <i>EZ</i>   | Egal Zéro   |
| <i>PG</i>   | Positif Grand                                       |
| <i>PD</i>   | Régulateur Proportionnel –Dérivateur                |
| <i>PI</i>   | Régulateurs classiques (Proportionnelle, Intégrale) |
| <i>MSAP</i> | Machines Synchrones à Aimants Permanents            |
| <i>DC</i>   | Direct Current                                      |
| <i>GTO</i>  | convertisseur statique                              |
| <i>MLI</i>  | Modulation de Largeur d’Impulsion.                  |

## Liste des Figures

| <i>Figure</i>   | <i>Page</i> |
|---|-------------|
| <i>Figures du Chapitre I</i>  |             |
| Figure (I.1) Carrosse, construite vers 1650, exposée au Musée del'Automobile de Turin.....  | 6           |
| Figure (I.2) Système de suspension à un seul essieu rigide, Inventé par Elliot en 1804.   | 7           |
| Figure (I.3) Première automobile équipée d'un Moteur à combustion interne, construite par Karl Benzen 1886.....   | 7           |
| Figure (I.4) Module avant de la suspension BOSE.....  | 8           |
| Figure (I.5) Roue active de Michelin.....   | 9           |
| Figure (I.6) Suspension d'un véhicule automobile.....   | 10          |
| Figure (I.7) Eléments de la suspension.....   | 10          |
| Figure (I.8) Types de ressorts d'une suspension de véhicule.....  | 11          |
| Figure (I.9) La barre antiroulis.....   | 12          |
| Figure (I.10) Amortisseur hydraulique.....  | 12          |
| Figure (I.11) Exemples d'amortisseurs semi-actifs à contrôle électronique:<br>Electrovanne électrohydraulique (Sachs), b) Amortisseur magnétorhéologique (Delphi)<br>et c) Amortisseur électrorhéologique (Fluidicon) ..... | 13          |
| Figure (I.12) Exemple d'un système de suspension active.....  | 14          |
| Figure (I.13) Profil des suspensions actives.....   | 15          |
| Figure (I.14) Exemple d'une suspension électromagnétique.....   | 16          |
| <i>Figures du Chapitre II</i>   |             |
| Figure (II.1) Modèle du système de suspension d'un quart de véhicule à 2 DDL .....  | 20          |
| Figure( II.2) Modèle du système de suspension d'un demi véhicule latéral avant ou<br>arrière.....   | 22          |
| Figure( II.3) Modèle du système de suspension d'un demi véhicule longitudinal.....  | 25          |

|   |    |
|---|----|
| Figure (II.4) Modèle du système de suspension d'un véhicule complet (7DDL)..... | 28 |
|---|----|

### *Figures du Chapitre III*

|  |    |
|--|----|
| Figure (III.1) Représentation d'une variable linguistique.....   | 36 |
| Figure (III.2) Exemple de fonction d'appartenance.....   | 36 |
| Figure (III.3) Structure générale d'un contrôleur flou.....  | 38 |
| Figure (III.4) Fuzzification d'un variable linguistique pour 5 sous-ensembles flous.....   | 39 |
| Figure (III.5) Schéma synoptique d'un régulateur <i>PD</i> flou.....   | 41 |
| Figure (III.6) Schéma synoptique d'un régulateur <i>PI</i> flou.....   | 42 |
| Figure(III.7) Schéma synoptique d'un régulateur <i>PID</i> flou.....   | 42 |
| Figure (III.8) Commande d'un système de suspension active d'un véhicule en boucle fermée.....  | 43 |
| Figure (III.9) Fenêtre de l'outil ' <i>OPTIMTOOL</i> ' de <i>MATLAB</i> .....  | 45 |
| Figure (III.10) Schéma block du système de suspension active d'un quart véhicule en boucle ouverte sous <i>SIMULINK</i> .....                              | 48 |
| Figure (III.11) Schéma bloc simulant le système de suspension active d'un quart véhicule en boucle fermée à base d'un régulateur <i>PID</i> .....          | 48 |
| Figure (III.12) Schéma bloc simulant le système de suspension active d'un quart véhicule en boucle fermée avec à base d'un régulateur <i>PID</i> flou..... | 49 |
| Figure (III.13) Résultats de simulation du système de suspension active d'un quart véhicule en boucle ouverte.....   | 51 |
| Figure (III.14) Résultats de simulation du système de suspension active d'un quart véhicule en boucle fermée à base d'un régulateur <i>PID</i> .....       | 52 |
| Figure (III.15) Résultats de simulation d'un système de suspension active d'un quart véhicule en boucle fermée à base d'un régulateur <i>PID</i> flou..... | 53 |

### *Figures du Chapitre IV*

|   |    |
|---|----|
| Figure (IV.1) Machine synchrone à aimants permanents.....             | 56 |
| Figure (IV.2) Différentes structures des rotors des <i>MSAP</i> ..... | 57 |

|  |           |
|--|-----------|
| Figure (IV.3) Schéma de la <i>MSAP</i> dans le repère <i>abc</i> .....   | <b>59</b> |
| Figure (IV.4) Schéma équivalent de la <i>MSAP</i> dans le repère ( <i>d,q</i> ).....   | <b>61</b> |
| Figure (IV.5) Schéma de principe de l'association <i>MSAP</i> – alimentation dédiée à une suspension active.....   | <b>63</b> |
| Figure (IV.6) Schéma d'un l'hacheur 'Boost' .....  | <b>63</b> |
| Figure (IV.7) Représentation d'un onduleur de tension triphasé.....  | <b>64</b> |
| Figure (IV.8) Principe de la commande vectorielle du <i>MSAP</i> .....   | <b>66</b> |
| Figure (IV.9) Schéma bloc simulant le système de suspension active de ¼ d'un véhicule à base d'un <i>MSAP</i> à flux orienté équipée d'un régulateur <i>PID</i> .....    | <b>68</b> |
| Figure (IV.10) schéma bloc simulant le système de suspension active de ¼ de véhicule à base d'un <i>MSAP</i> à flux orienté équipée d'un régulateur <i>PID</i> flou..... | <b>69</b> |
| Figure (IV.11) tension de sortie de l'hacheur 'boost' d'alimentation de la machine ( <i>MSAP</i> ).....  | <b>70</b> |
| Figure (IV.12) résultats de simulation du système de suspension à base de <i>MSAP</i> à flux orienté.....  | <b>71</b> |
| Figure (IV.13) résultats de simulation du système de suspension à base de <i>MSAP</i> flux orienté équipé d'un régulateur <i>PID</i> .....                               | <b>73</b> |

## Liste des Tableaux

| <i>Tableau</i>   | <i>Page</i> |
|--|-------------|
| <b><i>Tableaux du Chapitre I</i></b>   |             |
| Tableau (I.1) Avantages et inconvénients des actionneurs d'une suspension active ....                    | <b>16</b>   |
| Tableau (I.2) Comparaison entre différents systèmes de suspension des automobiles.....                   | <b>17</b>   |
| <b><i>Tableaux du Chapitre III</i></b>   |             |
| Tableau (III.1) Base de règles d'un régulateur <i>PD</i> flou.....                                       | <b>40</b>   |
| Tableau (III.2) Paramètres du modèle de suspension active d'un quart de véhicule du véhicule étudié..... | <b>47</b>   |
| Tableau (III.3) présente Les valeurs des gains optimisées.....   | <b>50</b>   |
| Tableau (III.4) représente le temps de réponse de système d'une suspension de véhicule.....              | <b>54</b>   |

## Sommaire

| <i>Titre</i>   | <i>Page</i>      |
|--|------------------|
| <b><i>Introduction générale</i></b> .....  | <b><i>1</i></b>  |
| <b><i>Chapitre I Etat l'Art sur les Systèmes de Suspension des Véhicules</i></b> ..... | <b><i>5</i></b>  |
| <i>I.1</i> Introduction.....   | <i>6</i>         |
| <i>I.2</i> Historique.....   | <i>6</i>         |
| <i>I.3</i> Système de suspension.....  | <i>9</i>         |
| <i>I.4</i> Eléments d'une suspension.....  | <i>10</i>        |
| <i>I.4.1</i> Les ressorts.....   | <i>11</i>        |
| <i>I.4.2</i> Les barres antiroulis.....  | <i>11</i>        |
| <i>I.4.3</i> Les amortisseurs.....   | <i>12</i>        |
| <i>I.4.3.1</i> L'amortisseur hydraulique.....  | <i>12</i>        |
| <i>I.5</i> Différents types de suspension.....   | <i>12</i>        |
| <i>I.5.1</i> Suspension passive.....   | <i>12</i>        |
| <i>I.5.2</i> Suspensions semi-active.....  | <i>13</i>        |
| <i>I.5.3</i> Suspension active.....  | <i>14</i>        |
| <i>I.5.4</i> Suspension active hydraulique ou pneumatique.....                         | <i>15</i>        |
| <i>I.5.5</i> Suspension active électromagnétique.....                                  | <i>15</i>        |
| <i>I.6</i> Comparaisons des performances des différents types de suspension.....       | <i>17</i>        |
| <i>I.7</i> Conclusion .....  | <i>17</i>        |
| <b><i>Chapitre II Modélisation du Système de Suspension d'un Véhicule</i></b> .....    | <b><i>18</i></b> |
| <i>II.1</i> Introduction.....  | <i>19</i>        |

|   |           |
|---|-----------|
| <i>II.2</i> Modélisation de la suspension d'un véhicule.....                          | <b>19</b> |
| <i>II.3</i> Modèle de la suspension d'un quart de véhicule.....                       | <b>19</b> |
| <i>II.4</i> Modèle de la suspension d'un demi-véhicule.....                           | <b>22</b> |
| <i>II.4.1</i> Modèle de la suspension d'un demi-véhicule latéral.....                 | <b>22</b> |
| <i>II.4.2</i> Modèle de la suspension d'un demi-véhicule longitudinal.....            | <b>25</b> |
| <i>II.5</i> Modèle du système de suspension d'un véhicule complet.....                | <b>27</b> |
| <i>II. 6</i> Conclusion .....   | <b>32</b> |
| <b><i>Chapitre III</i> Commande Floue de la Suspension Active d'un Véhicule.....</b>  | <b>33</b> |
| <i>III.1</i> Introduction.....  | <b>34</b> |
| <i>III.2</i> Généralités sur la logique floue.....                                    | <b>34</b> |
| <i>III.3</i> Concepts de la logique floue.....  | <b>35</b> |
| <i>III.3.1</i> Ensembles flous.....   | <b>35</b> |
| <i>III.3.2</i> Variables linguistiques.....   | <b>35</b> |
| <i>III.3.3</i> Fonction d'appartenance et opérateurs flous.....                       | <b>36</b> |
| <i>III.3.4</i> Règles floues.....   | <b>37</b> |
| <i>III.4</i> Régulateur flou.....   | <b>37</b> |
| <i>III.4.1</i> Structure de base d'un régulateur flou.....                            | <b>37</b> |
| <i>III.4.1.1</i> Fuzzification.....   | <b>38</b> |
| <i>III.4.1.2</i> Base de connaissances.....   | <b>39</b> |
| <i>III.4.1.3</i> Moteur d'inférence.....  | <b>40</b> |
| <i>III.4.1.4</i> Défuzzification.....   | <b>40</b> |
| <i>III.4.2</i> Différents types de régulateurs flous.....                             | <b>41</b> |
| <i>III.5</i> Application du régulateur flou à la suspension active d'un véhicule..... | <b>42</b> |
| <i>III.5.1</i> Objectif de la suspension active d'un véhicule.....                    | <b>42</b> |

|  |           |
|--|-----------|
| III.5.2 Dimensionnement optimisé des régulateurs.....  | 43        |
| III.5.2.1 Formulation du problème d'optimisation.....  | 44        |
| III.5.2.2 Optimisation des gains des régulateurs.....  | 44        |
| III.6 Modèle de suspension active de $\frac{1}{4}$ de véhicule sous <i>SIMULINK</i> .....            | 46        |
| III.6.1 Cas du $\frac{1}{4}$ de véhicule en boucle ouverte.....                                      | 47        |
| III.6.2 Cas du $\frac{1}{4}$ de véhicule en boucle fermée.....                                       | 48        |
| III.7 Présentation et discussion des résultats de simulation.....                                    | 49        |
| III.7.1 Cas de $\frac{1}{4}$ de véhicule en boucle ouverte.....                                      | 50        |
| III.7.2 Cas de $\frac{1}{4}$ de véhicule en boucle fermée à base d'un régulateur <i>PID</i> .....    | 51        |
| III.7.3 Cas de $\frac{1}{4}$ de véhicule en boucle fermée à base d'un régulateur <i>PI</i> flou..... | 52        |
| III. 8 Conclusion.....   | 53        |
| <b>Chapitre IV Suspension Active d'un Véhicule à Base d'un Moteur Synchrone Aimants</b>              | <b>55</b> |
| <b>Permanents.....</b>   | <b>55</b> |
| IV.1 Introduction.....   | 56        |
| IV.2 Présentation du moteur synchrone à aimants permanent.....                                       | 56        |
| IV.3 Avantages et inconvénients du <i>MSAP</i> .....   | 58        |
| IV.4 Domaines d'application du <i>MSAP</i> .....   | 58        |
| IV.5 Modèle du <i>MSAP</i> .....   | 58        |
| IV.5.1 Modèle du <i>MSAP</i> dans le repère <i>abc</i> .....   | 59        |
| IV.5.2 Modèle du <i>MSAP</i> dans le repère <i>dq</i> .....  | 61        |
| IV.5.3 Modélisation de l'alimentation du <i>MSAP</i> .....   | 62        |
| IV.5.4 Modélisation de l'hacheur 'Boost'.....  | 63        |
| IV.5.5 Modélisation de l'onduleur.....   | 64        |
| IV. 6 Commande du système de suspension à base d'un <i>MSAP</i> flux orienté.....                    | 65        |

---

|  |           |
|--|-----------|
| <i>IV. 7</i> Suspension active d'un véhicule à base d'un <i>MSAP</i> à flux orienté.....   | <b>67</b> |
| <i>IV. 7.1</i> Cas d'un système suspension <i>PID</i> à base de <i>MSAP</i> à flux orienté équipé d'un régulateur <i>PID</i> ..... | <b>67</b> |
| <i>IV. 7.2</i> Cas de système de suspension à base de <i>MSAP</i> à flux orienté équipée d'un régulateur <i>PID</i> flou .....     | <b>68</b> |
| <i>IV. 8</i> Présentation et discussion des résultats de simulation.....   | <b>69</b> |
| <i>IV.8.1</i> Source d'alimentation du système étudié.....   | <b>69</b> |
| <i>IV.8.2</i> Résultat de simulation concernant d'un régulateur <i>PID</i> .....   | <b>70</b> |
| <i>IV.8. 3</i> Résultat de simulation concernant d'un régulateur <i>PID</i> flou .....   | <b>72</b> |
| <i>IV. 9</i> Conclusion.....   | <b>73</b> |
| <b>Conclusion générale</b> .....   | <b>75</b> |
| <b>Bibliographie</b> .....   | <b>78</b> |

# ***Introduction générale***

## ***Introduction générale***

Dans la dynamique classique des véhicules, il existe trois principaux sujets d'intérêt : la maniabilité du véhicule, le confort de conduite et les performances. Le premier sujet concerne principalement la stabilité et la contrôlabilité du véhicule par le conducteur pendant les manœuvres de virage. Le deuxième sujet concerne la qualité de l'isolation des passagers du véhicule par rapport aux perturbations extérieures telles que les bosses et les aspérités de la route. Sans aucun doute, une conception de système de suspension appropriée est l'élément le plus crucial pour atteindre les objectifs de confort de conduite qui affecteront inévitablement la maniabilité du véhicule.

La suspension permet de filtrer les vibrations qui sont transmis à la caisse par les roues et ainsi de fournir un certain confort aux passagers. Mais, elle influence aussi le comportement des roues et donc la tenue de route du véhicule. Dans le cas d'une suspension active, les éléments sont des pompes ou des pistons qui fournissent alors une force indépendante du débattement de la suspension ou de sa vitesse [1].

Le système de suspension se compose de roues avec de l'air à l'intérieur, de ressorts, d'amortisseurs et de liens qui relient le véhicule à ses roues et permettent un mouvement relatif entre elles. Ce système doit fournir les conditions appropriées pour augmenter la capacité de la voiture à changer de direction et maintenir un haut niveau de qualité dans l'expérience de conduite, et ce sont deux choses contradictoires. Le processus de réglage du système de suspension consiste à trouver un compromis approprié pour l'application souhaitée. On peut dire que la tâche principale du système de suspension est de doter la voiture des caractéristiques qui définissent la maniabilité et la tenue de route de la voiture. En effet, il permet d'offrir de meilleures performances, comparativement à la suspension passive, en amortissant convenablement les vibrations tout en garantissant la sécurité et le confort des passagers en réduisant l'accélération verticale du châssis du véhicule. Un actionneur intégré à ce système applique des forces de commande à la carrosserie du véhicule pour réduire son accélération verticale [1].

Selon la manière de générer les forces de contrôle requises, les systèmes de suspension peuvent être classés en deux catégories principales : actives et semi-actives. La suspension active nécessite habituellement une quantité importante d'énergie externe pour générer les forces de contrôle requises. Ceci est réalisé par des actionneurs pneumatiques ou hydrauliques, qui fonctionnent parallèlement à un ressort et un amortisseur.

Un système de suspension entièrement actif peut potentiellement offrir de meilleures performances que les homologues passifs et semi-actifs. Cependant, les applications pratiques sont très limitées en raison de leur forte consommation d'énergie, de leur coût élevé et de leur complexité [2].

Les études réalisées dans la littérature dans ce domaine ont montré que diverses stratégies de contrôle ont été utilisées pour pouvoir faire un meilleur dumping tel que le régulateur *PID*, le régulateur à logique floue, la commande optimale, la commande adaptative, ... etc. [4].

Dans ce travail, nous nous sommes intéressées à la modélisation et la commande floue optimisée d'un système de suspension active d'un véhicule. Ce système permettant d'atteindre l'équilibre entre le confort du conducteur et la tenue de route. D'autre part, nous avons présenté les trois modèles mathématiques du système de suspension active (quart véhicule, demi véhicule et véhicule complet) .en suit, par l'application du deux types des régulateur (un *PID* et un *PID* flou) ont optimisé les oscillations de la masse suspendue pour détermine le signal de commande. En plus, Une commande à base d'une machine Synchrones à Aimants Permanents (*MSAP*) a été utilisée pour générer le profil de la force requis pour une bonne suspension active du véhicule. Et enfin, Une étude de simulation a été menée sur le modèle de quart véhicule d'un système de *SAV* sous *MATLAB/SIMULINK*. Plus précisément, le présent mémoire s'articule autour de quatre chapitres :

- Au premier chapitre, nous allons présenter un état de l'art concernant les systèmes de suspension des véhicules, décrire les différents composants et éléments d'une suspension et les différents types des systèmes de suspension.
- Au deuxième chapitre, nous allons élaborer les différents modèles mathématiques du système de suspension de véhicule. Ceux-ci peuvent être classés en trois catégories (modèles de  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$  et du véhicule complet).
- Dans le troisième chapitre, nous allons présenter les concepts de la logique floue et rappeler ces bases générales. Ensuite, nous allons nous intéresser à l'application de la logique floue à la commande de la suspension active d'un véhicule.
- Le quatrième et dernier chapitre sera destiné à la commande du système de suspension active d'un véhicule à base d'un un actionneur électromagnétique à base d'un Moteur Synchrones à Aimants Permanents (*MSAP*) à flux orienté, en utilisant deux types de régulateurs (un *PID* et un *PID* flou).

Ce mémoire sera clôturé par une conclusion générale qui résume l'ensemble des résultats obtenus et avance quelques perspectives concernant une éventuelle continuation du présent travail.

# ***Chapitre I***

## ***Etat de l'Art sur les***

### ***Systèmes de Suspension des***

#### ***Véhicules***

## I. 1 Introduction

Dans le monde de l'automobile, les ingénieurs s'intéressent au développement des véhicules parallèlement au développement de la technologie pour le confort des passagers et la conduite de la voiture en toute sécurité, telle que le système de suspension.

La tâche principale de la suspension d'un véhicule est de séparer les interactions entre les passagers et le corps du véhicule des oscillations générées par les anomalies de la route tout en maintenant un contact roue-route continu. Actuellement, il existe trois types de suspensions automobiles couramment utilisées, à savoir passives, semi-actives et actives. [5].

Dans ce chapitre, nous allons nous intéresser à l'état de l'art sur les systèmes de suspension des véhicules. Au début, nous commençons par un bref historique sur ces systèmes de suspension. Ensuite, nous allons présenter leurs différents éléments constituant tout en expliquant leur rôle et leur influence. Puis pour finir, nous allons décrire les différents types de suspension telle que la suspension, passive, semi-active et active et comparaisons entre les différents types.

## I.2 Historique

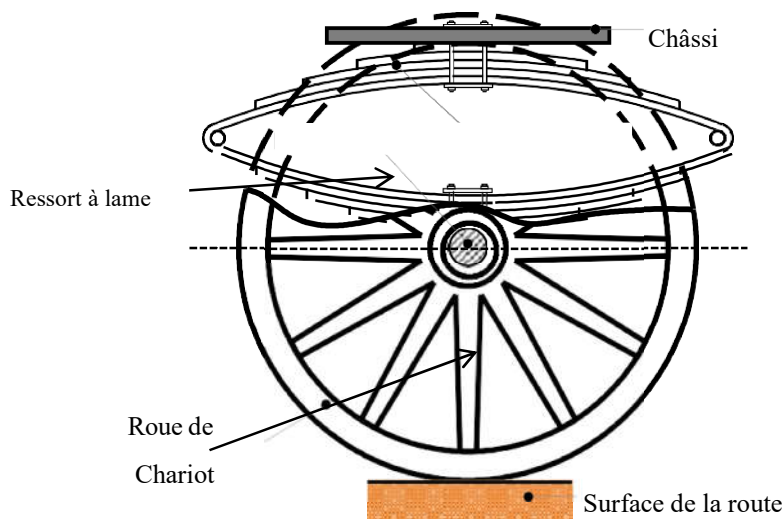
Le transport de passagers et de marchandises avant l'avènement des véhicules était assuré par des chevaux en autocar puis des machines à vapeur, et plus tard par des moteurs à combustion interne (ICE). Ainsi, la fonction de suspension est connue depuis cette époque. Le musée de l'automobile de Turin en Italie expose un exemple intéressant de carrosse à chevaux construit vers 1650, qui montre l'existence d'un système de suspension, voir la figure (I.1) [6].



**Figure(I.1)** Carrosse, construite vers 1650, exposée au Musée de l'Automobile de Turin [6]

Un Anglais Obadiah Elliot, en 1804 a inventé la suspension à essieu rigide unique à l'aide d'un ressort à lames elliptiques en acier (voir figure I.2).

Cette suspension a été utilisée pour les crosses à cheval puis adoptée aux premiers véhicules routiers à vapeur, au XIXe siècle, avant l'invention de la combustion interne [6].



**Figure (I.2)** Système de suspension à un seul essieu rigide, Inventé par Elliot en 1804 [6]

La première automobile équipée d'un moteur à combustion interne était un tricycle inventé par Karl Benz en 1886, mais il n'y a aucune preuve que ce véhicule était équipé d'un système suspension, voir figure (I.2).



**Figure (I.3)** Première automobile équipée d'un Moteur à combustion interne, construite par Karl Benz en 1886 [7]

Quelques années plus tard, Gottlieb Daimle et certains constructeurs ont appliqué des ressorts hélicoïdaux pour les systèmes de suspension. Cependant, la plupart des constructeurs se sont concentrés sur des ressorts à lames moins coûteux et plus facile à fabriquer et à assembler [8].

Les premiers amortisseurs sont apparus vers 1910. Ils n'ont été montés sur les véhicules qu'à la demande des clients, pour une conduite sportive, après la vente du véhicule. De nombreuses solutions ont été présentées.

La plupart d'entre elles comportaient des amortisseurs à friction qui fonctionnaient en course d'extension, ainsi que d'autres qui fonctionnaient en course de compression. Les amortisseurs hydrauliques ont été utilisés plus tard.

Les suspensions commandées (actives et semi-actives) ont fait appel à des ingénieurs automobiles pendant beaucoup de décennies. Des amortisseurs semi-actifs ont été développés par des industriels. De nos jours, beaucoup de véhicules offrent un certain genre de suspensions commandées. Des suspensions actives ont été développées la première fois pour des voitures Lotus en 1983. En plus des voitures de course, des systèmes actifs ont été étudiés pendant longtemps et également développés pour les véhicules routiers. Mercedes a travaillé pendant des années sur les suspensions actives. Le coupé de Mercedes Cross a été équipé de commande entièrement intégrée de suspension et de traction en 1999. Le Toyota Celica développé par Yokoya en 1990, a été équipé également par des suspensions semi-actives [9].

Par ailleurs, la suspension électromagnétique active linéaire est un modèle de suspension conçue par Dr. Amar Bose. Elle se base sur un moteur électrique et un amplificateur de puissance linéaire au lieu d'un ressort et un amortisseur. En 2004, la première démonstration publique du système a été effectuée (voir figure (I.4)), ce qui a suscité beaucoup d'éloges. Ce système est adapté sur quelques véhicules de Cadillac (Séville SRX, XLR, STS, DTS), le Chevrolet et récemment l'Audi TT, l'Audi R8 et le Ferrari 599 GTB. Mais 35 ans après le début de la recherche, la commercialisation demeure insaisissable [10].



**Figure (I.4)** Module avant de la suspension BOSE [11]

Une suspension active qui s'adapte à la roue elle-même, a été développée en 2004 par Michelin (le fabricant de pneus). Elle comprend non seulement une suspension active, mais aussi un moteur d'entraînement électrique, des freins, ... etc. Ceci est appelé la roue active (Voir figure I.5).

Pour alimenter le moteur, on peut utiliser des batteries (Lithium-ion ou autre), une pile à combustible et/ou des super-condensateurs. Dans tous les cas, ces sources de motorisation associent deux avantages considérables : pollution zéro et confort exemplaire. En effet, le véhicule qui en est équipé n'émet aucun gaz à effet de serre. Par ailleurs, la motorisation électrique se distingue par son silence de fonctionnement [12].



**Figure (I.5)** Roue active de Michelin [13]

Aujourd'hui, plusieurs conceptions différentes de systèmes de suspension et de direction ont été introduites au cours des dernières années, chaque concepteur souhaitant que son véhicule présente les meilleures caractéristiques en termes de confort, de stabilité et de maniabilité.

### I.3 Système de suspension

Le rôle de la suspension automobile est d'atténuer les perturbations causées par les imperfections de la route d'assurer un meilleur confort et bien-être des passagers, et de protéger les organes du véhicule.

Le système de suspensions d'un véhicule est composé d'éléments permettant de relier les masses non suspendues (typiquement la roue, les pièces d'entraînement de la roue, souvent les systèmes de freinage) aux masses suspendues (typiquement le châssis, le moteur et tous les composants du véhicule fixés au châssis). L'utilisation de la suspension est imposée par les irrégularités de la surface sur laquelle se déplace le véhicule.

Elle permet de diminuer l'impact de celles-là sur l'engin en réduisant la fatigue mécanique et l'usure excessive, améliore le confort des passagers et maintient le contact entre les roues et le sol malgré ses irrégularités. Par ailleurs, la masse du véhicule nécessite l'utilisation d'un mécanisme de rappel pour éviter que le système ne se détruise. Ainsi, la suspension se compose d'un dispositif de liaison (ressort et amortisseur) entre les masses non suspendues et les masses suspendues voir figure (I.6) [14].

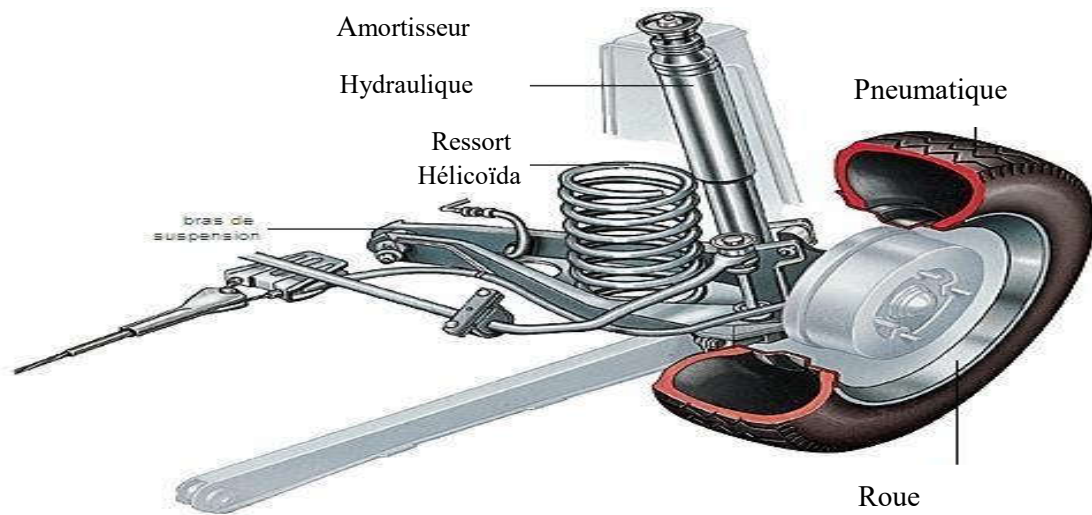


Figure (I.6) Suspension d'un véhicule automobile [15]

#### I.4 Eléments d'une suspension

Le système de suspension traditionnel est constitué d'un ressort et d'un amortisseur hydraulique (voir figure I.7). Certains véhicules sont dotés de barres anti-roulis qui relient deux roues (droite et gauche) de l'avant (et/ou) de l'arrière du véhicule. Le pneumatique représente un élément très important, qui est commun à tous les modèles de véhicules [16].

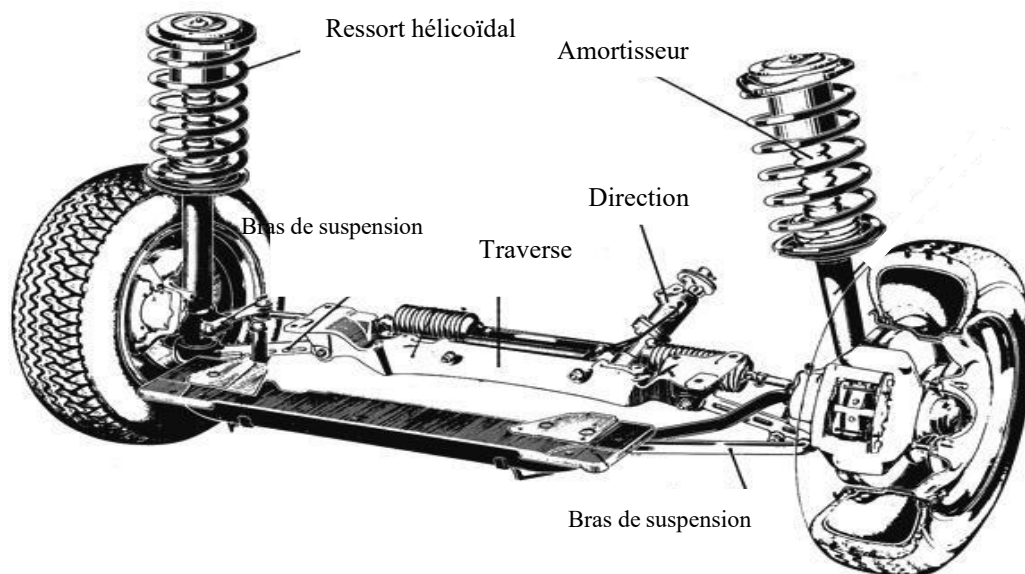


Figure (I.7) Eléments de la suspension [17]

De nombreux composants sont implantés dans la suspension, ces éléments possèdent des rôles différents mais surtout complémentaires.

En effet, ils fonctionnent afin d'assurer les tâches suivantes :

- Absorption des différents chocs;
- Elimination des vibrations ;
- Support du poids du véhicule et de sa charge ;
- Tenue de route (contact permanent avec la chaussée) ;
- Précision de la direction et puissance du freinage ;
- Empêcher le roulis, tangage et lacet (mouvements indésirables).

#### I.4.1. Les ressorts

Ils sont montés en parallèle avec l'amortisseur. Le rôle essentiel du ressort dans le système de la suspension d'un véhicule est de soutenir le poids statique du véhicule. Il existe différents types de ressorts (voir figure I.8). Les ressorts hélicoïdaux sont couramment rencontrés sur les véhicules légers. Les ressorts à lames se trouvent surtout sur des véhicules lourds ou sur certains véhicules utilitaires. Des technologies récentes ont introduit des ressorts pneumatiques sur les véhicules de poids lourds. Du fait de son coût et sa complexité, cette innovation est réservée aux véhicules de haute gamme [16].



a) Ressorts à lames

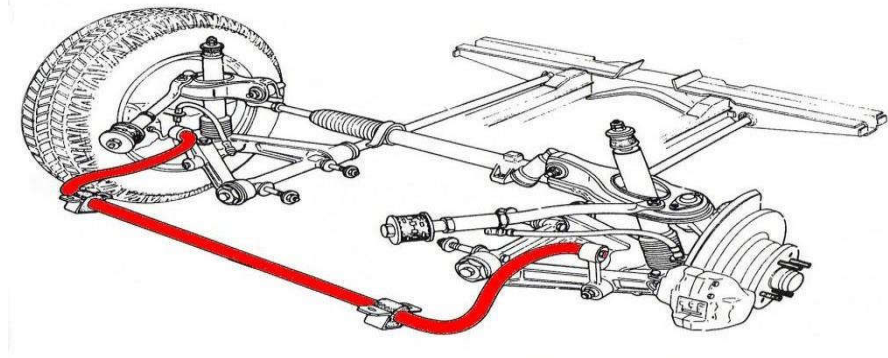


b) Suspension avec ressort

**Figure (I.8)** Types de ressorts d'une suspension de véhicule [18]

#### I.4.2 Les barres antiroulis

C'est une barre de métal travaillant en torsion, qui raccorde transversalement les suspensions (avant et/ou arrière) de la voiture, et dont la fonction est de freiner les inclinaisons latérales (roulis) dans un virage (voir figure ( I .9)). Il est à noter que cette barre n'a pas d'effet si les deux roues bougent indépendamment en même temps.



Figure(I.9): La barre antiroulis [19]

### I.4.3 Les amortisseurs

Il existe deux éléments qui jouent le rôle d'un amortisseur. Nous allons présenter ci-après :

#### I.4.3.1 L'amortisseur hydraulique

L'amortisseur hydraulique s'est imposé aujourd'hui de manière quasi-universelle, le plus souvent sous forme bitube ou monotube (voir figure (I.10)). Le rôle d'un amortisseur est d'absorber l'énergie vibratoire en générant une force de résistance proportionnelle à la vitesse de déflexion. Les amortisseurs circulent dans une enceinte fermée. Le freinage des mouvements (vibration) est réalisé par l'huile qui passe d'un piston à l'autre avec plus ou moins de facilité [20].



Figure (I.10) Amortisseur hydraulique [20]

## I.5 Différents types de suspension

Les suspensions automobiles sont classées en trois types, à savoir les suspensions passives, semi-actives et actives.

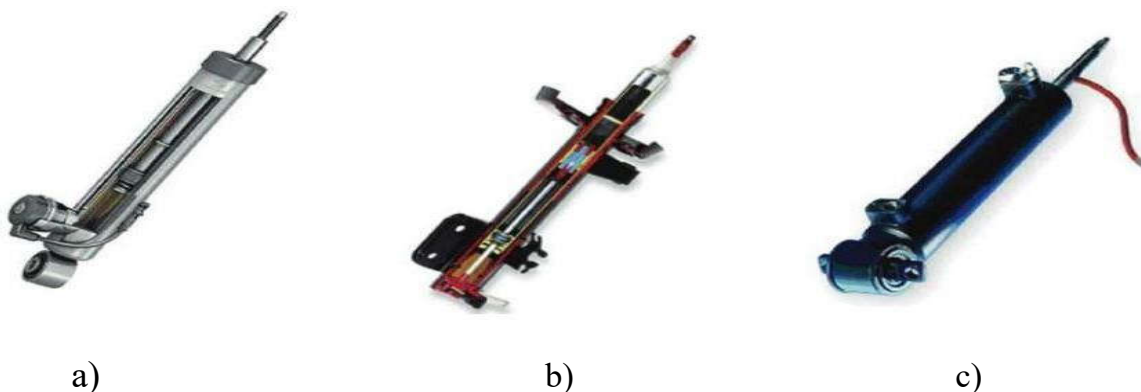
### I.5.1 Suspension passive

Une suspension passive est généralement équipée d'un ressort et d'un amortisseur. La force du ressort dépend de l'élongation de celui-ci tandis que l'amortisseur exerce une force en fonction de la différence entre la vitesse de la masse suspendue et celle de la masse non suspendue.

La technologie d'une suspension passive est de loin la plus utilisée et l'amortisseur hydraulique classique est le plus employé. Il est implanté sur la grande majorité des véhicules actuels. Les suspensions passives fonctionnent par réaction uniquement en absorbant une partie de l'énergie d'entrée. Lorsque la suspension est passive, ses caractéristiques ne varient qu'avec l'usure des éléments. Elles ont le même comportement et rendement quelque soient les situations. Avec ce type de suspensions passives, il existe des fréquences qui ne sont pas bien filtrées, ce qui constitue leur plus grand inconvénient [21].

### I.5.2 Suspensions semi-active

Comme son nom l'indique, la suspension semi-active est un compromis entre les systèmes passifs et actifs. Un dispositif semi-actif, tout comme l'amortisseur passif, ne peut que dissiper de l'énergie en produisant une force qui s'oppose à la vitesse relative entre la caisse et la roue. Par contre cette force est contrôlable en temps réel. Un premier avantage de ce concept est le caractère adaptatif dans le temps de l'amortissement. On peut imaginer régler l'amortissement de manière optimale au cours du temps pour des excitations de caractéristiques lentement ou rapidement variables. Cette modification des caractéristiques en temps réel est issue de la loi de contrôle. L'idée principale du contrôle semi-actif est très simple : elle consiste à changer, en temps réel, les caractéristiques des dispositifs de dissipation d'énergie et ce changement ne nécessite qu'une source minimale d'énergie. Le concept de ce type de contrôle a été introduit pour la première fois par Karnopp qui propose de modifier la force d'amortissement du fluide en contrôlant l'ouverture de la valve d'un amortisseur conventionnel [21]. Si nous regardons à l'intérieur un amortisseur semi-actif, aujourd'hui il y a trois principales technologies disponibles, qui permettent une modification rapide du rapport d'amortissement d'un amortisseur (figure I.12) [22].

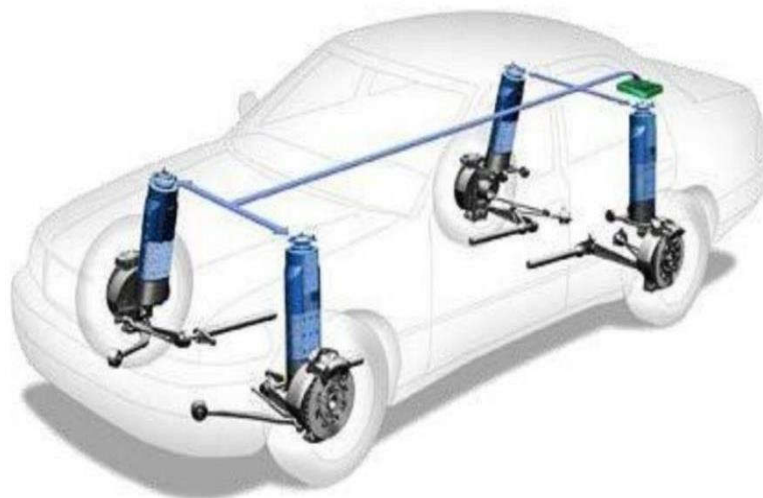


**Figure (I.11)** Exemples d'amortisseurs semi-actifs à contrôle électronique:

- b) Electrovanne électro hydraulique (Sachs), b) Amortisseur magnéto rhéologique (Delphi) et c) Amortisseur électro rhéologique (Fludicon) [21]

### I. 5.3 Suspension active

Une suspension active comprend un principalement actionneur qui peut fournir une force active régulée par un algorithme de contrôle qui utilise les informations recueillies par les capteurs du véhicule. (Voir figure (I.13)). En effet, elle est constituée d'un actionneur, un ressort mécanique et un amortisseur, ou un actionneur et un ressort mécanique uniquement. Ces types de systèmes ont un bien meilleure capacité de réaction face aux forces verticales générées par les changements imprévisibles de la route, car les amortisseurs et les ressorts sont régulés par la force d'un actionneur. Cet actionneur fonctionne en absorbant ou en générant l'énergie du système et peut être piloté par différents types de contrôleurs en fonction de la conception prévue. Avec des méthodes de contrôle appropriées, une suspension active peut permettre d'améliorer le compromis entre le confort de conduite du véhicule et la stabilité du comportement routier, ce qui en fait une conception de suspension améliorée. Pour cette raison, ce type de système est l'un des meilleurs moyens d'améliorer des performances d'une suspension en raison de sa capacité à gérer des paramètres contradictoires. Malgré tout, il s'agit d'un système compliqué et coûteux, ce qui explique que ce système particulier ne soit utilisé que par un petit nombre de modèles de voitures ou de camions haut de gamme [23].



**Figure (I.12)** Exemple d'un système de suspension active [5]

Pratiquement, on distingue des suspensions actives à actionneur hydraulique onpneumatique ou encore électromagnétiques

### I.5.4 Suspension active hydraulique ou pneumatique

Les systèmes de suspension active avec actionneur pneumatique ou hydraulique sont gérés par des entraînements électriques et l'alimentation est fournie par une batterie ou par le moteur à combustion interne conventionnel lui-même. En général, les systèmes hydrauliques sont plus largement utilisés dans les systèmes de contrôle de la carrosserie en raison de la simplicité de leur conception, de leur densité de force élevée, de la maturité de leur technologie, de leur fiabilité, ainsi que de la disponibilité de diverses pièces commerciales. Par exemple, BMW a récemment mis au point un système de commande anti-roulis en plaçant un actionneur rotatif hydraulique à l'arrière de la barre anti-roulis centrale du véhicule [24]. Cependant, l'utilisation d'un système hydraulique présente des inconvénients tels que :

- Performances insuffisantes en raison de la nécessité de disposer en permanence d'un système sous pression ;
- Constante de temps relativement élevée du système (flexibles et perte de pression) ;
- Dommages environnementaux dus à la présence de fluides hydrauliques toxiques causés par les fuites et les ruptures de flexibles ;
- Exigences en matière de volume et d'espace du système, même s'il contribue principalement à la masse globale des ressorts.



**Figure (I.13)** Profil des suspensions actives Hydrauliques commerciales à faible bande passante utilisées dans la BMW 545[25]

### I.5.5 Suspension active électromagnétique

Un système de suspension active électromagnétique se compose d'un ressort et d'un actionneur électromagnétique disposés en parallèle entre les masses non suspendues et suspendues. L'actionneur électromagnétique fonctionne selon la consigne de la puissance électrique fournie par les systèmes de contrôle mis en œuvre. Il produit des forces actives contrôlées pour absorber rapidement les chocs de la route, supprimer les mouvements de tangage et de roulis et améliorer le confort et la sécurité. D'autre part, l'actionneur électromagnétique à amplificateur bidirectionnel fonctionne en produisant et en réduisant la consommation d'énergie comparativement à un

actionneur hydraulique [24]. En effet, les principales supériorités des actionneurs électromagnétiques sont les suivantes :

- Augmentation de l'efficacité ;
- Amélioration du comportement dynamique ;
- Amélioration de la stabilité ;
- Précision du contrôle de la force ;
- Fonctionnement à double actionneur.

Par contre, les points faibles de ces actionneurs sont les suivants :

- Augmentation du volume de la suspension ;
- Besoin en courant relativement plus important pour un système de 12 à 14 volts ;
- Conception conventionnelle qui nécessite une excitation pour fournir une force continue ;
- Système plus coûteux.



**Figure (I.14).** Exemple d'une suspension électromagnétique [26]

Le tableau ci-dessous, résume les avantages et les inconvénients des actionneurs hydrauliques et électromagnétiques d'une suspension active d'automobile :

**Tableau (I.1)** Avantages et inconvénients des actionneurs d'une suspension active [27]

| Actionneur        | Avantages   | Inconvénients   |
|-------------------|---|---|
| Hydraulique       | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Densité de force très élevée</li> <li>• Facilité de contrôle/conception</li> <li>• Disponibilité commerciale</li> <li>• Fiabilité</li> </ul>                 | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Perte de pression accessible</li> <li>• Pollution environnementale (Fuites)</li> <li>• Faible rendement</li> </ul> |
| Electromagnétique | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Efficacité accrue</li> <li>• Amélioration de la stabilité</li> <li>• Contrôle précis de la force</li> <li>• Double fonctionnement de l'actionneur</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Exigences de courant et de tension élevées</li> <li>• Coûts de système plus élevés (très cher)</li> </ul>          |

## I.6 Comparaisons des performances des différents types de suspension

Dans le tableau (I.2) nous avons dressé une comparaison des différents systèmes de suspension par rapport à la classification descriptive entre les différents systèmes de suspension des automobiles.

**Tableau (I.2)** Comparaison entre différents systèmes de suspension des automobiles. [28]

| Paramètres                 | Suspension passive | Suspension semi-active | Suspension active       |                   |
|----------------------------|--------------------|------------------------|-------------------------|-------------------|
|                            |                    |                        | Hydraulique/pneumatique | électromagnétique |
| <b>Structure</b>           | La plus simple     | Complexe               | La plus complexe        | Simple            |
| <b>Poids/Volume</b>        | La plus faible     | Faible                 | Elevée                  | Le plus élevée    |
| <b>Coût</b>                | La plus faible     | Faible                 | La plus élevée          | Elevée            |
| <b>Confort de conduite</b> | Mauvais            | Moyen                  | Bon                     | Meilleur          |
| <b>Manipulation</b>        | Mauvais            | Moyenne                | Bonne                   | Meilleure         |
| <b>Fiabilité</b>           | Très élevée        | Élevée                 | Moyenne                 | Élevée            |
| <b>Dynamique</b>           | Passive            | Passive                | Moyenne                 | Bonne             |

## I.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté un état de l'art concernant les systèmes de suspension des véhicules. Nous avons commencé par un aperçu sur la suspension, ensuite nous avons décrit les différents éléments d'une suspension. En plus, nous avons introduit les performances, le rôle, l'influence et les différents types de suspension. Nous avons remarqué que les suspensions actives et semi actives peuvent effectuer un bon compromis entre le confort de conduite et la tenue de route.

***Chapitre II***

***Modélisation du Système de  
Suspension d'un Véhicule***

## II.1 Introduction

La modélisation est une traduction d'une observation pour mieux comprendre le système dans le but de lui appliquer les outils, les techniques et les théories mathématiques, puis généralement, en sens inverse, la traduction des résultats mathématiques obtenus en prédictions ou opérations dans le monde réel [29].

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différents modèles mathématiques du système de suspension d'un véhicule. Ceux-ci peuvent être classés en trois catégories (le modèle d'un quart de véhicule, le modèle d'un demi-véhicule (latéral et longitudinal) et le modèle complet du véhicule).

## II.2 Modélisation de la suspension d'un véhicule

La modélisation mathématique est un processus important dans le secteur automobile et dans d'autres secteurs de l'ingénierie. C'est la méthode de base qu'on utilise pour la conception et l'analyse d'un système mécanique. Fondamentalement, la modélisation mathématique est effectuée pour représenter et décrire le comportement du système existant ou du système qui va être conçu [30].

Comme nous l'avons signalé précédemment, le système de suspension d'un véhicule peut être représenté par trois modèles principaux :

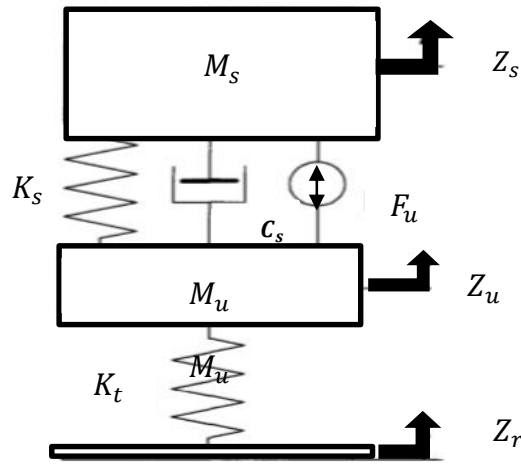
- **Modèle d'un quart de véhicule** : Il s'agit d'un modèle qui représente un quart du véhicule, c'est-à-dire chaque roue et son propre système de suspension. Dans ce modèle, les mouvements verticaux de la suspension peuvent être examinés.
- **Modèle de demi-véhicule** : Il s'agit du format de modèle qui représente la moitié du système de suspension (une roue avant et une roue arrière, deux voies avant ou deux roues arrière) du véhicule. Dans ce modèle, les mouvements verticaux ainsi que l'impact du mouvement de tangage ou de roulis peuvent être examinés.
- **Modèle de véhicule complet** : Il s'agit du modèle qui examine les quatre suspensions du véhicule en même temps. Grâce à ce modèle, on peut également étudier les mouvements de roulis et de tangage à la fois [31].

Dans ce qui suit, nous allons présenter ces différents modèles du système de suspension d'un véhicule.

## II.3 Modèle de la suspension d'un quart de véhicule

Dans le cas du modèle d'un quart de véhicule (modèle mono-roue), la caisse du véhicule est représentée par des charges suspendues, qui correspondent à environ un quart de l'essieu et d'une

charge non suspendue qui est la roue. Le véhicule est donc représenté par une dimension et Deux Degrés de Liberté (2DDL) avec l'élément ressort et l'élément amortisseur, voir figure (II.1) [31].



**Figure (II.1)** Modèle du système de suspension d'un quart de véhicule à 2 DDL [32]

Ainsi, le modèle de système de suspension du quart de véhicule, est basé sur les forces verticales.

En appliquant une anse d'équilibre des forces au modèle  $\frac{1}{4}$  de véhicule selon le deuxième principe de Newton ( $\sum \vec{F} = m\vec{a}$ ), on obtient les équations suivantes :

- Pour la masse suspendue :

$$M_s \ddot{Z}_s = -K_s(Z_s - Z_u) - C_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + F_u \quad (\text{II.1})$$

- Pour la masse non suspendue :

$$M_u \ddot{Z}_u = K_s(Z_s - Z_u) + C_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - K_t(Z_u - Z_r) - F_u \quad (\text{II.2})$$

Où :

$M_s$  représente la masse suspendue supportée par le châssis

$M_u$  représente la masse non-suspendue du pneu

$K_s$  et  $C_s$  sont constantes du ressort et de l'amortisseur linéaires situés entre la masse suspendue et non-suspendue

$K_t$  est une constante du ressort linéaire qui modélise la raideur du pneu

$Z_s$  et  $Z_u$  représentent le déplacement vertical de la masse suspendue et non-suspendue

$Z_r$  est le profil vertical de la route

$F_u$  est la force appliquée entre la masse suspendue et non suspendue par l'actionneur de la suspension active

Ce modèle (équations (II.1) et (II.2)) peuvent être mis sous forme d'une représentation d'état d'un système multi-variable et linéaire :

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = AX(t) + BU(t) \\ Y(t) = CX(t) + DU(t) \end{cases} \quad (\text{II.3})$$

Avec :

$A$  : Matrice d'état ;  $X$  : Vecteur des variables d'état ;  
 $B$  : Matrice de commande  $Y$  : Vecteur des sorties du système ;  
 $C$  : Matrice d'observation ;  $U$  : Vecteur des entrées du système ;  
 $D$  : Matrice de transmission directe.

Les états du système sont choisis ainsi :

$$\begin{aligned} X_1 &= Z_s - Z_u \\ X_2 &= \dot{Z}_s \\ X_3 &= Z_u - Z_r \\ X_4 &= \dot{Z}_u \end{aligned} \quad (\text{II.4})$$

Donc les premières dérivées des variables d'état sont exprimées par les équations suivantes :

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= \dot{Z}_s - \dot{Z}_u = X_2 - X_4 \\ \dot{X}_2 &= \ddot{Z}_s = -\frac{K_s}{M_s}X_1 - \frac{C_s}{M_s}X_2 + \frac{C_s}{M_s}X_4 + \frac{F_u}{M_u} \\ \dot{X}_3 &= \dot{Z}_s - \dot{Z}_r = X_2 - \dot{Z}_r \\ \dot{X}_4 &= \ddot{Z}_u = \frac{K_s}{M_u}X_1 + \frac{C_s}{M_u}X_2 - \frac{C_s}{M_u}X_4 - \frac{K_t}{M_u}X_3 - \frac{F_u}{M_u} \end{aligned} \quad (\text{II.5})$$

D'où on peut écrire les expressions suivantes des matrices d'état et de commande :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{C_s}{M_s} & 0 & \frac{C_s}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{M_u} & \frac{C_s}{M_u} & -\frac{K_t}{M_u} & -\frac{C_s}{M_u} \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{M_s} \\ -1 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{M_u} \end{bmatrix}; B_r = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; B_r = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{II. 6})$$

Avec :

$$U(t) = \begin{bmatrix} \dot{Z}_r \\ F_u \end{bmatrix} \quad (\text{II. 7})$$

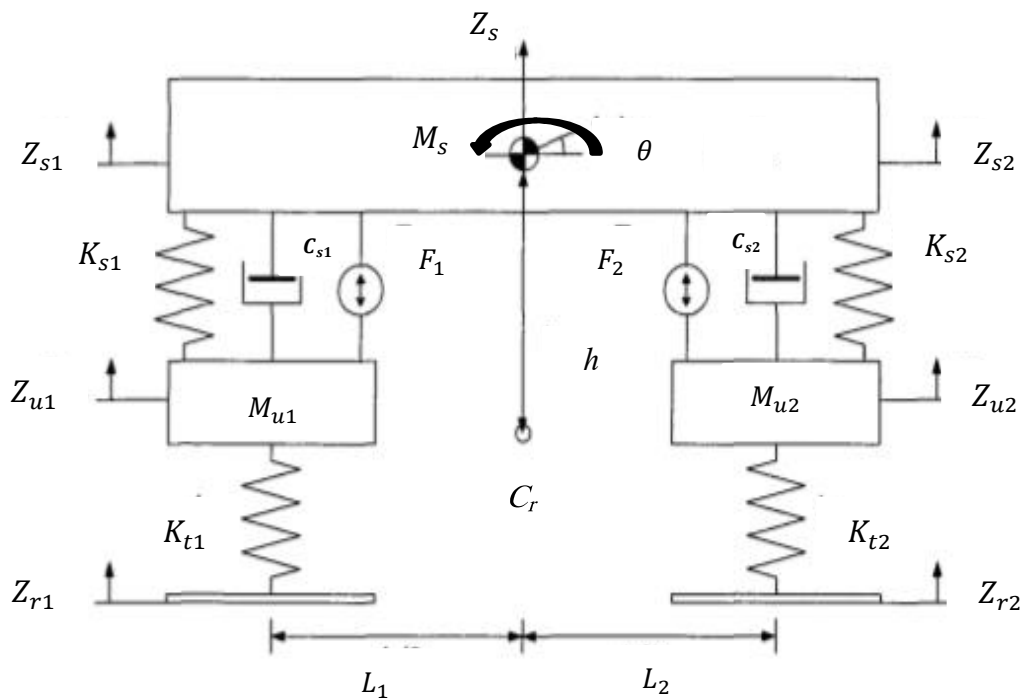
## II.4 Modèle de la suspension d'un demi-véhicule

Dans cette partie, nous allons présenter les modèles de suspension d'un demi-véhicule correspondant au modèle du demi-véhicule latéral et longitudinal d'une suspension active.

### II.4.1 Modèle de la suspension d'un demi-véhicule latéral

Ce modèle représente une vue en coupe de la suspension avant ou arrière, il est utilisé pour étudier les performances de barres antiroulis. Mathématiquement, il s'agit d'un modèle à 4 degrés de liberté (4DDL).

La figure suivante représente une vue en coupe latérale de la suspension avant ou arrière d'un véhicule.



**Figure( II.2)** Modèle du système de suspension d'un demi véhicule latéral avant ou arrière [32]

Avec :

$L = l_1 + l_2$  : la distance séparant les roues de droite et de gauche généralement  $l_1 = l_2 = \frac{1}{2}$ ;

$h$  : le bras de levier entre le centre de gravité de la masse suspendue et son centre de rotation ;

$C_r$  : le centre de roulis qui dépend de la géométrie de la suspension ;

$Z_s - Z_{u1,2}$  : le débattement de la suspension côté gauche (droit);

$\dot{Z}_s - \dot{Z}_{u1,2}$  : les vitesses de la masse non suspendue côté gauche (droit) ;

$\dot{Z}_{u1,2}$  : les vitesses de la masse non suspendue du côté gauche (droit) ;

$\dot{Z}_s$  : la vitesse verticale de la caisse ;

$\ddot{\theta}$  : l'accélération angulaire de roulis de la caisse ;

Dans ce cas, le modèle possède deux entrées non contrôlées : les perturbations de la route et les accélérations latérales provoquées par les virages. Ces accélérations engendrent l'application d'une force au centre gravité qui crée un moment appliqué sur la masse suspendue. Ce moment est exprimé par [55] :

$$m_s = \ddot{Z}_{t2} M_s h \quad (\text{II.8})$$

La dynamique de la suspension d'un demi-véhicule latéral est représenté par les équations suivantes (nous n'avons pas tenu compte de l'effet des accélérations latérales) [4] :

$$M_s \ddot{Z}_s = -K_{s1} \left( Z_{s1} - Z_{u1} + \frac{1}{2} L \theta \right) - C_{s1} \left( \dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{u1} + \frac{1}{2} L \dot{\theta} \right) - K_{s2} \left( Z_{s2} - Z_{u2} - \frac{1}{2} L \theta \right) - C_{s2} \left( \dot{Z}_{s2} - \dot{Z}_{u2} - \frac{1}{2} L \dot{\theta} \right) + F_1 + F_2 \quad (\text{II.9})$$

$$M_{u1} \ddot{Z}_{u1} = K_{s1} \left( Z_{s1} - Z_{u1} + \frac{1}{2} L \theta \right) + C_{s1} \left( \dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{u1} + \frac{1}{2} L \dot{\theta} \right) - K_{t1} (Z_{u1} - Z_{r1}) - F_1$$

$$M_{u2} \ddot{Z}_{u2} = K_{s2} \left( Z_{s2} - Z_{u2} - \frac{1}{2} L \theta \right) + C_{s2} \left( \dot{Z}_{s2} - \dot{Z}_{u2} - \frac{1}{2} L \dot{\theta} \right) - K_{t2} (Z_{u2} - Z_{r2}) - F_2$$

$$I_{xx} \ddot{\theta} = -K_s \left( Z_{s1} - Z_{u1} + \frac{1}{2} L \theta \right) \frac{1}{2} L - C_{s1} \left( \dot{Z}_s - \dot{Z}_{u1} + \frac{1}{2} L \dot{\theta} \right) \frac{1}{2} L - K_{s2} \left( Z_s - Z_{u2} - \frac{1}{2} L \theta \right) \frac{1}{2} L - C_{s2} \left( \dot{Z}_s - \dot{Z}_{u2} - \frac{1}{2} L \dot{\theta} \right) \frac{1}{2} L - \frac{1}{2} L F_1 + \frac{1}{2} L F_2$$

Où  $I_{xx}$  est le moment d'inertie de la masse suspendue par rapport à l'axe de roulis.

Ce modèle comprend la dynamique verticale de la masse suspendue (châssis), celle des deux roues (gauche et droite) et le mouvement de rotation (de roulis) de la masse suspendue.

Dans ce cas, voici l'ensemble des variables d'état choisi :

$$X_1 = Z_s - Z_{u1} + \frac{1}{2} L \theta$$

$$X_2 = Z_{u1} - Z_{r1}$$

$$X_3 = \dot{Z}_{u1}$$

$$X_4 = Z_{s2} - Z_{u2} - \frac{1}{2} L \theta \quad (\text{II.10})$$

$$X_5 = Z_{u2} - Z_{r2}$$

$$X_6 = \dot{Z}_{u2}$$

$$X_7 = \dot{Z}_s$$

$$X_8 = \dot{\theta}$$

A partir des équations (II.9) et (II.10), on peut écrire :

$$\dot{X}_1 = \dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{u1} + \frac{1}{2}L\dot{\theta} = X_7 - X_3 + \frac{1}{2}LX_8$$

$$\dot{X}_2 = X_3 - \dot{Z}_{r1}$$

$$\dot{X}_3 = \ddot{Z}_{u1} = \frac{K_{s1}}{M_{u1}}X_1 + \frac{C_{s1}}{M_{u1}}X_7 - \frac{C_{s1}}{M_u}X_3 + \frac{LC_{s1}}{2M_{u1}}X_8 - \frac{K_{t1}}{M_{u1}}X_2 - \frac{F_1}{M_{u1}}$$

$$\dot{X}_4 = \dot{Z}_s - \dot{Z}_{u2} - \frac{1}{2}L\dot{\theta} = X_7 - X_6 - \frac{1}{2}LX_8 \quad (\text{II.11})$$

$$\dot{X}_5 = \dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{r2} = X_6 - \dot{Z}_{r2}$$

$$\dot{X}_6 = \ddot{Z}_{u2} = \frac{K_{s2}}{M_{u2}}X_4 + \frac{C_{s2}}{M_{u2}}X_7 - \frac{C_{s2}}{M_{u2}}X_6 - \frac{LC_{s2}}{2M_{u2}}X_8 - \frac{K_{t2}}{M_{u2}}X_5 - \frac{F_2}{M_{u2}}$$

$$\dot{X}_7 = \ddot{Z}_s = -\frac{K_{s1}}{M_s}X_1 - \frac{C_{s1}}{M_s}X_7 + \frac{C_s}{M_s}X_3 - \frac{LC_{s2}}{2M_u}X_8 - \frac{K_{s2}}{M_s}X_4 - \frac{C_{s2}}{M_s}X_7 - \frac{C_{s2}}{M_s}X_6 + \frac{LC_{s2}}{2M_s}X_8 + \frac{F_1}{M_s} + \frac{F_2}{M_s}$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_8 = \ddot{\theta} = & -\frac{LK_{s1}}{2I_{xx}}X_1 - \frac{LC_{s1}}{2I_{xx}}X_7 + \frac{LC_{s1}}{2I_{xx}}X_3 - \frac{L^2}{4I_{xx}}C_{s1}X_8 - \frac{K_{s2}}{2I_{xx}}X_4 - \frac{LC_{s2}}{2I_{xx}}X_7 + \frac{LC_{s2}}{2I_{xx}}X_6 + \\ & \frac{L^2}{4I_{xx}}C_{s2}X_8 + \frac{LF_1}{2I_{xx}} - \frac{LF_2}{2I_{xx}} \end{aligned}$$

La représentation d'état de ce modèle est donnée par :

$$\dot{X}(t) = AX(t) + B_{t1}\dot{Z}_{r1}(t) + B_{t2}\dot{Z}_{r2} + B_{tu}F_{tu} \quad (\text{II.12})$$

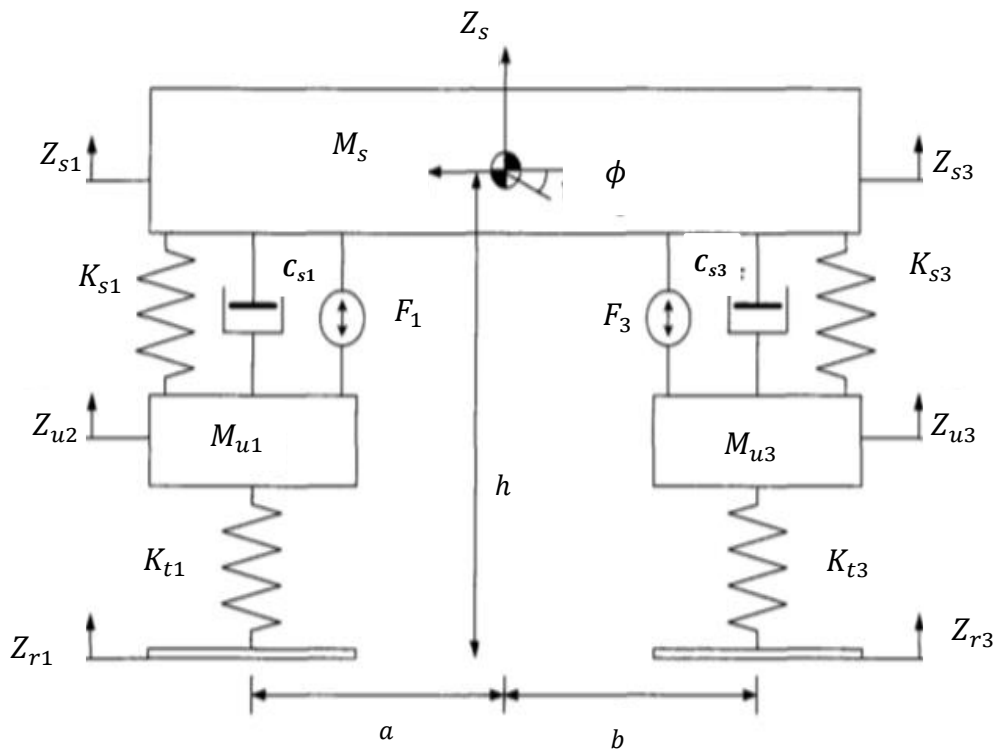
Avec :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & \frac{L}{2} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{s1}}{M_{u1}} & -\frac{K_{t1}}{M_{u1}} & -\frac{C_{s1}}{M_{u1}} & 0 & 0 & 0 & \frac{C_{s1}}{M_{u1}} & \frac{LC_{s1}}{2M_{u1}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & -\frac{L}{2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{K_{s2}}{M_{u2}} & -\frac{K_{t2}}{M_{u2}} & -\frac{C_{s2}}{M_{u2}} & \frac{C_{s2}}{M_{u2}} & -\frac{LC_{s2}}{2M_{u2}} \\ -\frac{K_{s1}}{M_s} & 0 & \frac{C_{s1}}{M_s} & -\frac{K_{s2}}{M_s} & 0 & \frac{C_{s1}}{M_s} & -\frac{(C_{s1} + C_{s2})}{M_s} & \frac{L(-C_{s1} + C_{s2})}{2M_s} \\ -\frac{LK_{s1}}{2I_{xx}} & 0 & \frac{LC_{s1}}{2I_{xx}} & -\frac{K_{s2}}{2I_{xx}} & 0 & -\frac{LC_s}{2I_{xx}} & \frac{L(-C_{s1} + C_{s2})}{2I_{xx}} & -\frac{L^2(C_{s1} + C_{s2})}{4I_{xx}} \end{bmatrix}$$

$$B_{t1} = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; B_{t2} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; B_{tu} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{M_{u1}} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{M_{u2}} \\ \frac{1}{M_s} & \frac{1}{M_s} \\ -\frac{L}{2l_{xx}} & \frac{L}{2l_{xx}} \end{bmatrix}; F_{tu} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (\text{II.13})$$

## II.4.2. Modèle de la suspension d'un demi-véhicule longitudinal

Le modèle de la suspension d'un demi-véhicule longitudinal représente une vue de côté d'un véhicule. Contrairement au modèle latéral, le véhicule n'est pas symétrique et les suspensions à l'avant et à l'arrière sont indépendantes. Ce modèle sert à étudier les phénomènes de tangage du véhicule. Ainsi, en plus des forces verticales exercées sur les masses, les équations du mouvement feront apparaître les moments de perturbation autour des axes de rotations ainsi que leurs inerties. Ce modèle est illustré par la figure suivante :



**Figure( II.3)** Modèle du système de suspension d'un demi véhicule longitudinal [31]

En appliquant de nouveaux la deuxième loi de Newton, on obtient les équations (du mouvement vertical du châssis des deux roues avant et arrière et de rotation du châssis autour de l'axe de tangage) suivantes :

$$\begin{aligned}
M_s \ddot{Z}_s &= -K_{s1}(z_{s1} - z_{u1} - a\phi) - C_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1} - a\dot{\phi}) - K_{s3}(z_{s3} - z_{u3} + b\phi) \\
&\quad - C_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{u3} + b\dot{\phi}) + F_1 + F_3 \\
M_{u1} \ddot{Z}_{u1} &= K_{s1}(z_{s1} - z_{u1} - a\phi) + C_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1} - a\dot{\phi}) - K_{t1}(z_{u1} - z_{r1}) - F_1 \\
M_{u3} \ddot{Z}_{u3} &= K_{s3}(z_{s3} - z_{u3} + b\phi) + C_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{u3} + b\dot{\phi}) - K_{t3}(z_{u3} - z_{r3}) - F_3 \\
I_{yy} \ddot{\phi} &= -K_{s1}(z_{s1} - z_{u1} - a\phi)a - C_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1} - a\dot{\phi})a + K_{s1}(z_{s3} - z_{u3} + b\phi) \\
&\quad + C_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{u3} + b\dot{\phi}) - a \frac{F_1}{I_{yy}} + b \frac{F_3}{I_{yy}}
\end{aligned} \tag{II.14}$$

Où  $I_{yy}$  est le moment d'inertie de la masse suspendue par rapport à l'axe de tangage.

Pour la représentation d'état de ce système, nous avons choisi les variables d'état suivantes :

$$\begin{aligned}
X_1 &= Z_s - Z_{u1} - a\phi \\
X_2 &= Z_{u1} - Z_{r1} \\
X_3 &= \dot{Z}_{u1} \\
X_4 &= Z_{s2} - Z_{u2} + b\phi \\
X_5 &= Z_{u3} - Z_{r3} \\
X_6 &= \dot{Z}_{u3} \\
X_7 &= \dot{Z}_s \\
X_8 &= \dot{\phi}
\end{aligned} \tag{II.15}$$

On peut réécrire (II.14) sous la forme suivante :

$$\begin{aligned}
\dot{X}_1 &= \dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{u1} - a\dot{\phi} = X_7 - X_3 - aX_8 \\
\dot{X}_2 &= X_3 - \dot{Z}_{r1} \\
\dot{X}_3 &= \ddot{Z}_{u1} = \frac{K_{s1}}{M_{u1}}X_1 + \frac{C_{s1}}{M_{u1}}X_7 - \frac{C_{s1}}{M_{u1}}X_3 - a \frac{C_{s1}}{M_{u1}}X_8 - \frac{K_{t1}}{M_{u1}}X_2 - \frac{F_1}{M_{u1}} \\
\dot{X}_4 &= \dot{Z}_{s3} - \dot{Z}_{u3} - b\dot{\phi} = X_7 - X_6 - bX_8 \\
\dot{X}_5 &= X_6 - \dot{Z}_{r3} \\
\dot{X}_6 &= \ddot{Z}_{u3} = \frac{K_{s3}}{M_{u3}}X_4 + \frac{C_{s3}}{M_{u3}}X_7 - \frac{C_{s3}}{M_{u3}}X_6 + b \frac{C_{s3}}{M_{u3}}X_8 - \frac{K_{t3}}{M_{u3}}X_5 - \frac{F_3}{M_{u3}}
\end{aligned} \tag{II.16}$$

$$\begin{aligned}\dot{X}_7 = \ddot{Z}_s &= -\frac{K_{s1}}{M_s}X_1 - \frac{C_{s1}}{M_s}X_7 + \frac{C_{s1}}{M_s}X_3 - a\frac{C_{s1}}{M_s}X_8 - \frac{K_{s3}}{M_s}X_4 - \frac{C_{s3}}{M_s}X_7 + \frac{C_{s3}}{M_s}X_6 + b\frac{C_{s3}}{M_s}X_8 + \frac{F_1}{M_s} \\ &\quad + \frac{F_3}{M_s} \\ \dot{X}_8 &= -a\frac{K_{s1}}{I_{yy}}X_1 - a\frac{C_{s1}}{I_{yy}}X_7 + a\frac{C_{s1}}{I_{yy}}X_3 + a^2\frac{C_{s1}}{I_{yy}}X_8 + b\frac{K_{s3}}{I_{yy}}X_4 + b\frac{C_{s3}}{I_{yy}}X_7 - b\frac{C_{s3}}{I_{yy}}X_6 + b^2\frac{C_{s3}}{I_{yy}}X_8 \\ &\quad - a\frac{F_1}{I_{yy}} + b\frac{F_3}{I_{yy}}\end{aligned}$$

Ce système peut être mis sous la forme d'état suivante :

$$\dot{X}(t) = AX(t) + B_{l1}\dot{Z}_{r1}(t) + B_{l3}\dot{Z}_{r3} + B_{lu}F_{lu} \quad (\text{II.17})$$

Avec :

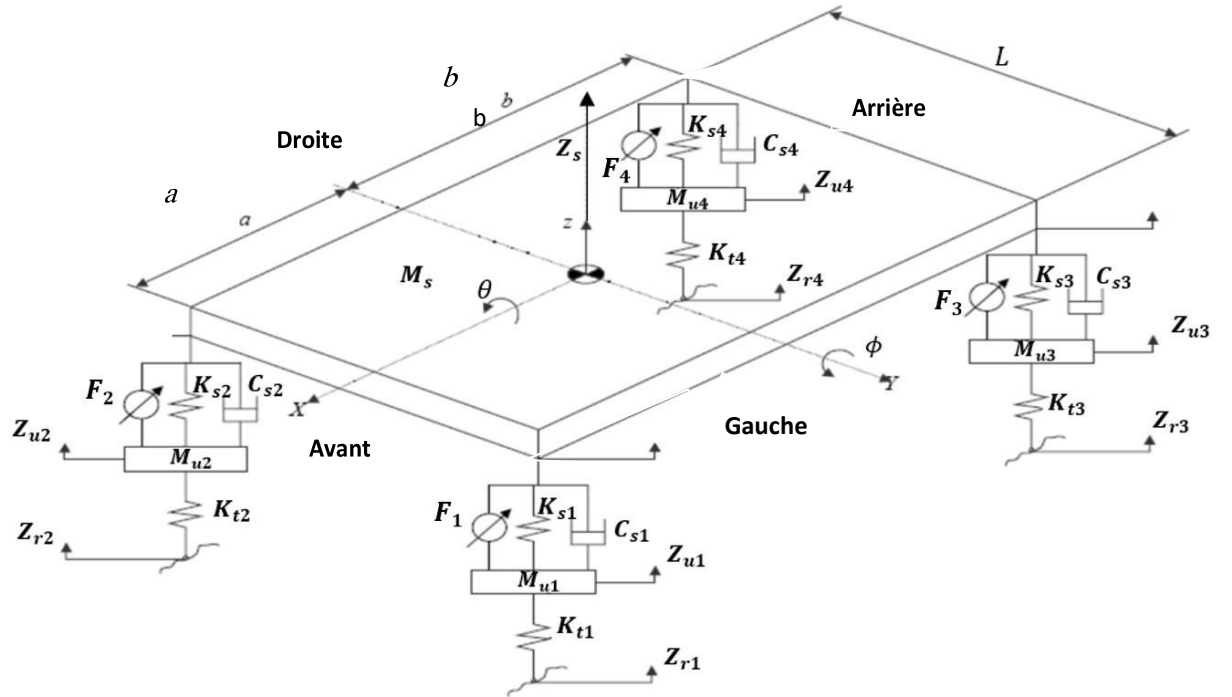
$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & -a \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{s1}}{M_{u1}} & -\frac{K_{t1}}{M_{u1}} & -\frac{C_{s1}}{M_{u1}} & 0 & 0 & 0 & \frac{C_{s1}}{M_{u1}} & -a\frac{C_{s1}}{M_{u1}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & -b \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{K_{s3}}{M_{u3}} & -\frac{K_{t3}}{M_{u3}} & -\frac{C_{s3}}{M_{u3}} & \frac{C_{s3}}{M_{u3}} & b\frac{C_{s3}}{M_{u3}} \\ -\frac{K_{s1}}{M_s} & 0 & \frac{C_{s1}}{M_s} & -\frac{K_{s3}}{M_s} & 0 & \frac{C_{s3}}{M_s} & -\frac{(C_{s1} + C_{s3})}{M_s} & \frac{(-aC_{s1} + bC_{s3})}{M_s} \\ -a\frac{K_{s1}}{I_{yy}} & 0 & \frac{C_{s1}}{I_{yy}} & b\frac{K_{s3}}{2I_{yy}} & 0 & -b\frac{C_{s3}}{I_{yy}} & \frac{(-aC_{s1} + bC_{s3})}{I_{yy}} & \frac{(a^2C_{s1} + b^2C_{s3})}{4I_{yy}} \end{bmatrix}$$

$$B_{l1} = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; B_{l3} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; B_{lu} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{M_{u1}} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{M_{u3}} \\ \frac{1}{M_s} & \frac{1}{M_s} \\ \frac{L}{2I_{yy}} & -\frac{L}{2I_{yy}} \end{bmatrix}; B_{lu} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_3 \end{bmatrix} \quad (\text{II.18})$$

## II.5 Modèle du système de suspension d'un véhicule complet

Le modèle complet de la suspension d'un véhicule comprend sept degrés de liberté (7 DDL), voir figure II.4. Seuls le mouvement vertical, le roulis et le tangage sont pris en compte car ils engendrent directement un débattement vertical des suspensions. Nous considérons dans notre cas, ces trois mouvements de la caisse ainsi que le déplacement vertical de chacune des quatre roues.

Ce modèle peut être complété en tenant compte des 3 déplacements (vertical, latéral et longitudinal) et des 3 rotations (roulis, tangage et lacet) possibles pour chaque élément [32].



**Figure (II.4)** Modèle du système de suspension d'un véhicule complet (7DDL) [33]

Pour des petites variations de l'angle  $\phi$  et de  $\theta$  par l'application de l'angle  $\theta$  et la deuxième loi de Newton sur le modèle illustré par la figure II.4, on obtient les équations du mouvement suivantes :

- Equation du mouvement vertical du châssis (masse suspendue) :

$$\begin{aligned}
 M_s \ddot{Z}_s = & -K_{s1} \left( Z_s - Z_{u1} + a\phi + \frac{1}{2}L\theta \right) - C_{s1} \left( \dot{Z}_s - \dot{Z}_{u1} + a\dot{\phi} + \frac{1}{2}L\dot{\theta} \right) - K_{s2} \left( Z_s - Z_{u2} + a\phi - \frac{1}{2}L\theta \right) \\
 & - C_{s2} \left( \dot{Z}_s - \dot{Z}_{u2} + a\dot{\phi} - \frac{1}{2}L\dot{\theta} \right) - K_{s3} \left( Z_s - Z_{u3} + a\phi + \frac{1}{2}L\theta \right) \\
 & - C_{s3} \left( \dot{Z}_s - \dot{Z}_{u3} + a\dot{\phi} + \frac{1}{2}L\dot{\theta} \right) - K_{s4} \left( Z_s - Z_{u4} + a\phi - \frac{1}{2}L\theta \right) \\
 & - C_{s4} \left( \dot{Z}_s - \dot{Z}_{u4} + a\dot{\phi} - \frac{1}{2}L\dot{\theta} \right) + F_1 + F_2 + F_3 + F_4
 \end{aligned}$$

- Equation du mouvement de rotation du châssis autour de l'axe x (roulis) :

$$\begin{aligned}
 I_{xx} \ddot{\theta} = & -K_{s1} \left( -Z_{u1} + \frac{1}{2}L\theta - a\phi \right) \frac{1}{2}L - C_{s1} \left( -\dot{Z}_{u1} + \frac{1}{2}L\dot{\theta} - a\dot{\phi} \right) \frac{1}{2}L - K_{s2} \left( -Z_{u2} - \frac{1}{2}L\theta + a\phi \right) \frac{1}{2}L - \\
 & C_{s2} \left( -\dot{Z}_{u2} - \frac{1}{2}L\dot{\theta} + a\dot{\phi} \right) \frac{1}{2}L - K_{s3} \left( -Z_{u3} + \frac{1}{2}L\theta - b\phi \right) \frac{1}{2}L - C_{s3} \left( -\dot{Z}_{u3} + \frac{1}{2}L\dot{\theta} - b\dot{\phi} \right) \frac{1}{2}l - K_{s4} \left( -Z_{u4} - \right. \\
 & \left. \frac{1}{2}L\theta + b\phi \right) - C_{s4} \left( -\dot{Z}_{u4} - \frac{1}{2}L\dot{\theta} + b\dot{\phi} \right) \frac{1}{2}l - \frac{1}{2}LF_1 + \frac{1}{2}LF_2 - \frac{1}{2}LF_3 + \frac{1}{2}LF_4
 \end{aligned}$$

- Equation du mouvement de rotation du châssis autour de l'axe  $y$  (tangage)

$$I_{yy}\ddot{\phi} = -K_{s1}(Z_s - Z_{u1} + a\phi)a - C_{s1}(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{u1} + a\dot{\phi})a - K_{s2}(Z_s - Z_{u2} + a\phi)a - C_{s2}(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{u2} - b\dot{\phi})b - K_{s3}(Z_s - Z_{u3} - b\phi)b - C_{s3}(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{u3} - b\dot{\phi})b - K_{s4}(Z_s - Z_{u4} - b\phi)b - C_{s4}(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{u4} - b\dot{\phi})b - aF_1 - aF_2 + bF_3 + bF_4 \quad (\text{II.19})$$

- Équation du mouvement de chaque roue dans la direction verticale :

$$\begin{aligned} M_{u1}\ddot{Z}_{u1} &= K_{s1}\left(Z_s - Z_{u1} + a\phi + \frac{1}{2}L\theta\right) - C_{s1}\left(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{u1} + a\dot{\phi} + \frac{1}{2}L\dot{\theta}\right) - K_{t1}(Z_{u1} - Z_{r1}) - F_1 \\ M_{u2}\ddot{Z}_{u2} &= K_{s2}\left(Z_s - Z_{u2} + a\phi - \frac{1}{2}L\theta\right) - C_{s2}\left(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{u2} + a\dot{\phi} - \frac{1}{2}L\dot{\theta}\right) - K_{t2}(Z_{u2} - Z_{r2}) - F_2 \\ M_{u3}\ddot{Z}_{u3} &= K_{s3}\left(Z_s - Z_{u3} + a\phi + \frac{1}{2}L\theta\right) - C_{s3}\left(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{u3} + a\dot{\phi} + \frac{1}{2}L\dot{\theta}\right) - K_{t3}(Z_{u3} - Z_{r3}) - F_3 \\ M_{u4}\ddot{Z}_{u4} &= K_{s4}\left(Z_s - Z_{u4} + a\phi + \frac{1}{2}L\theta\right) - C_{s4}\left(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{u4} + a\dot{\phi} + \frac{1}{2}L\dot{\theta}\right) - K_{t4}(Z_{u4} - Z_{r4}) - F_4 \end{aligned} \quad (\text{II.20})$$

En tenant compte nous avons choisi les variables d'état suivantes:

$$\begin{aligned} X_1 &= Z_{s1} - Z_{u1} + \frac{1}{2}L\theta - a\phi & X_6 &= \dot{Z}_{u2} & X_{11} &= Z_{u4} - Z_{r4} \\ X_2 &= Z_{u1} - Z_{r1} & X_7 &= Z_{s3} - Z_{u3} + \frac{1}{2}L\theta + b\phi & X_{12} &= \dot{Z}_{u4} \\ X_3 &= \dot{Z}_{u1} & X_8 &= Z_{u3} - Z_{r3} & X_{13} &= \dot{Z}_s \\ X_4 &= Z_{s2} - Z_{u2} - \frac{1}{2}L\theta - a\phi & X_9 &= \dot{Z}_{u3} & X_{14} &= \dot{\theta} \\ X_5 &= Z_{u2} - Z_{r2} & X_{10} &= Z_{s4} - Z_{u4} - \frac{1}{2}L\theta + b\phi & X_{15} &= \dot{\phi} \end{aligned} \quad (\text{II.21})$$

Ainsi, les premières dérivées des variables d'état peuvent être exprimées par les équations suivantes :

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= X_{13} - X_3 + \frac{1}{2}L X_{14} - aX_{15} \\ \dot{X}_2 &= X_3 - \dot{Z}_{r1} \\ \dot{X}_3 &= \frac{1}{M_{u1}}\left(K_{s1}X_1 - K_{t1}X_2 - C_{s1}X_3 + \frac{L}{2}C_{s1}X_{14} + C_{s1}X_{13} - aC_{s1}X_{15}\right) \\ \dot{X}_4 &= X_{13} - X_6 - \frac{L}{2}X_{14} - aX_{15} \\ \dot{X}_5 &= X_6 - \dot{Z}_{r2} \end{aligned} \quad (\text{II.22})$$

$$\dot{X}_6 = \frac{1}{M_{u2}} \left( K_{s2}X_4 - C_{s2}X_{13} - C_{s2}X_6 - \frac{L}{2}C_{s2}X_{14} - aC_{s2}X_{15} - K_{t2}X_5 \right)$$

$$\dot{X}_7 = X_{13} - X_9 + \frac{L}{2}X_{14} + bX_{15}$$

$$\dot{X}_8 = X_9 - \dot{Z}_{r3}$$

$$\dot{X}_9 = \frac{1}{M_{u3}} \left( K_{s3}X_7 + C_{s3}X_{13} - C_{s3}X_9 + \frac{L}{2}C_{s3}X_{14} + bC_{s3}X_{15} - K_{t3}X_8 \right)$$

$$\dot{X}_{10} = X_{13} - X_{12} - \frac{L}{2}X_{14} + bX_{15}$$

$$\dot{X}_{11} = X_{12} - \dot{Z}_{r4}$$

$$\dot{X}_{12} = \frac{1}{M_{u4}} \left( K_{s4}X_{10} + C_{s4}X_{13} - C_{s4}X_{12} - \frac{L}{2}C_{s4}X_{14} + bC_{s4}X_{15} - K_{t4}X_{11} \right)$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{13} = \frac{1}{M_s} \left( -K_{s1}X_1 - C_{s4}X_{13} + C_{s1}X_3 + aC_{s1}X_{15} - K_{s2}X_4 - C_{s2}X_{13} + C_{s2}X_6 + aC_{s2}X_{15} - K_{s3}X_7 \right. \\ \left. - C_{s1}X_{13} + C_{s3}X_9 - bC_{s3}X_{15} - K_{s4}X_{10} - C_{s3}X_{13} - C_{s4}X_{12} - bC_{s4}X_{15} \right. \\ \left. + \frac{L}{2}(-C_{s1} + C_{s2} - C_{s3} + C_{s4})X_{14} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{14} = \frac{1}{2I_{xx}} \left( -K_{s1}X_1 + C_{s1}X_3 - \frac{L}{2}C_{s1}X_{15} + K_{s2}X_4 - C_{s2}X_6 - \frac{L}{2}C_{s2}X_{15} - K_{s3}X_7 + C_{s3}X_9 - \frac{L}{2}C_{s3}X_{15} \right. \\ \left. + K_{s4}X_{10} - C_{s4}X_{12} - \frac{L}{2}C_{s4}X_{15} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{15} = \frac{1}{I_{yy}} \left( aK_{s1}X_1 + aC_{s1}X_{13} - aC_{s1}X_3 - a^2C_{s1}X_{15} + aK_{s2}X_4 + aC_{s2}X_{13} - aC_{s2}X_6 - a^2C_{s2}X_{15} \right. \\ \left. - bK_{s3}X_{15} - bC_{s3}X_7 - bC_{s3}X_{13} + bC_{s3}X_9 - b^2C_{s3}X_{15} - bK_{s4}X_{10} - bC_{s4}X_{13} \right. \\ \left. + bC_{s4}X_{12} - b^2C_{s4}X_{15} + (-aC_{s1} + aC_{s2} - bC_{s3} + bC_{s4})X_{14} \right) \end{aligned}$$

Ces équations peuvent être mises sous la forme matricielle suivante :

$$\dot{X}(t) = AX(t) + B_r \dot{Z}_r(t) + B_u F_u \quad (\text{II. 23})$$

Où :

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \quad (\text{II. 24})$$

$$A_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{s1}}{M_{u1}} & -\frac{K_{t1}}{M_{u1}} & -\frac{C_{s1}}{M_{u1}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{K_{s2}}{M_{u2}} & -\frac{K_{t2}}{M_{u2}} & -\frac{C_{s2}}{M_{u2}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{12} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \frac{L}{2} & -a \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{C_{s1}}{M_{u1}} & \frac{LC_{s1}}{2M_{u1}} & -\frac{aC_{s1}}{M_{u1}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -\frac{L}{2} & -a \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{C_{s2}}{M_{u2}} & -\frac{LC_{s2}}{2M_{u2}} & -\frac{aC_{s2}}{M_{u2}} \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & \frac{L}{2} & b \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{21} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{K_{s3}}{M_{u3}} & -\frac{K_{t3}}{M_{u3}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_{s1}}{M_s} & 0 & \frac{C_{s1}}{M_s} & -\frac{K_{s2}}{M_s} & 0 & \frac{C_{s2}}{M_s} & -\frac{K_{s3}}{M_s} & 0 \\ -\frac{LK_{s1}}{2I_{xx}} & 0 & \frac{LC_{s1}}{2I_{xx}} & \frac{LK_{s2}}{2I_{xx}} & 0 & \frac{LC_{s2}}{2I_{xx}} & -\frac{LK_{s3}}{2I_{xx}} & 0 \\ \frac{aK_{s1}}{I_{yy}} & 0 & -\frac{aC_{s1}}{I_{yy}} & \frac{aK_{s1}}{I_{yy}} & 0 & -\frac{aC_{s2}}{I_{yy}} & \frac{bK_{s3}}{I_{yy}} & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{22} = \begin{bmatrix} -\frac{C_{s3}}{M_{u3}} & 0 & 0 & \frac{C_{s3}}{M_{u3}} & \frac{LC_{s3}}{2M_{u3}} & 0 & \frac{K_{s3}}{M_{u3}} & -\frac{K_{t3}}{M_{u3}} \\ 0 & 0 & -1 & 1 & -\frac{L}{2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_{s4}}{M_{u4}} & -\frac{C_{s4}}{M_{u4}} & \frac{C_{s4}}{M_{u4}} & -\frac{LC_{s4}}{2M_{u4}} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{C_{s3}}{M_s} & -\frac{K_{s4}}{M_s} & \frac{C_{s4}}{M_s} & -\frac{(C_{s1}+C_{s2}-C_{s3}+C_{s4})}{M_s} & -\frac{L(C_{s1}+C_{s2}-C_{s3}+C_{s4})}{2M_s} & \frac{C_{s2}}{M_s} & -\frac{K_{s3}}{M_s} & 0 \\ -\frac{LC_{s3}}{2I_{xx}} & \frac{LK_{s4}}{2I_{xx}} & \frac{LC_{s4}}{2I_{xx}} & \frac{L(-C_{s1}+C_{s2}-C_{s3}+C_{s4})}{2I_{xx}} & -\frac{L^2(-C_{s1}+C_{s2}-C_{s3}+C_{s4})}{4I_{xx}} & \frac{LC_{s2}}{2I_{xx}} & -\frac{LK_{s3}}{2I_{xx}} & 0 \\ \frac{bC_{s3}}{I_{yy}} & -\frac{bK_{s4}}{I_{yy}} & \frac{bC_{s4}}{I_{yy}} & \frac{a(C_{s1}+C_{s2})-b(C_{s3}+C_{s4})}{I_{yy}} & \frac{L(aC_{s1}-aC_{s2}-bC_{s3}+bC_{s4})}{2I_{yy}} & -\frac{aC_{s2}}{I_{yy}} & -\frac{bK_{s3}}{I_{yy}} & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_r = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad B_u = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{M_{u1}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{M_{u2}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{M_{u3}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{M_{u4}} \\ \frac{1}{M_s} & \frac{1}{M_s} & \frac{1}{M_s} & \frac{1}{M_s} \\ \frac{L}{2I_{xx}} & -\frac{L}{2I_{xx}} & \frac{L}{2I_{xx}} & -\frac{L}{2I_{xx}} \\ -\frac{a}{I_{yy}} & -\frac{a}{I_{yy}} & \frac{b}{I_{yy}} & \frac{b}{I_{yy}} \end{bmatrix} \quad \dot{Z}_r = \begin{bmatrix} \dot{Z}_{r1} \\ \dot{Z}_{r2} \\ \dot{Z}_{r3} \\ \dot{Z}_{r4} \end{bmatrix} \quad \text{et } F_u = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{bmatrix}$$

## II.6 conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les trois modèles du système de suspension (quart, demi et complet) d'un véhicule que nous avons mis sous forme d'état. Ou chapitre suivant, nous allons proposer une commande par la logique floue pour gérer la dynamique de cette suspension active de véhicule.

***Chapitre III***

***Commande Floue de la Suspension***

***Active d'un Véhicule***

## III.1 Introduction

La logique floue est un axe de recherche important sur lequel travaillent de nombreux scientifiques. Les retombés de ces travaux se trouvent tant dans le domaine grand public (appareils photos, machine à laver, fours à micro-ondes,...etc.) que dans le domaine industriel (aide à la décision, réglage et commande de processus complexes liés à l'énergie, au transport, à la robotique, etc.). L'intérêt de la logique floue réside dans sa capacité à traiter, l'imprécis, l'incertitude et le vague. Elle est issue de la capacité de l'homme à décider et agir de façon pertinente.

La commande floue est surtout utilisée lorsqu'on ne dispose pas de modèle mathématique précis du processus à commander ou lorsque ce dernier présente de très fortes non linéarités ou imprécisions [34].

Dans ce chapitre, nous allons présenter les concepts de la logique floue, rappelé des bases générales. Ensuite, nous allons nous intéresser au régulateur *PID* flou et son dimensionnement optimisé en vue de son application sur la suspension active d'un véhicule.

## III.2 Généralités sur la logique floue

La logique floue permet la représentation des connaissances imprécises, des raisonnements approchés et elle cherche à modéliser les notions vagues du langage naturel pour pallier l'inadéquation de la théorie des ensembles classiques dans ce domaine.

La logique floue est apparue avant les années 1940, avec les premières approches, du concept d'incertitude. Il a fallu attendre 1965 pour que le concept de sous ensemble flou soit proposé par *Lotfi.A.Zadeh*, automaticien de réputation internationale et professeur à (*USA*), qui a contribué à la modélisation de phénomène sous forme floue, en vue de pallier les limitations dues aux incertitudes des modèles classiques à équation différentielle. En 1974, *Mamdani* expérimentait la théorie énoncée par *Zadeh* sur une chaudière à vapeur, matériel dont on connaît la complexité, introduisant ainsi la commande floue dans la régulation d'un processus industriel. Plusieurs applications ont alors vue le jour en Europe, pour des systèmes parfois très complexes, tels que les fours de cimenterie. Grâce au chercheur japonais *Sugeno*, la logique floue a été introduite au Japon dès 1985 [35]. A partir de cette année-là, on a commencé à utiliser la logique floue dans des produits industriels pour résoudre des problèmes de commande.

### III.3. Concepts de la logique floue

Le principe de la logique floue s'approche de la démarche humaine puisque les variables utilisées ne sont pas des variables logiques (au sens de la logique binaire) mais des variables linguistiques, proches du langage humain courant. De plus, ces variables linguistiques sont traitées à l'aide de règles qui font référence à une certaine connaissance du comportement du système. Ainsi, la théorie de la logique floue, fondée sur des aspects de la théorie des possibilités, fait intervenir des ensembles d'appartenance appelés "*ensembles flous*" caractérisant les différentes grandeurs du système à commander [36].

Les éléments de base de la logique floue sont les suivants :

- les variables linguistiques et les ensembles flous,
- les fonctions d'appartenance et les opérateurs,
- les inférences à plusieurs règles floues.

#### III.3.1 Ensembles flous

Un sous-ensemble flou  $A$  défini sur un univers du discours  $X$  est caractérisé par sa fonction d'appartenance  $\mu_A(x)$  qui associe à chaque élément  $x$  de  $X$  une valeur dans l'intervalle des nombres réels  $[0, 1]$  [37]. Ceci être formulé ainsi :

$$A = \{x \mid \mu_A(x), x \in X\} \quad (\text{III.1})$$

Où :

$$\mu_A(x) \in [0, 1]$$

$\mu(x)$  est le degré d'appartenance de  $x$  à  $A$ .

L'univers du discours  $X = [x_0 \ x_n]$  délimite l'intervalle de variation de  $x$ .

#### III.3.2 Variables linguistiques

Une variable linguistique est définie par un triplé  $(V, U, T_V)$  où  $V$  représente une variable classique (vitesse, température, ... etc.) Définie sur l'univers de discours  $U$ , et  $T_V$  est l'ensemble des caractérisations possibles de la variable  $V$ : il s'agit de sous-ensembles flous repérés par leur label  $A_j$ :

On écrit ainsi  $T_V = \{A_1, A_2, \dots, A_n\}$ . Une variable linguistique peut être représentée graphiquement, comme dans la figure (Figure III .1) qui représente une variable définie comme  $\{V, U, T_V = \{A_1, A_2, A_3, A_4\}\}$  [35].

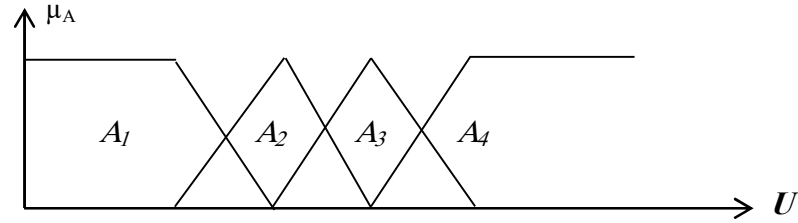


Figure (III.1) Représentation d'une variable linguistique [38]

### III.3.3 Fonction d'appartenance et opérateurs flous

À une variable  $x$ , dont l'ensemble des valeurs possible est  $U$ , et au sous-ensemble  $A$  de  $T(x)$ , on associe une fonction  $\mu_A(x)$  comprise entre 0 et 1, appelée fonction d'appartenance (ou degré d'appartenance) qui représente la possibilité pour que la variable  $x$  ait la qualité associée au sous-ensemble  $A$ . Les fonctions d'appartenance peuvent avoir plusieurs formes voire figure (III.2). Nous pouvons citer les formes triangulaires, trapézoïdales, cloches, fonction convexe, concave,...etc [35].

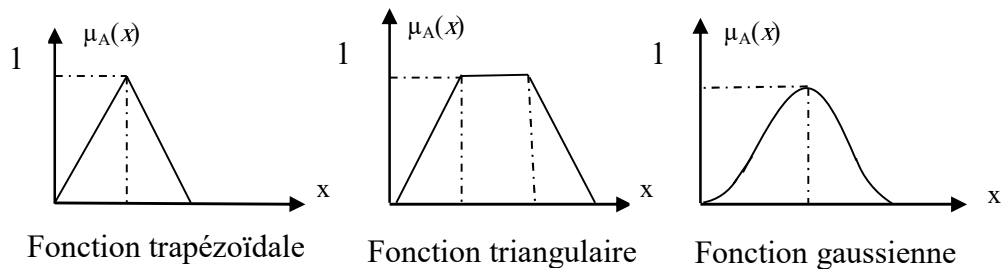


Figure (III.2) Exemple de fonction d'appartenance [38]

Par ailleurs, les opérateurs associés aux ensembles flous sont définis comme suit: soient  $A$  et  $B$  des ensembles flous définis sur  $x$ , décrits par leurs fonctions d'appartenance  $\mu_A(x)$ ,  $\mu_B(x)$  respectivement [38].voici la définition de quelques opérateur de la logique flou Selon *Zadeh* :

- **Egalité** : L'égalité de deux ensembles flou  $A$  et  $B$  est notée  $A=B$ , elle est donnée par :

$$\forall x \in X, \mu_A(x) = \mu_B(x) \quad (III.2)$$

- **Inclusion** : On dit que  $A$  est inclus dans  $B$ , noté  $A \subset B$ , si et seulement si :

$$\forall x \in X, \mu_A(x) \leq \mu_B(x) \quad (III.3)$$

- **Intersection** : L'interaction de deux ensemble flous, notée  $A \cap B$ , définie par :

$$\forall x \in X, \mu_{A \cap B}(x) = \min(\mu_A(x), \mu_B(x)) \quad (III.4)$$

- **Union** : L'union de deux ensemble flous  $A$  et  $B$  notée  $A \cup B$ , définie par l'équation :

$$\forall x \in X, \mu_{A \cup B}(x) = \max(\mu_A(x), \mu_B(x)) \quad (III.5)$$

- **Complément** : Le complément d'un ensemble flou  $A$ , noté  $\bar{A}$ , est défini par:

$$\forall x \in X, \mu_{\bar{A}}(x) = 1 - \mu_A(x) \quad (III.6)$$

- **Implication** : L'implication floue  $A \Rightarrow B$  est définie ainsi :

$$\forall x \in X, \mu_{A \Rightarrow B}(x) = \min(\mu_A(x), \mu_B(x)) \quad (\text{III.7})$$

Dans la l'itération spécialisée, il existe plusieurs méthodes de calcul de ces opérateurs de la logique floue.

### III.3.4 Règles floues

Soit  $x$  une variable floue et  $A$  un sous-ensemble flou. La proposition suivant représente la forme générale d'une règle floue:

Si  $x_1$  et  $A_1$  alors  $x_2$  et  $A_2$

'Si  $x_1$  et  $A_1$ ' est appelé prémisse de la règle flou ;

'Alors  $x_2$  et  $A_2$ ' est appelé conclusion de cette règle.

Donc, une proposition floue est une description de la variable floue. Elle peut être [35] :

- Une conjonction : la conjonction de deux (ou plus) propositions floues: ' $x_1$  est  $A_1$ ' et ' $x_2$  est  $A_2$ '.
- Une disjonction : la disjonction de deux (ou plus) propositions floues : ' $x_1$  est  $A_1$ ' ou ' $x_2$  est  $A_2$ '.
- Une implication : de la forme Si  $x_1$  est  $A_1$  alors,  $x_2$  est  $A_2$ .

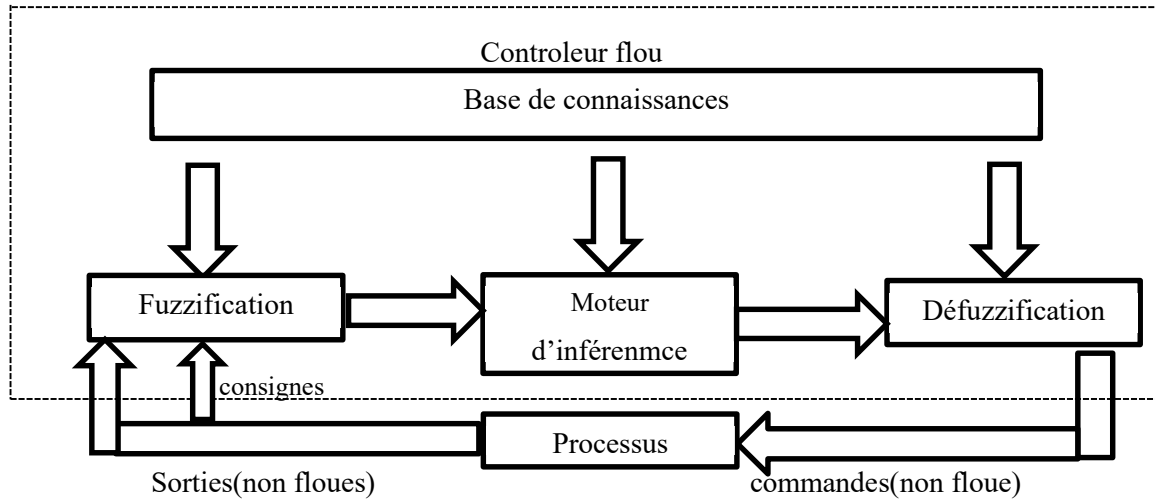
## III.4 Régulateur flou

Pour concevoir un régulateur, On procède tout d'abord à la partition en ensembles flous des différents univers de discours (ou référentiels) des variables d'un système. Ensuite, on détermine la base de règles qui va caractériser le fonctionnement désiré du système. Puis, il faut transformer les variables réelles, c'est-à-dire celles qui ont une réalité physique, en variables floues. On appelle cette étape la fuzzification (de fuzzy=flou en anglais). On utilise alors ces variables floues dans un mécanisme d'inférence qui crée et détermine les variables floues de sortie en utilisant les opérations sur les fonctions d'appartenance.

Enfin, on opère une defuzzification qui consiste à extraire une valeur réelle de sortie à partir de la fonction d'appartenance du sous-ensemble flou de sortie établi par le mécanisme d'inférence.

### III.4.1 Structure de base d'un régulateur flou

Dans ce paragraphe, nous présentons la configuration de base d'un régulateur flou (voir figure III.4) [39].



**Figure (III. 3)** Structure générale d'un contrôleur flou [39]

Cette configuration comprend quatre parties :

- Interface de fuzzification ;
- Base de connaissances ;
- Moteur d'inférence floue ;
- Interface de défuzzification.

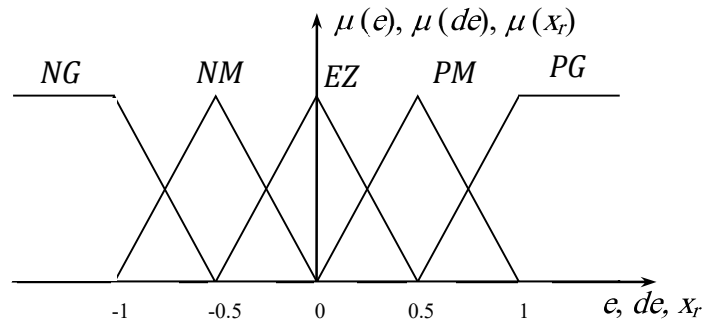
### III.4.1.1 Fuzzification

La fuzzification est l'étape de passage d'une grandeur physique en une variable floue ou variable linguistique. Elle consiste à définir le degré d'appartenance avec lequel la mesure de la variable physique appartient à un ensemble flou donné sur l'univers de discours. On distingue deux types de fuzzification respectivement appelés fuzzification numérique et fuzzification symbolique [40].

La fuzzification numérique consiste à caractériser numériquement l'imprécision qui peut exister sur la valeur d'entrée délivrée par un capteur. Cette transformée est obtenue en calculant le degré d'appartenance au de cette variable d'entrée [41].

La fuzzification symbolique transforme la valeur d'entrée délivrée par le capteur en une variable floue linguistique. La description de la mesure s'effectue par des ensembles flous ( $P$ ,  $Z$ ,  $N$ ) par exemple, où  $N$  est l'abréviation de négatif,  $Z$  celle de zéro et  $P$  celle de positif [42].

Voici l'exemple d'in fuzzification d'un variable  $x$  pour cinq ensembles flous ( $NG$ ,  $NM$ ,  $EZ$ ,  $PN$ ,  $PG$ ) sur l'univers de discours  $[-1, 1]$ .



**Figure (III.4)** Fuzzification d'un variable linguistique pour 5 sous-ensembles flous

Où  $NG, NM, EZ, PM, PG$  désignent respectivement

$NG$  : Négatif Grand

·  
·

$EZ$  : Egal Zéro

·  
·

$PG$  : Positif Grand

### III.4.1.2 Base de connaissances

C'est une base qui contient les règles floues décrivant le comportement du système. L'ensemble des règles se présente sous la forme d'une énumération de type [40]:

- Si condition 1 et/ou condition 2 (et/ou...) alors action sur les sortie ;
- Si condition 3 et/ou condition 4 (et/ou...) alors action sur les sortie ;
- 
- 
- 
- Si condition 5 et/ou condition 6 (et/ou...) alors action sur les sortie.

On, le tableau suivant dessine l'exemple d'un base de regelés d'un régulateur flou de type Propositionnel-Dérivateur (PD).

**Tableau III.1** Base de règles d'un régulateur *PD* flou

|           |           |           |           |           |           |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| <i>XR</i> | <i>NG</i> | <i>NM</i> | <i>EZ</i> | <i>PM</i> | <i>PG</i> |
| <i>NG</i> | <i>NG</i> | <i>NG</i> | <i>NM</i> | <i>NM</i> | <i>EZ</i> |
| <i>NM</i> | <i>NG</i> | <i>NM</i> | <i>NM</i> | <i>EZ</i> | <i>PM</i> |
| <i>EZ</i> | <i>NM</i> | <i>NM</i> | <i>EZ</i> | <i>PM</i> | <i>PM</i> |
| <i>PM</i> | <i>NM</i> | <i>EZ</i> | <i>PM</i> | <i>PM</i> | <i>PG</i> |
| <i>PG</i> | <i>EZ</i> | <i>PM</i> | <i>PM</i> | <i>PG</i> | <i>PG</i> |

### III.4.1.3 Moteur d'inférence

Le moteur d'inférence floue transforme, à l'aide des techniques de raisonnement flou, la partie floue issue de la fuzzification en une nouvelle partie floue afin de définir l'ensemble flou caractérisant la commande. En fait, le mécanisme d'inférence combine les règles floues pour effectuer une transformation à partir des ensembles flous dans l'espace d'entrée vers des ensembles flous dans l'espace de sortie. Il existe plusieurs méthodes d'inférence utilisées dans la littérature. Parmi celle-ci [39], on cite la méthode d'inférence SOMME-PROD qui est la plus utilisée.

Dans cette méthode, l'opérateur "*ET*" est réalisé par le produit, de même que la conclusion "*ALORS*". Cependant, l'opérateur "*OU*" est réalisé par la valeur moyenne des degrés d'appartenance intervenant dans l'inférence.

### III.4.1.4 Défuzzification

À son entrée, l'organe de commande reçoit un signal de commande précis, mais étant donné que la fuzzification fournit une information floue, alors il est nécessaire de transformer cette information en une valeur numérique, c'est ce qu'on appelle défuzzification [35].

Parmi les méthodes utilisées pour la défuzzification, on trouve La méthode du centre de gravité

Dans ce travail nous nous sommes intéressés à cette méthode de centre de gravité.

Elle permet d'exprimer analytiquement la sortie du système flou et de simplifier sa mise en œuvre. Cependant, son calcul est complexe et nécessite des calculs longs de l'intégrale [40].

Cette méthode de fuzzification associée à la méthode d'inférence '*somme – produit*', prend comme sortie du régulateur flou ( $x_r^*$ ) l'abscisse du centre de gravité de fonction flou obtenue à la sortie du bloc d'une inférence.

Elle est exprimée par :

$$x_r^* = \frac{\sum_{n=1}^{n_r} u_i(x_1)u_i(x_2)x_{Gi}s_i}{\sum_{n=1}^{n_r} u_i(x_1) u_i(x_2)s_i}$$

Où :  $u_i(x_1)$  et  $u_i(x_2)$  sont respectivement les degrés d'appartenance des deux entres du régulateur ( $x_1$  et  $x_2$ ) correspondant à la  $i^{\text{ème}}$  règle ;

$x_i$  et  $s_i$  son respectivement l'abscisse du centre de gravité et la surface du sous ensemble-flou de la sortie  $x_1$  du régulateur correspondant

à la  $i^{\text{ème}}$  règle ;

$n_r$  est le nombre de règles.

### III.4.2 Différents types de régulateurs flous

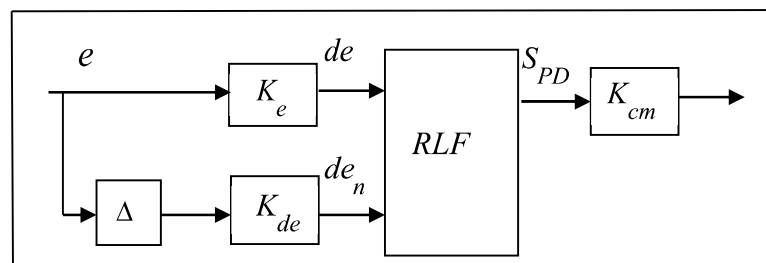
Le principe de conception d'un régulateur flou consiste à exprimer la stratégie de régulation à partir d'objectifs de régulation et d'observations sur les entrées-sorties du processus, sans analyser en détail la dynamique du système. Le régulateur flou utilise des règles linguistiques qu'il est capable d'interpréter numériquement afin d'établir une stratégie de régulation [43].

La structure générale d'un contrôleur flou est inspirée de celle du régulateur,  $PD$  et  $PI$ ,  $PID$  numériques :

**a) Régulateur flou à action  $PD$  :** En partant de L'équation caractéristique d'un régulateur  $PD$ , linéaire :

$$U = K_p e(t) + K_d \dot{e}(t) \quad (\text{III .8})$$

La structure d'un régulateur flou à action  $PD$  peut être établie. Elle est caractérisée par l'ensemble de règles de tableau (III .1) et la configuration de la figure  $PI$ ).



**Figure(III.5)** Schéma synoptique d'un régulateur  $PD$  flou

**b) Régulateur à action  $PI$  :** la structure d'un  $PI$  flou peut être élaborée on ajoutant une sommation (intégrale) à la sortie du régulateur flou  $PD$  (voir figure III.6).

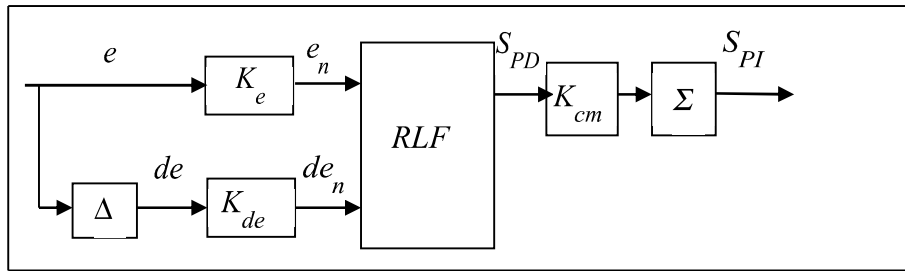
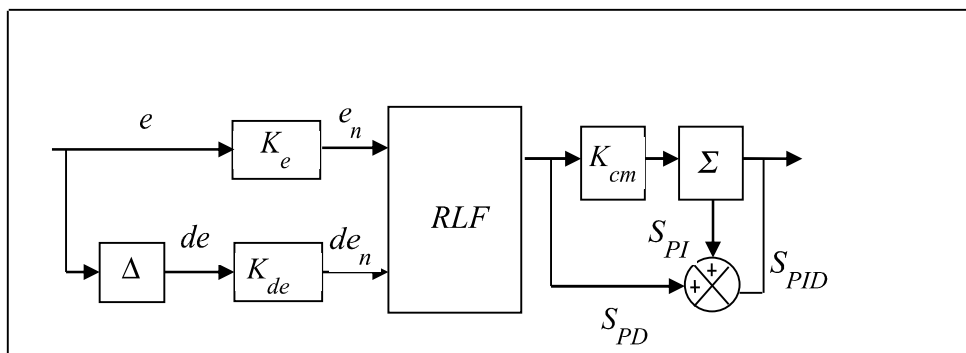


Figure (III.6) Schéma synoptique d'un régulateur *PI* flou

c) **Régulateur flou à action *PID***: De même, un régulateur *PID* flou qui englobe les trois actions de correction (Proportionnelle, Intégrale et Dérivée) peut être construit en utilisant la somme de deux actions  $S_{PD}$  et  $S_{PI}$  (voir figure III.7).



Figure(III.7) Schéma synoptique d'un régulateur *PID* flou

Dans le cadre de notre travail nous avons utilisé un régulateur *PID* flou pour assurer l'application de la commande de la suspension active d'un véhicule.

## III.5 Application de Régulateur flou à la suspension active d'un véhicule

Pour piloter la suspension active d'un véhicule, nous allons utiliser un régulateur *PID* flou afin de minimiser la déflexion des roues ( $Z_s - Z_u$ ). Les performances de ce régulateur seraient comparées à celles d'un régulateur *PID*.

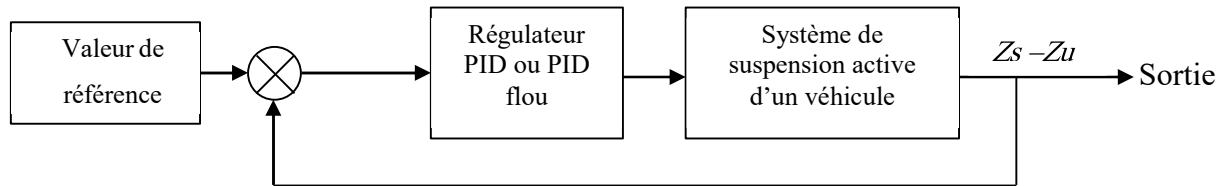
### III.5.1 Objectif de la suspension active d'un véhicule

Une bonne suspension active d'un véhicule décrit assure un confort de passager satisfaisant, une faible déflexion de l'amortisseuse et bonne tenue de route [55].

- Le confort des passagers : Nous allons devoir jouer sur les coefficients qui correspondent au (déplacement relatif caisse/roue) et /ou la vitesse verticale de la caisse.

- La faible déflexion de l'amortisseur : Correspond en un faible déplacement de la roue par rapport à la caisse. On cherchera donc à minimiser ce paramètre.
- La bonne tenue de route : Tient compte du déplacement de la roue par rapport au sol. Elle route sera d'autant plus améliorée que ce déplacement sera faible.

Nous allons nous intéresser à minimiser le déplacement ( $Z_s - Z_u$ ) en lui affectant une consigne de réglage nulle. Les deux régulateurs utilisés pour cette fin sont le *PID* et le *PID* flou (voir figure III.8).



**Figure (III.8)** Commande d'un système de suspension active d'un véhicule en boucle fermée

### III.5.2 Dimensionnement optimisé des régulateurs

Le contrôle *PID* est un contrôle très simple, comporte essentiellement trois contrôles : proportionnel, intégral et dérivé :

$$u(t) = K_p e + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (\text{III.9})$$

Un *PID* est un régulateur à rétroaction unitaire qui calcule l'erreur entre une valeur désirée appelée point de consigne et la valeur mesurée, pour obtenir les meilleures performances. Ses paramètres doivent être réglés en fonction de la nature de l'application. Les trois termes du régulateur *PID* effectuent différentes actions sur les grandeurs à commander.

L'action *P* diminue le temps de montée d'une réponse, mais il n'y a pas d'amélioration de l'offset. Le terme *I* est utilisé pour éliminer l'offset et l'erreur en régime permanent, mais augmente le temps d'établissement. Enfin, l'action *D* est utilisée pour obtenir une meilleure réponse transitoire, mais la commande dérivée introduit un temps de stabilisation et une grande erreur en régime permanent.

De même les quatre gains  $K_e, K_{de}, K_{pi}$  et  $K_{pd}$  du régulateur *PID* flou, influence la grandeur à régler.

### III.5.2.1 Formulation du problème d'optimisation

Nous allons utiliser tantôt un régulateur *PID* floue et tantôt un régulateur *PID* pour commander le système de suspension d'un active. Le problème qui se pose pour ces deux régulateur, c'est comment calculer les valeurs des gains qui devant des meilleurs réponses d'un système de suspension. Pour surmonter ce problème, nous avons on optimisée (minimisé) l'erreur l'intégrale d'erreur de réglage quadratique, exprime par :

$$f_{obj} = ISE = \int_0^{t_f} (Zs - Zu)^2 dt \quad (III.10)$$

Sous mises aux contraintes suivantes :

- Les gains de régulateur *PID* :

$$K_p \min = 0 < K_p < K_p \max = 100$$

$$K_i \min = 0 < K_i < K_i \max = 100$$

$$K_d \min = 0 < K_d < K_d \max = 100$$

- Les gains de régulateur *PID* flou :

$$K_e \min = 0 < K_e < K_e \max = 1000$$

$$K_{de} \min = 0 < K_{de} < K_{de} \max = 100$$

$$K_{pd} \min = 0 < K_{pd} < K_{pd} \max = 100$$

$$K_{pi} \min = 0 < K_{pi} < K_{pi} \max = 100$$

Où  $f_{obj}$  et la fonction objective à minimisée.

### III .5.2.2 Optimisation des gains des régulateurs

Pour calculer les gains des deux, régulateurs nous allons utiliser l'utile optimtool de MATLAB. Définie la Présentation de l'outil d'optimisation optimtool :

Cet outil, Optimization Toolbox' permet d'ajuster des paramètres (variables) qui minimisent ou maximisent des fonctions objectives multi variables tout en satisfaisant aux contraintes. La boîte à outils comprend des solveurs pour la programmation linéaire, la programmation linéaire à nombre mixte, la programmation quadratique, l'optimisation non linéaire et les moindres carrés non linéaires,...etc. on peut utiliser ces solveurs pour trouver des solutions optimales aux problèmes continus et discrets, effectuer des analyses de compromis et intégrer des méthodes d'optimisation dans des algorithmes et des applications. Pour ouvrir utilisée cet outil, entrer il suffit d'exécuter la

commande 'optimtool' dans la fenêtre de commande (command window)[44]. la figure suivant représente interface graphique de cet outil.

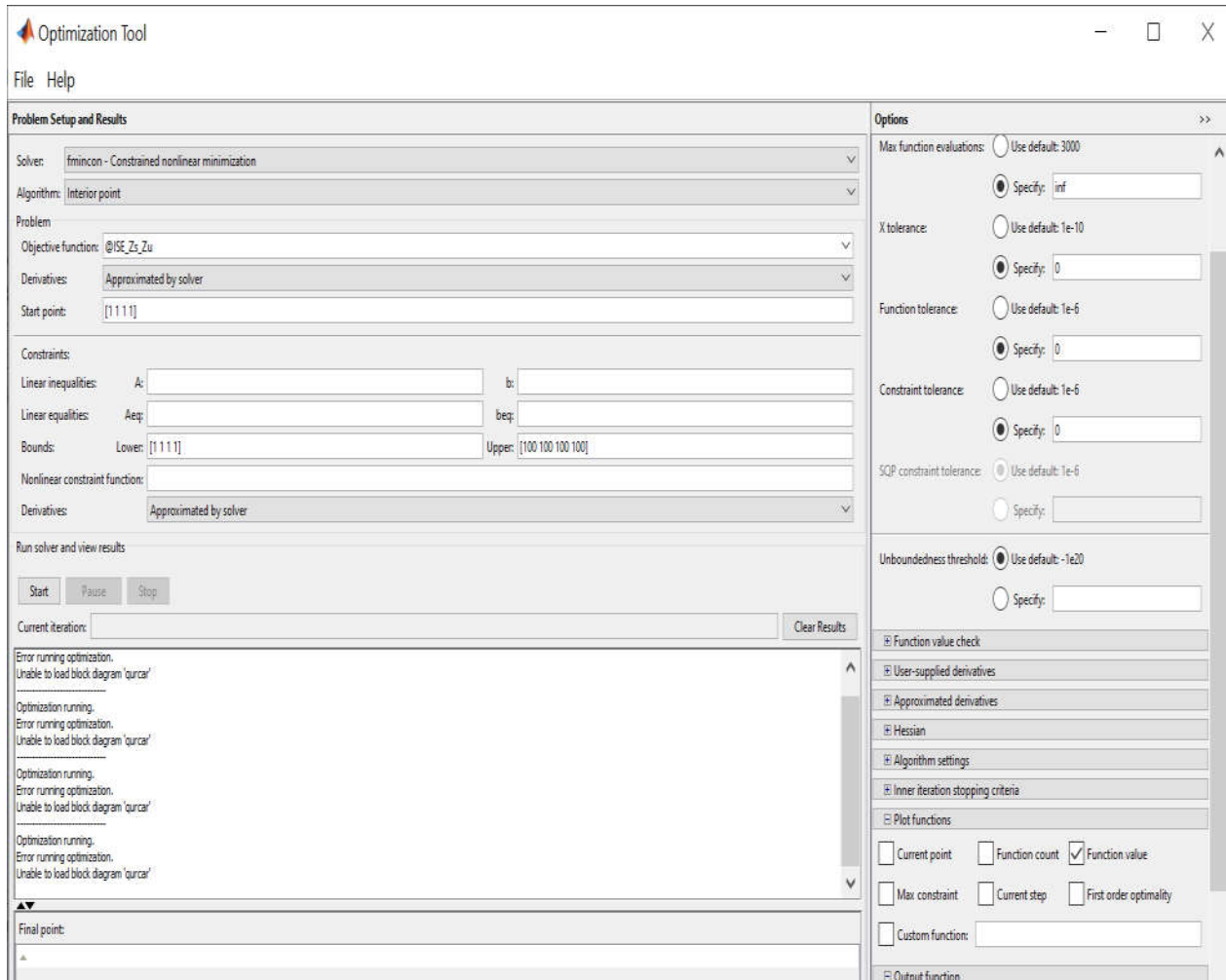


Figure (III.9) Fenêtre de l'outil 'optimtool' de MATLAB

Ci-après un résumé des étapes à suivre pour configurer, cet outil d'optimisation :

1. Dans le champ '**Solver**', choisir la méthode d'optimisation ('**fminunc - constrained nonlinear minimization**'), dans notre cas,
2. Dans le champ '**Algorithm**', choisir l'algorithme '**interior point**',
3. Dans le champ '**Objective function**', entrer le nom de la fonction on souhaite minimiser, '@ISE\_Zs\_Zu',
4. Dans le champ '**Start point**', choisir un point de départ d'algorithme '([1 1 1])',
5. Pour définir les limites d'exploitations des variables, entrer '[0 0 0 0]' dans le champ '**Bound /lower**' pour les limites inférieures et [100 100 100 100] dans le champ '**Bound /upper**' pour les limites supérieures,

6. Dans le champ '**Options**' définir propose quatre critères d'arrêt :
  - Le critère '**Max iterations**' désigne le nombre d'itérations maximales de l'algorithme. Si le nombre d'itérations atteint cette valeur, l'algorithme est stoppé.
  - Le critère '**Max function evaluations**' limite le nombre d'évaluations maximales de la fonction objectif. La fonction objective peut être évaluée plusieurs fois par itération.
  - Le critère '**X tolerance**' stoppe l'optimisation quand la norme de la différence entre deux solutions successives (progression de la solution) est inférieure à cette valeur,
  - Le critère '**Function tolerance**' a un rôle double. Il stoppe l'optimisation quand la valeur absolue de la différence entre deux évaluations successives de la fonction objective (progression de la fonction objective) est inférieure à cette valeur, mais aussi quand la valeur relative de la norme infinie du gradient est inférieure à cette valeur.
7. Pour tracer la fonction à minimiser en calculer de case '**Function value**', dans le champ **plot function**.
8. Pour démarrer le programme, on clique sur le bouton '**Start**'.
9. Lorsque l'optimisation est terminée, le résultat sera affichés dans le champ '**Final point**' et le nombre d'itérations actuel, dans la case '**current iteration**'.

### III.6 Modèle de suspension active de $\frac{1}{4}$ de véhicule sous *SIMULINK*

Dans cette section, nous allons effectuer Une simulation basée sur le modèle mathématique de la suspension active d'un quart de véhicule à l'aide du logiciel MATLAB/SIMULINK sera effectuée. Les performances du système de suspension en termes de qualité de confort et de la tenue de route seront observées, où la perturbation de la route est considérée comme une entrée du système. Les paramètres qui seront observés sont la course de la suspension, la déviation des roues et l'accélération du châssis. L'objectif est d'obtenir une faible amplitude pour le déplacement de la suspension. L'état d'équilibre de chaque pièce doit également être rapidement rétabli.

Dans notre travail, nous avons utilisé les paramètres du tableau (III.1) pour l'étude de cette dynamique de suspension.

**Tableau (III.2)** Paramètres du modèle de suspension active d'un quart de véhicule du véhicule étudié [45]

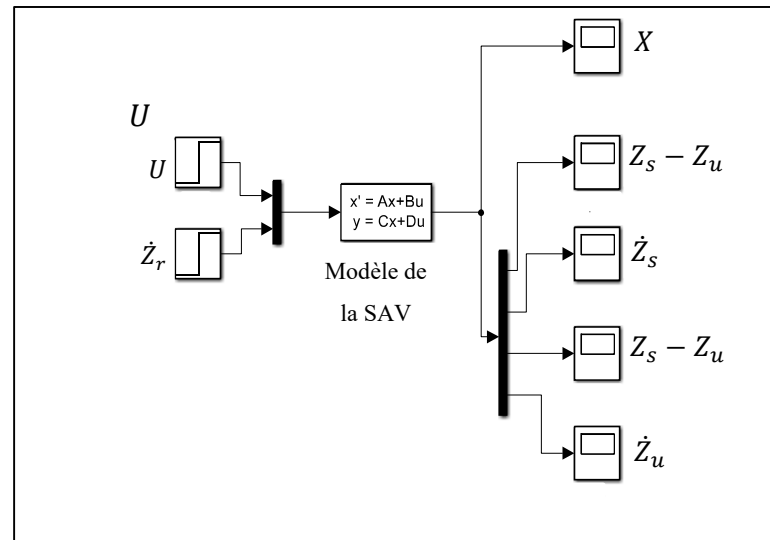
| Paramètre   | Valeur en unité SI |
|---|--------------------|
| Masse suspendue, $M_s$ (kg)                                       | 375                |
| Masse non-suspendue, $M_u$ (kg)                                   | 59                 |
| Rigidité du ressort de la suspension avant, $K_s$ (N/m)           | 35000              |
| Coefficient d'amortissement de la suspension avant, $C_s$ (N/m.s) | 1000               |
| Rigidité des pneus, $K_t$ (N/m)                                   | 190000             |

A partir des paramètres mentionnés dans le tableau ci-dessus, nous avons simulé le modèle de système de suspension active d'un quart de véhicule présenté au chapitre précédent dans les cas suivants :

### III.6.1 Cas du 1/4 de véhicule en boucle ouverte

Pour le modèle de 1/4 de véhicule en boucle ouverte, nous avons simulé le système sur (10 s) tout en introduisant deux échelons unitaires à l'instant ( $t = 0$  s) sur le profil de la route et l'autre sur l'action de la suspension active.

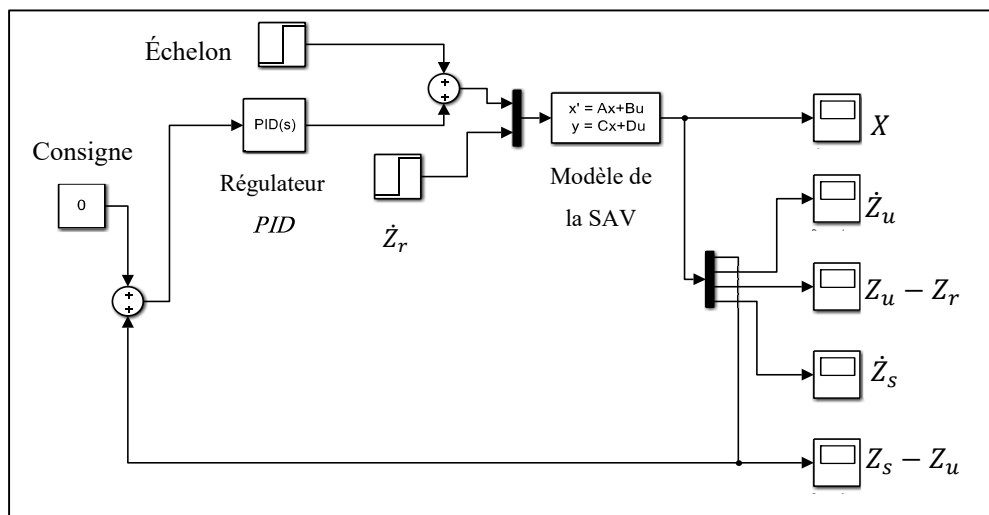
La figure (III.10) montre le schéma block simulant le système de suspension active d'un quart de véhicule en boucle ouverte. Pour ce qui est des sorties, nous avons présenté les déplacements et des vitesses de la caisse et de la roue ( $z_s - z_u$  respectivement), en plus de l'ensemble des états sur la même 'scope'.



**Figure (III.10)** Schéma block du système de suspension active d'un quart véhicule en boucle ouverte sous *SIMULINK*

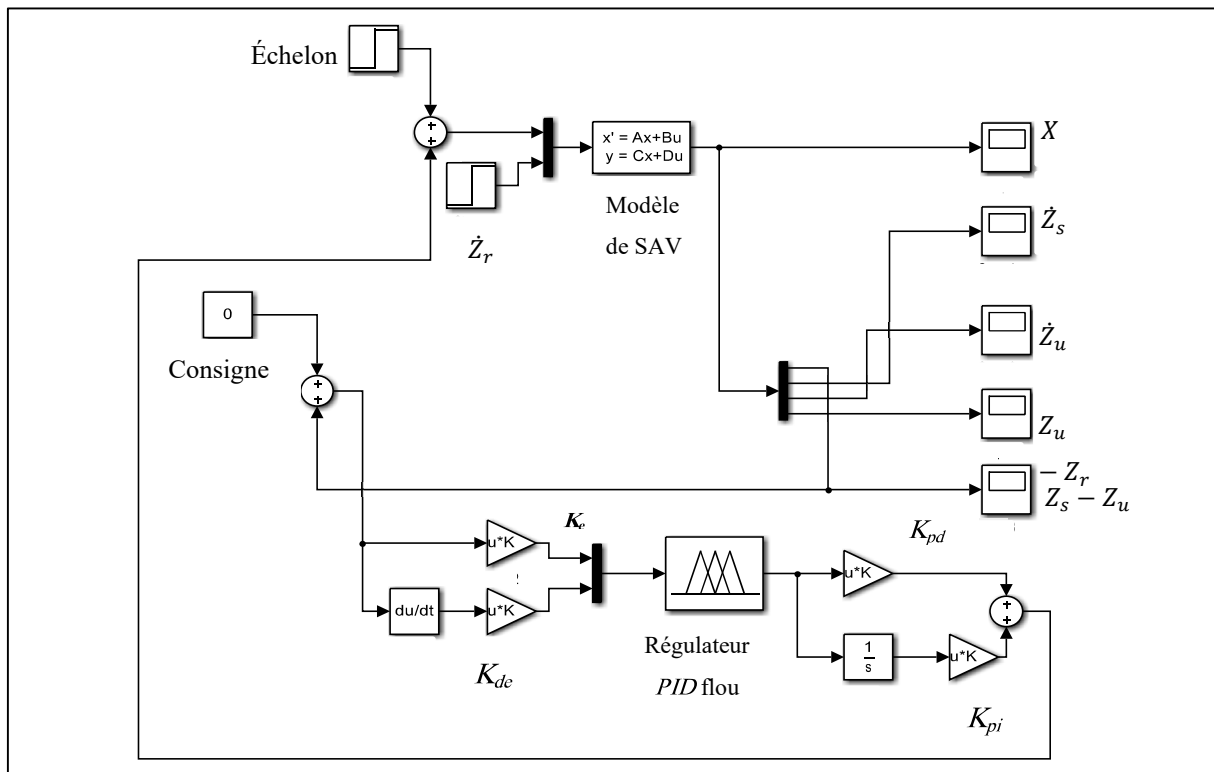
### III.6.2 Cas du $\frac{1}{4}$ de véhicule en boucle fermée

Dans ce cas le modèle de la suspension active d'un quart de véhicule est muni d'un boucle de réglage à base un régulateur *PID* ou un *PID* flou. Ce régulateur détermine le signal de commande qui sera par la suite appliqué au système de suspension active (voir figure III.11 et III.12). Nous avons simulé le système sur (10s), en introduisant: un échelon (à  $t=0$  s) unitaire sur le profil de rote. Pour ce qui est des sorties, nous avons présenté les déplacements et des vitesses de la caisse et de la roue ( $Z_s - Z_u$  respectivement), en plus de l'ensemble des états sur la même 'scope'.



**Figure(III.11)** Schéma block simulant le système de suspension active d'un quart véhicule en boucle fermée à base d'un régulateur *PID*

Dans ce cas En remplaçant le régulateur *PID* par un régulateur *PID* flou on obtenant le schéma block simulent d'un quart véhicule en boucle ouvert avec à base d'un régulateur *PID* flou



**Figure(III.12)** Schéma block simulant le système de suspension active d'un quart véhicule en boucle fermée avec à base d'un régulateur *PID* flou

### III.7 Présentation et discussion des résultats de simulation

Dans cette section nous allons présenter et discuter les résultats de simulation obtenus. Nous avons simulé le système de la suspension active d'un 1/4 du véhicule étudié dans les trois cas présentés précédemment : en boucle ouverte (c'est-à-dire en absence de la commande ' $U=0$ ' ou encore en cas de suspension passive toute seule) et en boucle fermée (présence d'un régulateur *PID* et ou bien un *PID* flou). Les résultats de simulation en boucle fermée sont obtenus par des gains de régulateurs optimisés par '*optimtool*' en minimisant l'intégrale du débattement de la suspension ( $Z_s - Z_u$ ).

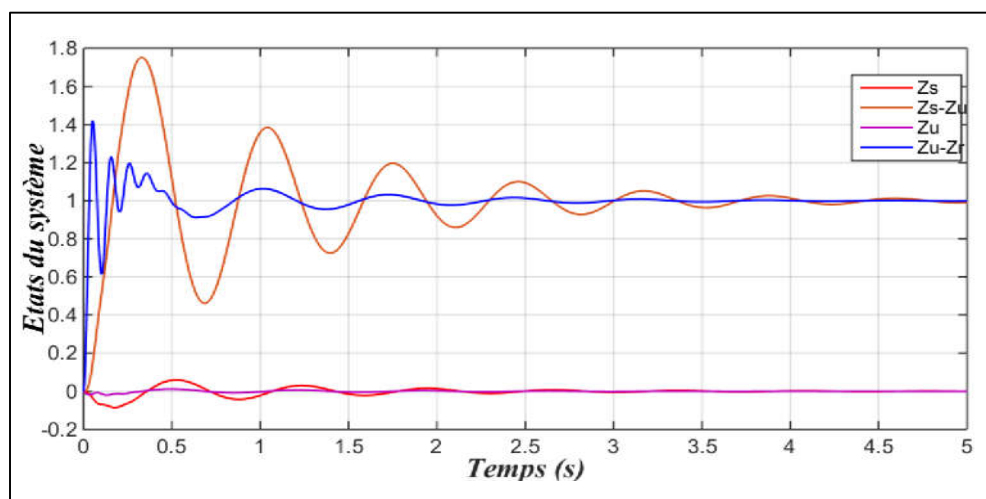
Les résultats sont présentés dans le Tableau suivant :

Tableau (III.3) présente Les valeurs des gains optimisées

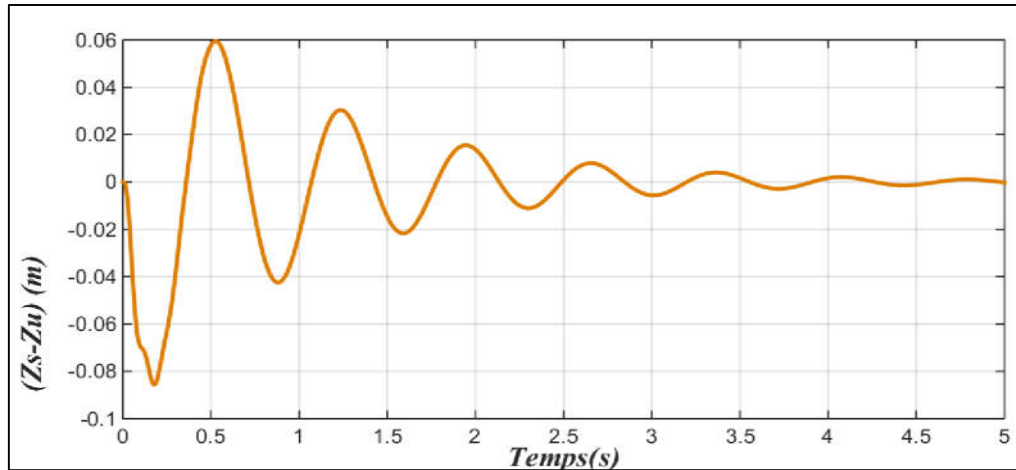
| Les valeurs des Gains | Régulateur PID | Régulateur PID flou |
|-----------------------|----------------|---------------------|
| $K_p$                 | 31.3310        | /                   |
| $K_i$                 | 1.0090         | /                   |
| $K_d$                 | 4.2076         | /                   |
| $K_e$                 | /              | 58.2456             |
| $K_{de}$              | /              | 0.4564              |
| $K_{pe}$              | /              | 1.5541              |
| $K_{pd}$              | /              | 28.2621             |

### III.7.1 Cas de $\frac{1}{4}$ de véhicule en boucle ouvert

Les courbes des figures suivantes (III.13) illustrent les résultats de simulation du système de suspension du  $\frac{1}{4}$  de véhicule, en cas d'absence de la commande  $U$  (système en boucle ouverte).



a) Variables d'états



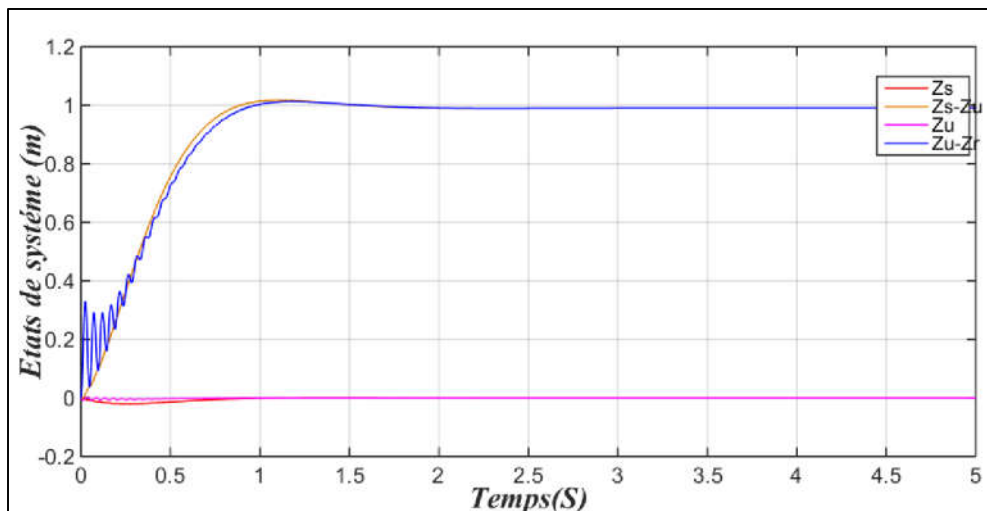
b) Débattement de la suspension

**Figure (III.13)** Résultats de simulation du système de suspension d'un quart véhicule en boucle ouverte

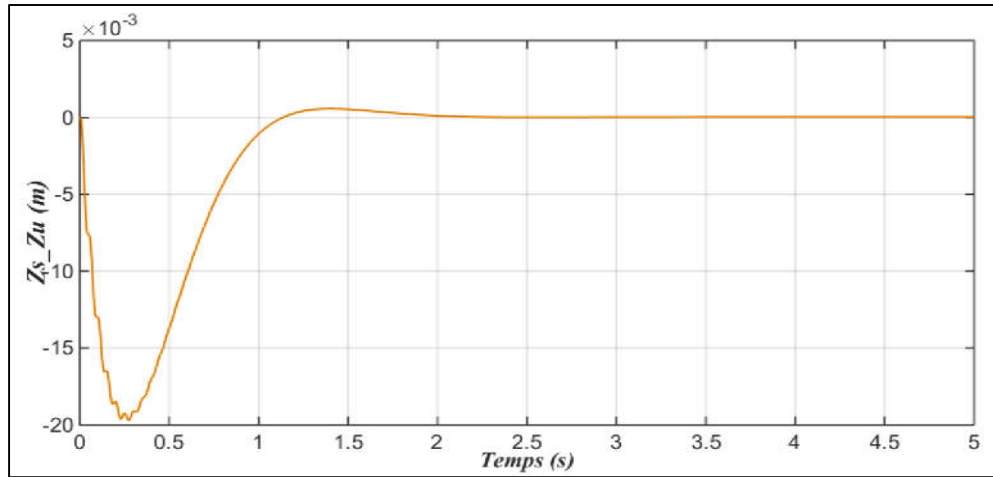
D'après ces résultats, nous remarquons en général que les caractéristiques dynamiques du système en boucle ouverte présentent des réponses oscillatoires et mal amorties.

### III.7.2 Cas de $\frac{1}{4}$ de véhicule en boucle fermée à base d'un régulateur *PID*

Les courbes des figures suivantes (III.14) représentent les résultats de simulation du système de suspension du  $\frac{1}{4}$  de véhicule en présence d'une commande  $U$  délivrée par un régulateur *PID* (système en boucle fermée).



a) Variables d'états



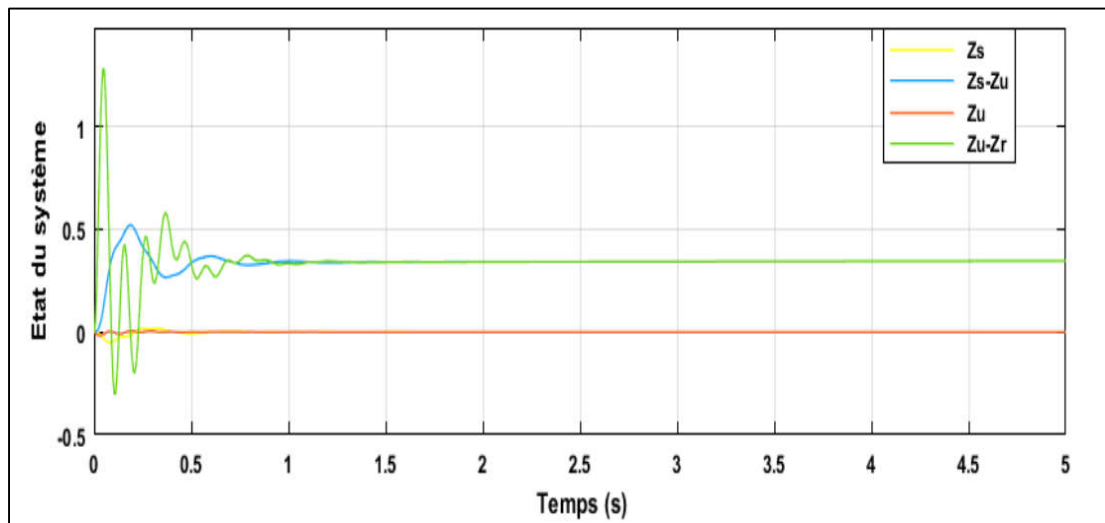
b) Débattement de la suspension

**Figure (III.14)** Résultats de simulation du système de suspension active d'un quart véhicule en boucle fermée

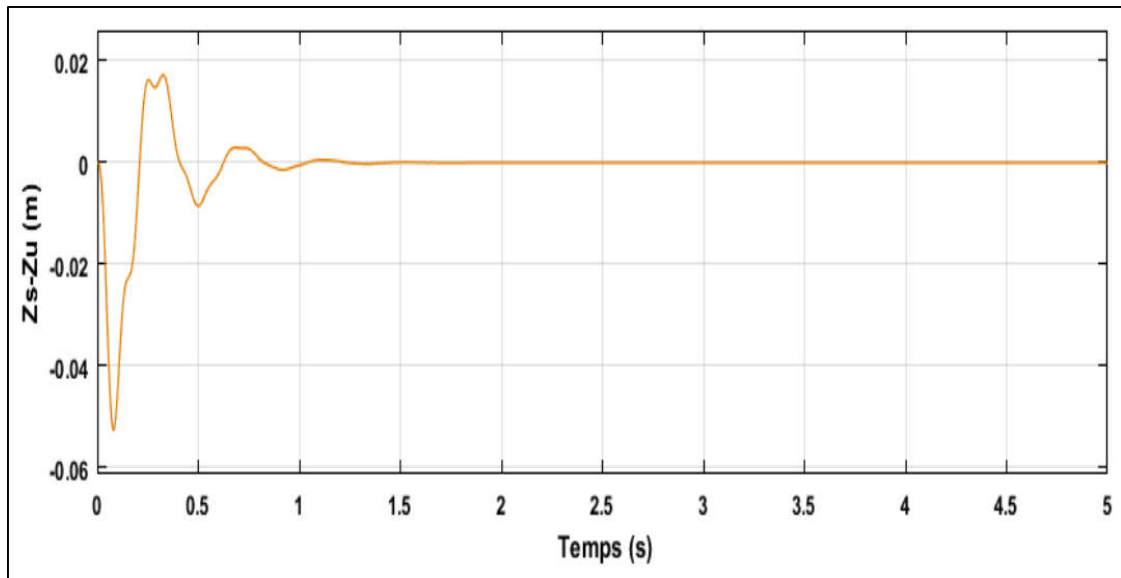
Notion que les oscillations sont bien amorties et munie d'un régulateur *PID* le temps de réponse du système de suspension (voir le courbe) qui représente la débattement de la suspension active ( $Z_s - Z_u$ ) à 95% de la sortie finale est de 1 (s) en présence d'une régulateur *PID*. Ce temps il est très court relativement au temps de réponse du système muni d'une suspension en boucle ouverte qui est de 3.80 (s). En plus, nous avons noté moins d'oscillations au niveau de la dynamique d'un système de suspension.

### III.7.3 Cas de ¼ de véhicule en boucle fermée à base d'un régulateur *PID* flou

Les courbes des figures suivantes (III.15) montrent les résultats de simulation du système de suspension du ¼ de véhicule en présence d'une commande  $U$  générée par un régulateur *PID* flou.



a) Variables d'états



b) Débattement de la suspension

**Figure(III.15)** Résultats de simulation d'un système de suspension active d'un quart véhicule en boucle fermée à base d'un régulateur *PID* flou

Le remplacement du régulateur *PID* par un régulateur flou dans la boucle fermée nous donne un temps de réponse du système de suspension (courbe qui représente le débattement de la suspension active ( $Z_s - Z_u$ ) à 95% de la sortie finale) de 0.6 (s). Il est très court relativement au temps de réponse du système muni d'une suspension en boucle fermée avec un régulateur *PID* qui est de 1(s).et celui du système en boucle ouverte qui de 3.83 (s). En plus, nous avons noté moins d'oscillations au niveau de la dynamique de système de suspension comparative au système en boucle ouverte. En effet, celles-ci disparaissent pratiquement en boucle fermée. Le tableau suivant (temps de réponse et l'erreur intégrale ISE) de système d'une suspension de véhicule :

**Le Tableau (III.4)** représente le temps de réponse de système d'une suspension de véhicule

| Système de suspension | Boucle ouverte | Boucle fermée à base régulateur PID | Boucle ferme à base régulateur PID flou |
|-----------------------|----------------|-------------------------------------|---|
| Temps de réponse (s)  | 3.83           | 1                                   | 0.6                                     |
| ISE $Z_s - Z_u$       | 0.3368         | 0.0055                              | 0.034                                   |

### III. 8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons montré comment commander le système de suspension active d'un véhicule avec un régulateur *PID*, au un régulateur *PID* flou. Ensuite, nous avons affiché un

dimensionnement optimisé de ces deux régulateur permettent de minimiser la déflexion de l'amortisseur. Enfin, nous avons présenté et discuté les résultats de simulation concernant les réponses dynamiques des différents cas du système de suspension étudié (en boucle ouverte, en boucle fermée avec un régulateur *PID* et en boucle fermée avec un régulateur *PID* flou) pour un échelon unitaire sur le profil de route. À partir de ces résultats de simulation, nous avons conclu que le régulateur génère une image de la force qui actionne le *SAV*. Cette force requise réelle, donc nous utiliser un actionneur (machine à aimant permanent des motrices) pour la générer. Ceci fera l'objectif du chapitre suivant et montre l'utilité et la supériorité de la suspension active.

***Chapitre IV***

***Suspension Active d'un Véhicule à***

***Base d'un Moteur Synchrone à***

***Aimants Permanents***

## IV.1 Introduction

L'asservissement des machines à courant alternatif alimentées par des convertisseurs statiques pour en faire des actionneurs à vitesse variable devient de plus en plus courant. Parmi les machines électriques utilisées, les Machines Synchrones à Aimants Permanents (*MSAP*) ont un couple volumique élevé et une inertie très faible. De plus, elles ont des inductances relativement faibles, ce qui entraîne des réponses rapides des courants et donc du couple [46].

Dans ce chapitre, nous allons présenter un rappel, sur la *MSAP* à flux orienté. Ensuite, nous allons nous intéresser à l'application de cet entraînement électrique à base de *MSAP* sur la suspension active d'un véhicule avec munie de deux types de régulateurs (un *PID* et un *PID* flou).

## IV.2 Présentation du moteur synchrone à aimants permanent

La machine synchrone à aimants permanents est un dispositif électromécanique, constitué de deux parties, une partie fixe (stator) et une partie mobile (rotor) voir figure (IV.1). La machine synchrone regroupe toutes les machines dont la vitesse de rotation du rotor est égale à la vitesse de rotation du champ tournant du stator. Pour obtenir un tel fonctionnement, le champ magnétique rotorique est généré soit par des aimants (cas de *MSAP*), soit par un circuit d'excitation [47].

La position du champ magnétique rotorique est alors fixe par rapport au rotor, ce qui impose le synchronisme entre le champ tournant statorique et le champ rotorique. On note :

$\omega$  : La pulsation des courants statoriques ;

$p$  : Le nombre de pair de pôles de la machine ;

$\Omega$  ou  $\omega_r$  : La vitesse de rotation de la machine, Avec :  $\Omega = \omega/p$ .



Figure (IV.1) Machine synchrone à aimants permanents [47]

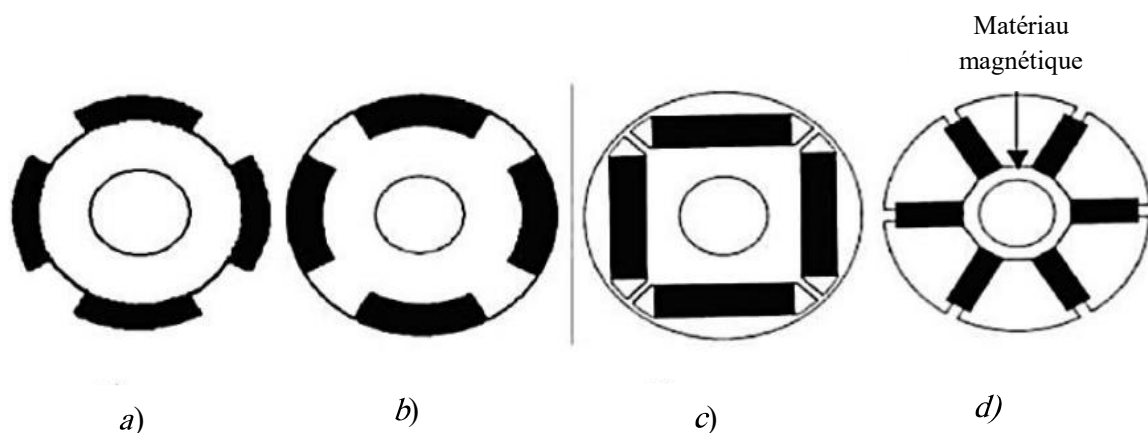
Le stator de d'un *MSAP* est similaire à celui de la machine asynchrone. Il se compose d'un bobinage distribué triphasé, telles que les forces électromotrices générées par la rotation du champ

rotorique soient sinusoïdales ou trapézoïdales. Ce bobinage est représenté par les trois axes ( $a$ ,  $b$ ,  $c$ ) déphasés, l'un par rapport à l'autre, de  $120^\circ$  électriques. La vitesse de rotation du champ tournant est proportionnelle au nombre de pôles de la machine et à la pulsation des courants statoriques [48].

Pour le rotor, les enroulements parcourus normalement par un courant continu (dans le cas de la machine à rotor bobiné) sont remplacés par des aimants permanents alternant pôles nord et pôles sud. Le flux inducteur balaye les enroulements statoriques et  $y$  induit des forces électromotrices alternatives. L'interaction des champs statorique et rotorique donne naissance à un couple sur l'arbre du moteur et entraîne le moteur à vitesse de rotation synchrone. Il existe de nombreuses façons de disposer les aimants au rotor (voir figure (IV.2)) [47].

Les aimants sont montés sur la surface du rotor en utilisant des matériaux adhésifs à haute résistance. Ils offrent un entrefer homogène. Le moteur est le plus souvent à pôles lisses. Ses inductances ne dépendent pas de la position du rotor. L'inductance de l'axe  $d$  est égale à celle de l'axe  $q$ . Cette configuration du rotor est simple à réaliser. Ce type de rotor est le plus utilisé. Par contre, les aimants sont exposés aux champs magnétisant. De plus, ils sont soumis à des forces centrifuges qui peuvent causer leur détachement du rotor. Les machines à aimants permanents peuvent être construites avec plusieurs configurations rotoriques. Leur classification globale en termes de placement des aimants est le suivant [47] :

- Aimants en surface (Surface magnet type), comme le montre la figure (IV.2. a) ;
- Aimants insérés (Inser magnet type), comme le montre la figure (IV.2. b) ;
- Aimants enterrés (Interior magnet type), comme le montre la figure (IV.2. c) ;
- Aimants à concentration de flux (Burried magnet type), comme le montre la figure (IV.2.d) d) ;



**Figure (IV.2)** Différentes structures des rotors des *MSAP* [47]

### IV.3 Avantages et les inconvénients du *MSAP*

Les machines synchrones à aimants permanents présentent plusieurs avantages par rapport aux autres types de machines:

- Puissance massique élevée ;
- Absence de contacts glissants ;
- Un bon rendement ;
- Absence des balais et d'alimentation continue ;
- Possibilité de supporter des surcharges transitoires importantes et un bon comportement dynamique en accélération et en freinage ;
- Fonctionnement en survitesse.

Cette machine est donc bien indiquée pour les systèmes embarqués et peut être employée pour des systèmes de faible puissance (petits moteurs) ou de puissance plus importante (jusqu'à quelques dizaines de MW en fonctionnement moteur) [48].

Comme inconvénients de la *MSAP*, on cite [48] :

- Technologie coûteuse liée au coût des aimants ;
- Interaction magnétique due au changement de structure ;
- Ondulations de couple.

### IV.4 Domaines d'application du *MSAP*

Le *MSAP* peut être très utile dans de nombreuses applications, tels que [49] :

- les équipements domestiques (machine à laver le linge) ;
- les automobiles ;
- les équipements de technologie de l'information (*DVD drives*) ;
- les outils électriques, jouets, système de vision et ses équipements ;
- les équipements de soins médicaux et de santé (fraise de dentiste) ;
- les applications robotiques ;
- la production d'électricité ;
- les propulsions des véhicules électriques et la propulsion des sous-marins.

### IV.5 Modèle du *MSAP*

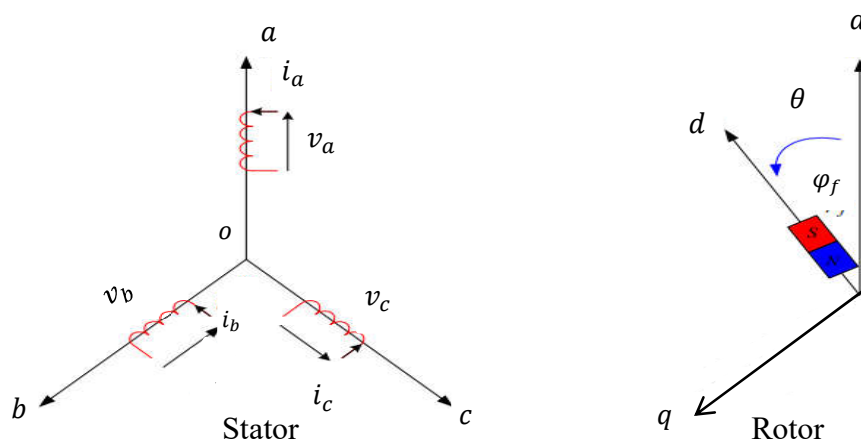
La modélisation est une méthode mathématique utilisée pour représenter la machine électrique par un simple système d'équations différentielles. L'élaboration du modèle mathématique

des machines est une étape nécessaire en vue de la commande et de la simulation de leurs différents régimes de fonctionnement. L'établissement des équations du modèle repose sur les hypothèses habituelles suivantes [50]:

- La répartition des forces magnétomotrices est sinusoïdale ;
- Le circuit magnétique de la machine n'est pas saturé ;
- L'effet d'amortissement au rotor est négligé ;
- Les irrégularités de l'entrefer dues aux encoches statoriques sont ignorées ;
- Les phénomènes d'hystérésis et les courants de Foucault sont négligés ;
- Les couplages capacitifs entre les enroulements sont négligés.

### IV.5.1 Modèle du *MSAP* dans le repère *abc*

La figure (IV.3) illustre une représentation des enroulements d'une machine synchrone triphasée à aimants permanents [51].



**Figure (IV.3)** Schéma de la *MSAP* dans le repère *abc*

Le comportement de *MSAP* est entièrement défini par trois types d'équations à savoir :

- Equations électriques ;
- Equations magnétique ;
- Equations mécaniques.

#### **a. Equations électriques**

Les équations électriques du stator d'une machine synchrone triphasée à aimants permanents sans amortisseurs s'écrivent ainsi:

$$[v_s] = [R_s][i_s] + \frac{d}{dt}[\varphi_s] \quad (IV.1)$$

Où :

$[v_s] = [v_a \ v_b \ v_c]^T$  est le vecteur des tensions statoriques ;

$[i_s] = [i_a \ i_b \ i_c]^T$  est le vecteur des courants statoriques ;

$[\varphi_s] = [\varphi_a \ \varphi_b \ \varphi_c]^T$  est le vecteur des flux statoriques ;

$[R_s] = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 \\ 0 & 0 & R_s \end{bmatrix}$  est les Matrice des résistances du stator.

### ***b. Equations magnétiques***

Les équations magnétiques du stator d'une machine synchrone triphasée à aimants permanents sans amortisseurs s'écrivent sous la forme suivant:

$$[\varphi_s] = [L_s][i_s] + [\varphi_{fabc}] \quad (IV.2)$$

Où :

$[\varphi_{fabc}] = [\varphi_{fa} \ \varphi_{fb} \ \varphi_{fc}]^T$  est le vecteur des flux créés par l'aimant à travers l'enroulement statorique ;

et  $[L_s]$  est une matrice carrée qui contient des termes constants regroupés dans  $[L_{s2}]$  alors que les termes variables dépendant de  $(\theta)$  sont regroupés dans  $[L_{s2}(\theta)]$ . Dans le cas général, elle se met sous la forme :

$$[L_s] = [L_{s0}] + [L_{s2}(\theta)] \quad (IV.3)$$

Avec :

$$[L_{s0}(\theta)] = \begin{bmatrix} L_{s0} & M_{s0} & M_{s0} \\ M_{s0} & L_{s0} & M_{s0} \\ M_{s0} & M_{s0} & L_{s0} \end{bmatrix} \text{ et } [L_{s2}(\theta)] = \begin{bmatrix} \cos(2\theta) & \cos 2\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) & \cos 2\left(\theta - \frac{4\pi}{3}\right) \\ \cos 2\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) & \cos 2\left(\theta - \frac{4\pi}{3}\right) & \cos(2\theta) \\ \cos 2\left(\theta - \frac{4\pi}{3}\right) & \cos(2\theta) & \cos 2\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) \end{bmatrix} \quad (IV.4)$$

Où :

$M_{s0}$  est l'inductance mutuelle entre deux phases statoriques ;

$L_{s0}$  est l'inductance propre d'une phase statorique ;

$\theta$  est la position angulaire du rotor par rapport au stator.

### ***c. Equations mécanique***

La dernière équation importante qui complète le modèle de la machine synchrone à aimants permanents est l'équation fondamentale de la mécanique décrivant la dynamique du rotor de la machine :

$$J \frac{d\Omega_r}{dt} = c_{em} - c_r - f_c \Omega_r \quad (IV.5)$$

Où :

$J$  est l'inerte du rotor ;

$c_{em}$  est le couple électromagnétique ;

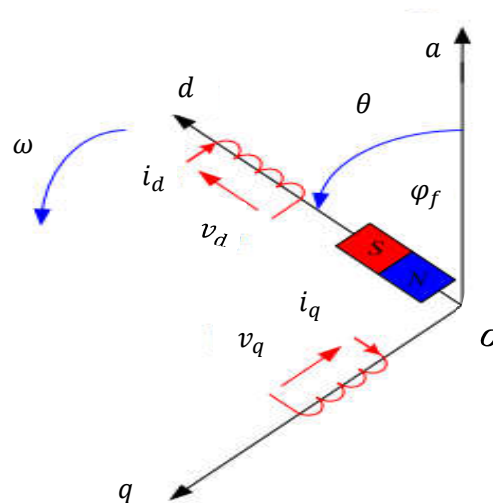
$c_r$  est le couple résistant ;

$f_c$  est le coefficient du frottements visqueux.

L'étude analytique du comportement des équations (IV.3) et (IV.4) est relativement laborieuse, vu le grand nombre de coefficients variables. On utilise alors des transformations mathématiques pour modélisée le comportement du moteur à l'aide d'équations différentielles à coefficients constants. L'une de ces transformations est la transformation de *Park* [52].

#### IV.5.2 Modèle du *MSAP* dans le repère $dq$

Le modèle diphasé de la *MSAP* s'effectue par une transformation du repère triphasé réel en un repère diphasé fictif, qui n'est en fait qu'un changement de base sur les grandeurs physiques (tensions, flux et courants), et qui conduit à des relations indépendantes de l'angle  $\theta$  et à la réduction d'ordre des équations de la machine. La transformation la plus connue par les électrotechniciens est celle de *Park*. Le repère  $(d,q)$  peut être fixé au stator, au rotor ou au champ tournant, selon l'objectif de l'application. La figure (IV.4) présente la modèle de la *MSAP* dans le repère de *Park*. Le repère  $(Oa)$  est fixe. et le repère  $(d,q)$  tourne à la vitesse de synchronisme  $\omega$  [ 53].



**Figure (IV.4)** Schéma équivalent de la *MSAP* dans le repère  $(d,q)$ .

L'équation qui traduit le passage du système triphasé au système biphasé  $(d,q)$  est donnée par :

$$[X_{dgo}] = [p(\theta)][X_{abc}] \quad (IV.6)$$

Avec:

$[p(\theta)]$  : La matrice de passage direct de *Park* elle est donnée par :

$$[p(\theta)] = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \cos\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) & \cos\left(\theta - \frac{4\pi}{3}\right) \\ -\sin(\theta) & -\sin\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) & -\sin\left(\theta - \frac{4\pi}{3}\right) \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \quad (\text{IV.7})$$

$X$  : Représente les variables considérées de la machine (tensions, courants ou flux) ;

$X_0$  : La composante homopolaire, ajoutée pour rendre la transformation réversible, elle est nulle lorsque le système est en équilibre.

La transformée de *Park* inverse est nécessaire pour revenir aux grandeurs triphasées, elle est définie par :

$$[X_{abc}] = [p(\theta)]^{-1} [X_{dqo}] \quad (\text{IV.8})$$

et la matrice de passage inverse de *Park* elle est donnée par :

$$[p(\theta)]^{-1} = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 1 \\ \cos\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) & -\sin\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) & 1 \\ \cos\left(\theta - \frac{4\pi}{3}\right) & -\sin\left(\theta - \frac{4\pi}{3}\right) & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{IV.9})$$

Ainsi, on obtient le modèle suivant du *MSAP* dans le repère de *Park*

$$\begin{cases} v_{ds} = R_s I_{ds} + L_{ds} \frac{d}{dt} I_{ds} - \omega L_{qs} I_{qs} \\ v_{qs} = R_s I_{qs} + L_{qs} \frac{d}{dt} I_{qs} - \omega L_{ds} I_{ds} \omega \phi_f \\ J \frac{d\Omega_r}{dt} = c_{em} - c_r - f_c \Omega_r \end{cases} \quad (\text{IV.10})$$

Avec :

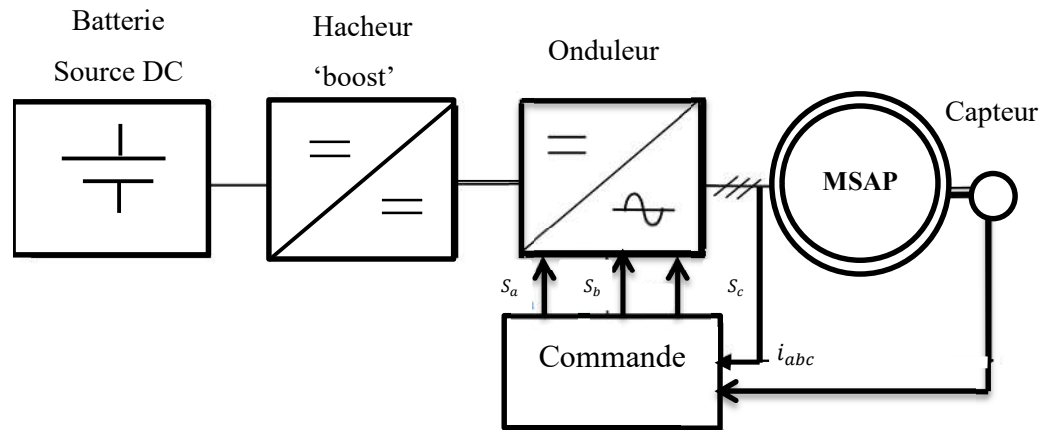
$$C_{em} = \frac{3}{2} p [(L_d - L_q) i_d i_q + i_q \phi_f] \quad (\text{IV.11})$$

### IV.5.3 Modélisation de l'alimentation du *MSAP*

Les différents éléments constituant la chaîne d'alimentation du *MSAP* dans notre cas sont :

- **Source électrique à courant contenu** : La source électrique contenue est dans notre cas une batterie.
- **Hacheur survolteur** : Il permet de 'booster' la tension délivrer la batterie pour alimenter l'onduleur avec une tension DC.

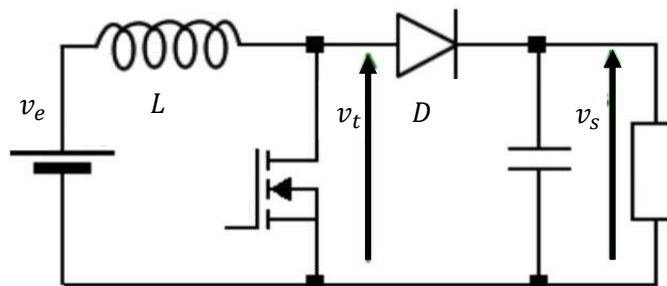
- **Onduleur** : Il permet de transformer une tension continue en une tension alternative d'amplitude et de fréquence réglable [54].



**Figure (IV.5)** Schéma de principe de l'association *MSAP* – alimentation dédiée à une suspension active

#### IV.5.4 Modélisation de l'hacheur 'Boost'

L'hacheur 'Boost' est un convertisseur DC-DC élévateur qui permet d'obtenir une tension de sortie supérieure à la tension d'alimentation. Les applications sont également, on peut citer le flash des appareils photo, les systèmes électriques alimentés par batteries ... etc. [54].



**Figure (IV.6)** Schéma d'un hacheur 'Boost'

La conduction est supposée continue dans l'inductance et la tension de sortie est constante

- Lorsque le transistor conduit de 0 à  $\alpha T$ ,  $V_t$  vaut 0, la diode est bloquée, l'inductance accumule de l'énergie,
- A lorsqu'il est bloqué, de  $\alpha T$  à  $T$ , la diode est passante, l'inductance restitue le courant dans la charge et donc  $V_t = V_s$

La tension moyenne aux bornes d'une inductance est nulle, en régime établi, ce qui nous permet d'écrire :

$$V_s = \frac{1}{1-\alpha} V_e$$

Où  $\alpha$  est le rapport cyclique ( $0 \leq \alpha \leq 1$ ) et  $T$  est la période de commutation.

### IV.5.5 Modélisation de l'onduleur

Un onduleur de tension triphasé à deux niveaux est constitué de trois bras de commutation à transistors ou à thyristor *GTO* pour les grandes puissances. Chaque bras est composé de deux cellules comportant chacune une diode et un transistor montés en parallèle ivresse, la sortie correspond au point milieu du bras (voir figure IV.6). Tous ces éléments sont considérés comme des interrupteurs idéaux. Les commandes des interrupteurs d'un bras sont complémentaires. Donc pour chaque bras, il y a deux états indépendants. Ces deux états peuvent être considérés comme une grandeur booléenne. L'onduleur de tension est alimenté par une source de tension continue d'impédance interne négligeable, sa tension n'est pas affectée par les variations du courant qui la traverse. La source continue impose la tension à l'entrée de l'onduleur et donc à sa sortie [54]

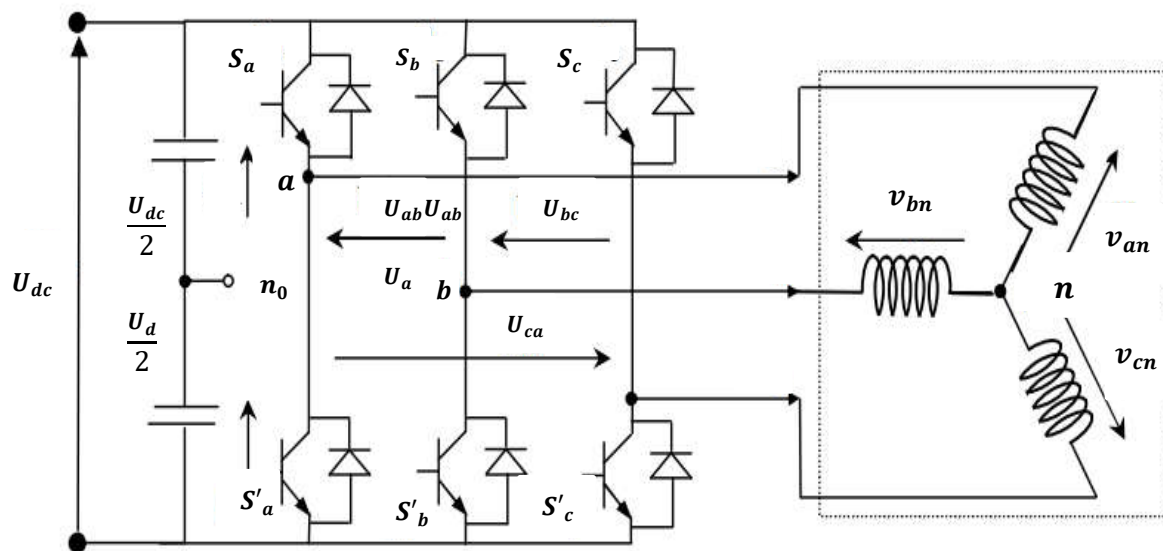


Figure (IV.7) Représentation d'un onduleur de tension triphasé

Les états des interrupteurs, supposée parfaite peuvent être défini par trois variables booléennes de commande  $S_i$  ( $i=abc$ ) tel que:

- Si le transistor supérieur est en état conduction, alors :  $S_i = 1$  ;

- Si le transistor inférieur est en conduction, alors :  $S_i = 0$ .

Les tensions simples (de lignes) délivrées par l'onduleur peuvent être exprimées :

$$\begin{bmatrix} V_{an} \\ V_{bn} \\ V_{cn} \end{bmatrix} = \frac{U_{dc}}{3} \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_a \\ S_b \\ S_c \end{bmatrix} \quad (\text{IV.12})$$

Dans ce travail, nous avons opté pour la commande de MLI à hystérésis pour contrôler l'onduleur.

Dans ce cas, les états  $S_{a,b,c}$  sont déterminés

Ainsi :

$$\begin{cases} \text{si } i_{ref\ a,b,c} - i_{a,b,c} \geq \Delta i \text{ alors } S_{a,b,c} = 1 \\ \text{si } i_{ref\ a,b,c} - i_{a,b,c} \leq -\Delta i \text{ alors } S_{a,b,c} = 0 \end{cases} \quad (\text{IV.13})$$

Où  $\Delta i$  est la bande d'hystérésis, et  $i_{ref\ a,b,c}$  et  $i_{a,b,c}$ , sont les respectivement les courants de références et courants mesurés à la sortie de l'onduleur.

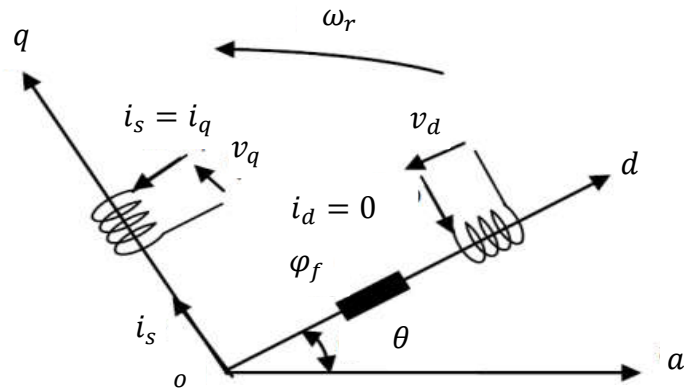
## IV. 6 Commande du système de suspension à base d'un *MSAP* flux orienté

Le bloc de commande du système de suspension étudié est composé de :

- Une commande en boucle ouverte (rapport cyclique constant) de l'hacheur 'boost' assurant une tension d'entrée de l'onduleur de 400V à partir d'une tension de 12V (tension d'une batterie).
- Commande découplée du couple électromagnétique du *MSAP* (qui est une image de la force du système de suspension et du courant actif) et de son courant réactif. Cet objectif est atteint grâce aux lois de la commande vectorielle du *MSAP* et de la commande à MLI à hystérésis de l'onduleur.

La commande vectorielle du *MSAP* est identique à celle de la commande d'une machine à courant continu à excitation séparée. Elle consiste à régler le flux par une composante du courant et le couple par l'autre composante. Il faut donc, choisir un système d'axe  $(d,q)$  et une loi de commande qui assure le découplage du flux et du couple .

La stratégie de commande la plus souvent utilisée est celle qui consiste à maintenir le courant  $I_d$  (courant réactif) à une valeur nulle. Cette stratégie permet de simplifier la commande du couple par la linéarisation de la relation entre le couple et le courant.



**Figure (IV.8)** Principe de la commande vectorielle du MSAP

D'autre part, si le courant  $I_d$  est maintenu nul, le flux de la réaction d'induit est en quadrature avec le flux rotorique produit par les aimants permanents.

Donc :

$$i_d = 0 \Rightarrow i_q = i_s \quad (\text{IV.13})$$

$$\varphi_d = \varphi_f \quad (\text{IV.14})$$

L'expression du couple électromagnétique donnée par la relation (IV.5), devient :

$$C_{em} = \frac{3}{2} p \varphi_f i_q \quad (\text{IV.15})$$

Comme le flux  $\varphi_f$  est constant, le couple électromagnétique est directement proportionnel  $i_q$  (courant actif):

$$C_{em} = k I_q \quad (\text{IV.16})$$

Avec :

$$k = \frac{3}{2} p \varphi_f$$

Ainsi, le modèle du MSAP à flux orienté sera réduit aux équations suivantes :

$$\begin{cases} v_d = -p\omega_r L_q i_q \\ v_q = R_s I_q + L_q \frac{dI_q}{dt} p\omega_r \varphi_f \end{cases} \quad (\text{IV.17})$$

$$\begin{cases} C_{em} = \frac{3}{2} \varphi_f p I_q \\ C_{em} - C_r = J \frac{d\omega_r}{dt} + f\omega_r \end{cases} \quad (\text{IV.18})$$

On remarque que cette stratégie permet d'éliminer le problème de couplage entre les grandeurs des axes ( $d, q$ ). En effet, lorsque le courant  $i_d$  est nul, le modèle du *MSAP* est réduit au modèle équivalent d'une machine à courant continu à excitation séparée

## IV. 7 Suspension active d'un véhicule à base d'un *MSAP* à flux orienté

Dans le chapitre précédent, nous avons utilisé deux types de régulateurs (un *PID* et un *PID* flou) pour moduler les forces des actionneurs de suspension. Dans ce chapitre, nous allons ajouter un actionneur électromagnétique (un Moteur Synchrone à Aimants Permanents à flux orienté) pour générer le profil de la force requis pour une bonne suspension active du véhicule. Ceci permet au système de suspension de bien amortir les oscillations dues aux perturbations causées par les variations du profil de la route.

Dans ce qui suit, nous allons équiper le modèle de la suspension active de  $\frac{1}{4}$  de véhicule d'un *MSAP* à flux orienté. Ensuite, nous allons présenter et discuter les résultats de simulations dans deux cas de commande par *PID* classique et *PID* flou.

Nous avons tout d'abord schématisé ce système sous l'environnement MATLAB- Simulink.

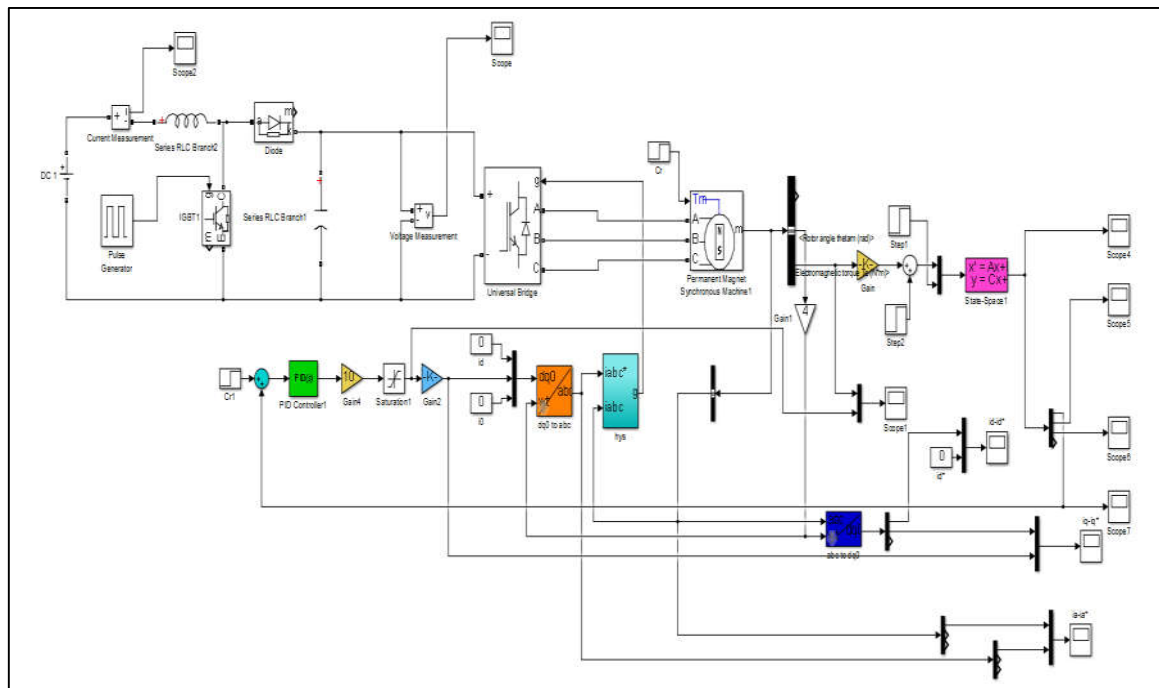
Puis nous allons simuler la dynamique de ce système selon le même scénario du chapitre deuxième où nous avons étudié la réponse du système de suspension de  $\frac{1}{4}$  de véhicule à un échelon unitaire.

Présentant maintenant les résultats de simulation du système de suspension active (cas du modèle de  $\frac{1}{4}$  de véhicule à flux orienté correspondant aux deux types de régulateurs (*PID* et *PID* flou)).

### IV. 7.1 Cas d'un système suspension active à base de *MSAP* à flux orienté équipé d'un régulateur *PID*

Ensuite, nous allons présenter et discuter les résultats de simulation dans de cas de la commande par *PID* classique et *PID* flou

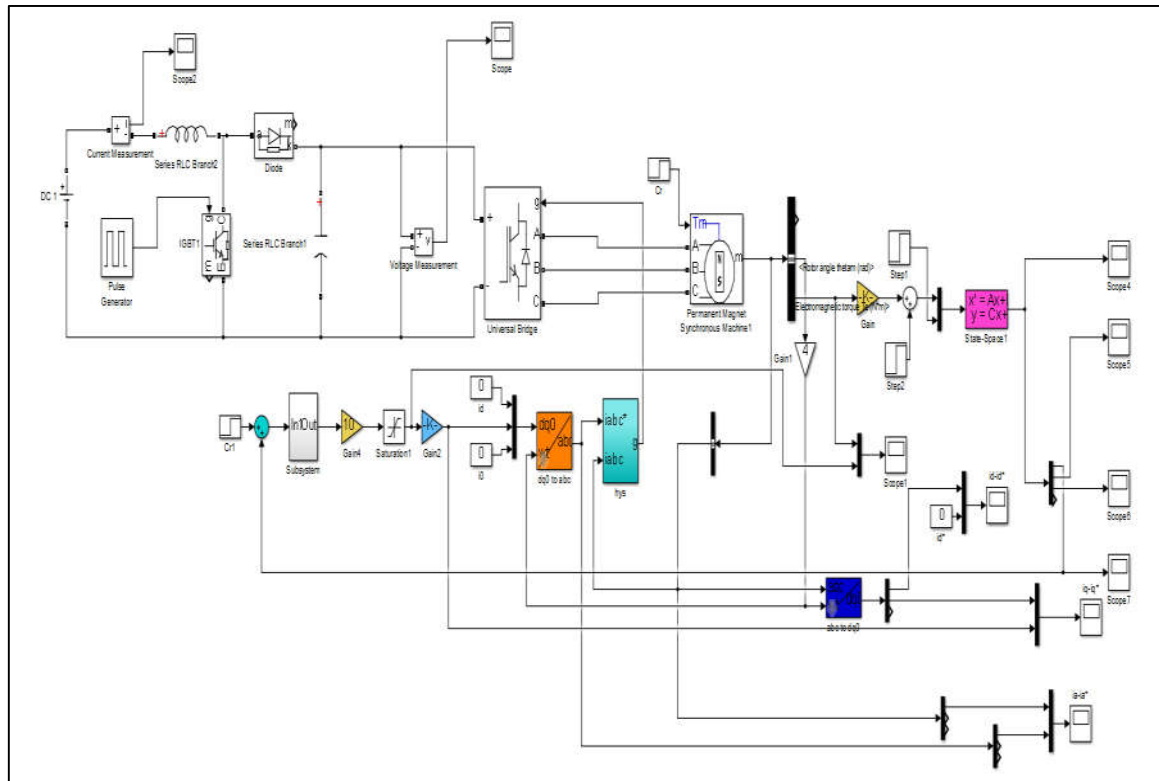
Dans ce cas, nous avons commandé le système de suspension d'un quart de véhicule par un régulateur *PID* permettant moduler la force délivrer par l'actionneurs (un *MSAP* à flux orienté)., Nous avons simulé la dynamique du système sur (10s) en introduisant une perturbation en échelon sur le profil de la route. la sortie du système qui est le débattement de la suspension est comparée avec la consigne nulle. Nous nous sommes limités à la présentation de ce débattement de la suspension ( $Z_s-Z_u$ ), en plus de l'ensemble des états sus le même 'scope' voir figure (IV.9),



**Figure (IV.9)** Schéma bloc simulant le système de suspension active de  $\frac{1}{4}$  d'un véhicule à base d'un *MSAP* à flux orienté équipée d'un régulateur *PID*

## IV. 7.2 Cas de système de suspension à base de *MSAP* à flux orienté équipée d'un régulateur *PID* fluou

Dans cette section, nous avons commandé le modèle de la suspension d'un quart de véhicule en utilisant un régulateur *PID* fluou pour moduler la force de l'actionneur (un *MSAP*) à flux orienté de la suspension. Nous avons simulé le système de la même manière et dans les mêmes conditions de fonctionnement précédentes concernant le cas d'un régulateur *PID*.



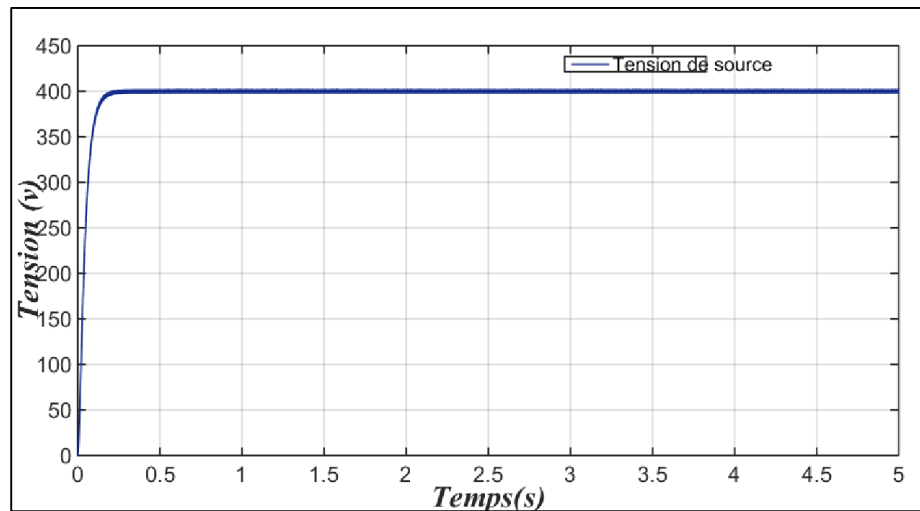
**Figure (IV.10)** schéma bloc simulant le système de suspension active de  $\frac{1}{4}$  de véhicule à base d'un *MSAP* à flux orienté équipée d'un régulateur *PID* flux

## IV. 8 Présentation et discussion des résultats de simulation

Le système de suspension active à base d'un *MSAP* à flux orienté a été simulé dans l'environnement MATLAB SIMULINK dans le cas des deux régulateurs (*PID* et *PID* flux), selon les paramètres du modèle de quart véhicule résumé dans le tableau (III.1) et les paramètres du *MSAP* (voir tableau 1.1 de l'annexe)

### IV.8.1 Source d'alimentation du système étudié

La figure suivante illustre la tension de sortie de l'hacheur commandé en boucle ouvert pour déterminer une tension de 400 Volt à partir d'une tension d'une batterie de 12 Volts .Le rapport cyclique nécessaire pour cette opération est de  $\alpha = 0.97$

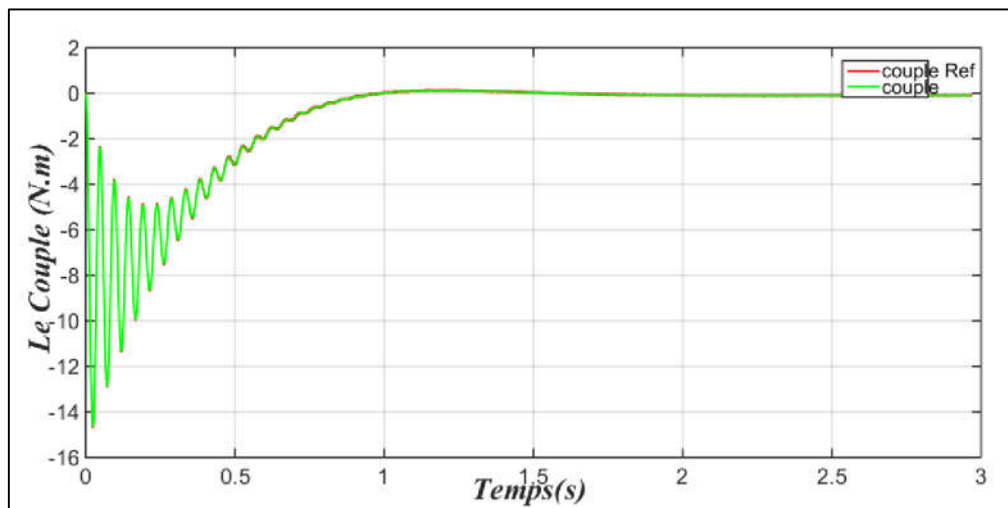


**Figure (IV.11)** tension de sortie de l'hacheur 'boost' d'alimentation de la machine (*MSAP*)

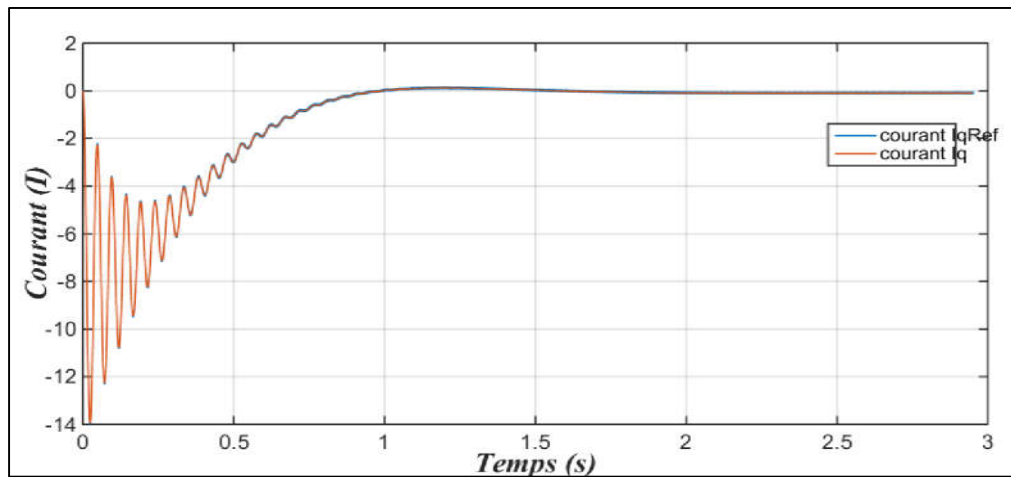
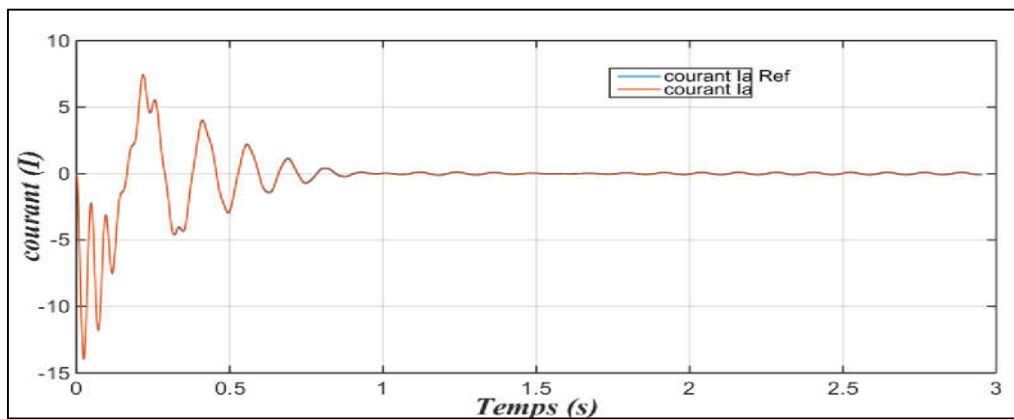
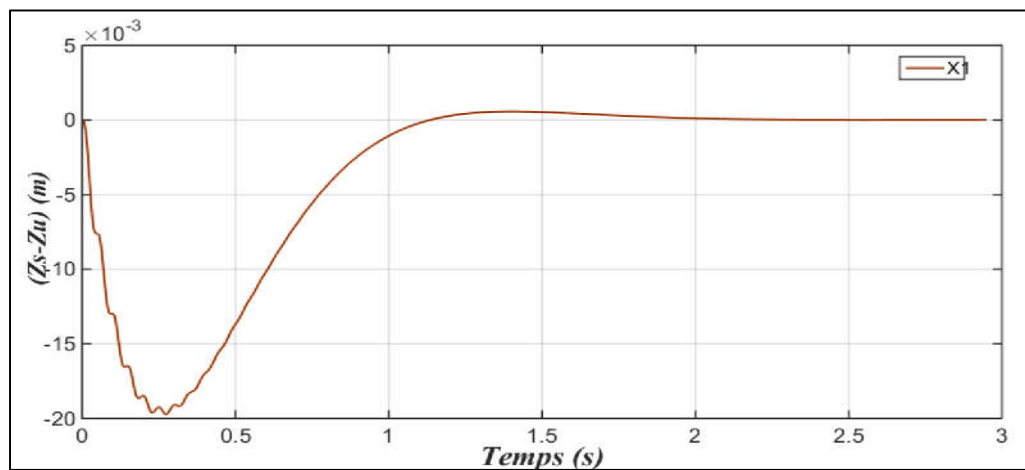
On remarque que l'hacheur pour booster que la tension de la batterie à 400V, qui est une valeur, à adéquate pour le bon fonctionnement du *MSAP*

#### IV.8.2 Résultat de simulation concernant d'un régulateur *PID*

Dans cette section, nous allons présenter les résultats de simulation de la commande de *MSAP* qui sera appliqué du système de suspension active de  $\frac{1}{4}$  véhicule à base d'un *MSAP* à flux orienté équipé d'un régulateur *PID* (voir figure IV.12)



a) le couple électromagnétique et sa référence

b) Courant  $i_q$  (A) et sa référencec) Courant  $i_a$  (A) et sa référence

d) Débattement de la suspension

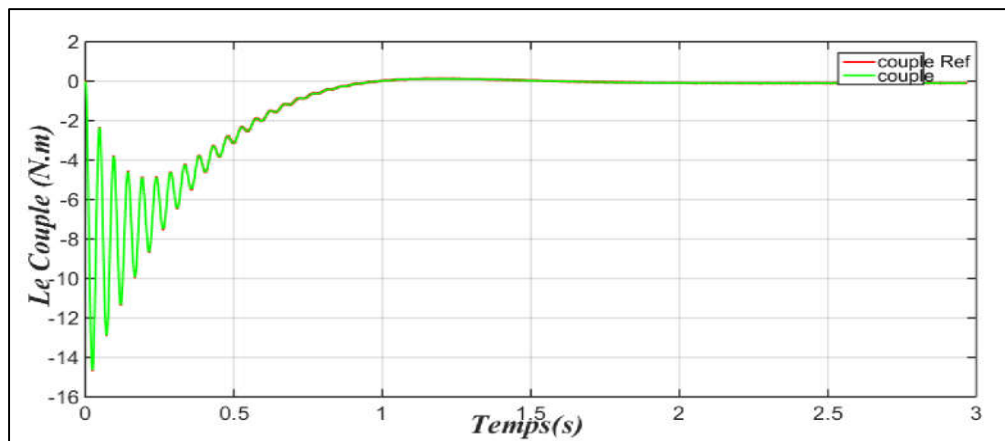
**Figure (IV.12)** résultats de simulation du système de suspension à base de *MSAP* à flux orienté équipé d'un régulateur *PID*

D'après les réponses illustrés par la figure (IV.12), nous remarquons que le couple électromagnétique le courant actif  $i_q$  (A), le courant réactif  $i_d$  (A) et le courant de phase  $i_a$  (A).suivant convenablement leur référence.

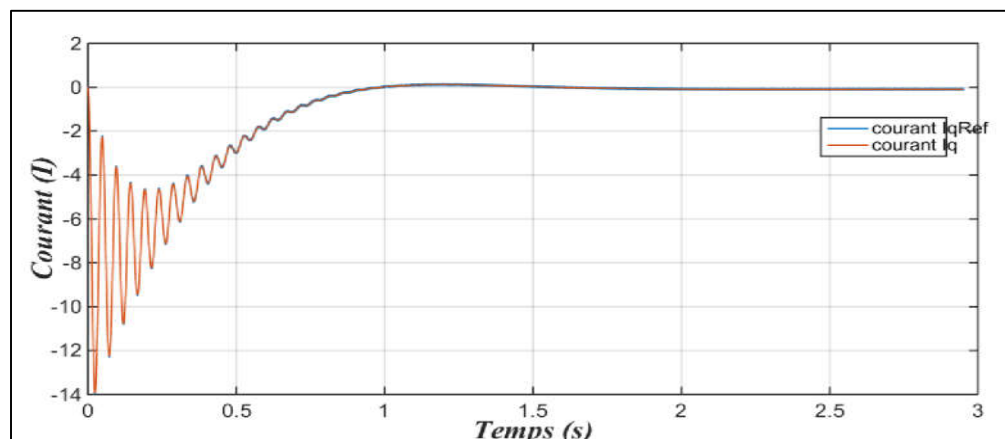
De plus le débattement de la suspension ( $d$ ,  $e$ ) le système de suspension active de véhicule étudié répond avec un temps de réponse très court ( $1$  s) en voir et les oscillations sont bien amorties, puis tendre vers le régime établi.

### IV.8. 3 Résultat de simulation concernant d'un régulateur PID flou

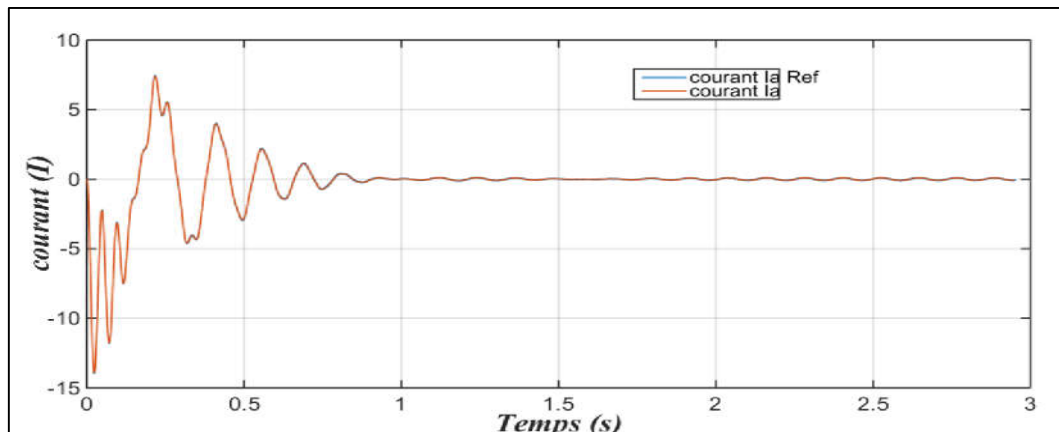
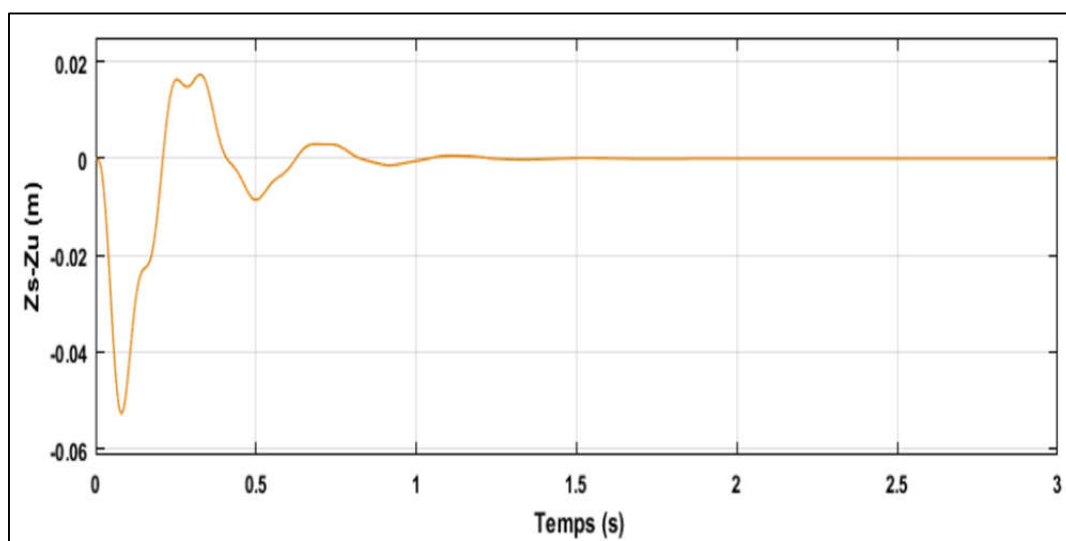
Présentons maintenant les résultats de simulation d'une suspension active de  $\frac{1}{4}$  véhicule à base d'un *MSAP* à flux orienté équipé d'un régulateur PID flou (voir figure IV.13)



a) le couple électromagnétique et sa référence



b) Courant  $i_q$  (A) et sa référence

c) Courant  $i_a$  (A) et sa référence

d) Débattement de la suspension

**Figure (IV.13)** résultats de simulation du système de suspension à base de *MSAP* à flux orienté équipé d'un régulateur *PID* flou

D'après les réponses montrées par les figures (IV.13), nous remarquons ainsi le couple électromagnétique le courant actif  $i_q$  (A), le courant réactif  $i_d$  (A) et le courant de phase  $i_a$  (A). suivant convenablement leur référence.

De même, les utilisations d'un régulateur *PID* flou, permet au système de suspension active de répondre avec un temps de réponse très court (0.6s) et rapidement relativement au cas d'un régulateur *PID* qui est de (1s).

## IV. 9 Conclusion

Dans ce chapitre, étudie le système de suspension active d'un véhicule avec la application deux types du régulateur (un *PID* et un *PID* flou) à base d'un un actionneur électromagnétique à

(Moteur Synchrone à Aimants Permanents). Cette actionneur permet de généré le profil de la force requis pour une bonne suspension active du véhicule le résultant de simulation concernant deux types de régulateur *PID* classique *et PID* flou ont été présenté et discuté.

# ***Conclusion générale***

## *Conclusion générale*

Dans ce mémoire, nous avons traité la modélisation et la commande floue optimisée d'un système de suspension active d'un véhicule, puis nous avons doté ce système d'une Machine Synchronique à Aimants Permanents (*MSAP*) à flux orienté qui a été commandée pour générer le profil de la force requise pour améliorer le confort de conduite et la tenue de route du véhicule. Deux types de régulateurs (*PID* et *PID* flou) à gains optimisés ont été utilisés pour piloter ce système.

Tout d'abord, nous avons dressé un état de l'art sur les systèmes de suspension d'un véhicule, présenté et comparé leurs différents éléments et types (suspension, passive, semi-active et active). Nous avons conclu que le système de suspension active peut offrir de meilleures performances que ses homologues passifs et semi-actifs. Cependant, ses applications sont très limitées en raison de leur forte consommation d'énergie, de leur coût élevé et de leur complexité.

Ensuite, nous avons pu établir les différents modèles mathématiques du système de suspension de véhicule (ceux d'un quart véhicule, d'un demi-véhicule (latéral et longitudinal) et du véhicule complet).

En outre, nous nous sommes intéressées à l'application de la commande optimisée à base de deux régulateurs (*PID* et *PID* flou) sur la suspension active d'un véhicule. Les résultats de simulation obtenus, concernant le modèle *2DDL* de suspension d'un véhicule en boucle ouverte et en boucle fermée (dotée tantôt d'un *PID* et tantôt d'un *PID* flou) ont été représentés, discutés et comparés.

Par ailleurs, nous avons équipé le système de suspension active d'un véhicule d'un actionneur électromagnétique à base d'un Moteur Synchronique à Aimants Permanents (*MSAP*) à flux orientée, que nous avons simulé avec succès, puis présenté et discuté les résultats obtenus.

A l'issue de ce travail, nous avons jugé utile d'avancer un ensemble de perspectives d'un intérêt de premier plan pour une continuation éventuelle du présent travail :

- On propose d'employer d'autres commandes telles que la commande à structure variable ainsi que la commande à horizon infini  $H_\infty$ . Ainsi que d'autres commandes intelligentes telle que la commande à base de réseau de neurone et la commande neuro-floue.
- On suggère aussi d'utiliser d'autres techniques plus avancées pour optimiser les gains des régulateurs utilisés pour commander le système de suspension.

- Il serait judicieux de comparer les performances de la commande floue optimisée à d'autres techniques plus avancées qu'un simple régulateur *PID* ;
- Il serait intéressant aussi d'appliquer cette commande aux autres modèles (*4DDL*, *7DDL*) du système de suspension active, sans ou à base d'un actionneur électromagnétique (*MAS* ou *MSAP*) à flux orienté ou piloté par la *DTC*.

# ***Bibliographie***

---

## Bibliographie

- [1] Diaalab H., Houideche R. (2009), *Modélisation et commande flou stabilisant de la suspension active d'un véhicule*, Université de Mohamed Boudiaf M'sila.
- [2] Bengatran F., Bensid M.B. (2017), *Commande du système de suspension d'un véhicule*, université Ksdi Merbah Ouargla.
- [3] Bouguerra A. Zourig N. (2021), *Commande par Mode Glissant de la Suspension d'un Véhicule Automobile*. Université Mohamed Boudiaf - M'sila.
- [4] Florin A., Cozmin M.R.I., Liliana P. (2013), *Passive suspension modeling using matlab, quarter car model, input signal step type, New technologies and products in machine manufacturing technologies* 258-263.
- [5] Genta G., Morello L. (2009), *The Automotive Chassis, Components Design*. Springer, Torino, Vol.1.
- [6] --, Dccom à: <http://www.daimler.com/dccom/> . Consulté le (8/3/2022).
- [7] Mohd Z., Mohammad N. (2008), *Analysis of double wishbone suspension system*, Master dissertation in Automotive Engineering, Coventry University, School Engineering.
- [8] Gosselin-Brisson S. (2006)., *Etude d'un système de contrôle pour suspension automobile*. Université du Québec à Chicoutimi.
- [9] --, *Bose Suspension*. Disponible à: <https://www.automobilemag.com/> Consulté le (12/3/2022).
- [10] --, *The Boser Suspension Front Module*. Disponible à : <https://www.researchgate.net/> Consulté le (12/3/2022)
- [11] --, *Michelin Active Wheel*. Disponible à: <https://www.4legend.com/>, Consulté le (12/3/2022).
- [12] --, *Active Wheel une technologie de roues motorises prometteuse* à: <https://www.4legend.com/> Consulté le (12/3/2022)
- [13] Kotrane. A, (2007), *Conception, réalisation et caractérisation dynamique d'un amortisseur magnéto-rhéologique*, Ecole de Technologie, Montréal, 2007
- [14] --, *Encyclopédie images Suspension automobile/ 1001904* à: <https://www.larousse.fr/> Consulté le (12/3/2022)
- [15] Mohamed, B. (2014). *Contrôleurs non linéaires adaptatifs pour une Suspension active d'un véhicule (Doctoral dissertation, Université Mohamed Boudiaf des sciences et de la technologie)*.

- [16] --, *Les systèmes de suspension d'une voiture* à: <https://minute-auto.fr/> Consulté le (12/3/2022)
- [17] --, *Les 2 éléments de la suspension* à: <https://www.toutbricoler.com>; Consulté le (14/3/2022).
- [18] --, *Barre antirollis#media/Fichier:Alfetta\_front\_suspension\_antiroll.jpg* à: <https://fr.wikipedia.org/wiki/> ; Consulté le (14/3/2022).
- [19] --, *Product detail Moto Hydraulic Shock Absorber Adjustable For 62436633865.htm* à: <https://french.alibaba.com> ; Consulté le (14/3/2022).
- [20] Hussein. S (2010)., *Systèmes de suspension semi-active à base de fluid*, Arts et M'etiers ParisTech, Paris.
- [21] Savaresi S.M, Poussot-Vassal C., Spelta .C, Sename O. et L. Dugard (2010)., *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*, Oxford, UK: Elsevier Ltd.
- [22] Shafie. M, Bellob. M, Khan R. M. (2015)., *Active Vehicle Suspension Control using Electro Hydraulic Actuator on Rough Road Terrain*, Journal of Advanced Research in Applied Mechanics, 9, 1, pp.15–30 .
- [23] Bouraoui, N., Rezai, I., & Saifia, D. E. (2018). *Modélisation et commande  $H_{\infty}$  de suspension de véhicules*, (Doctoral dissertation, Université de Jijel).
- [24] M. Mohammed Bello, A. Y. Babawuro, S. Fatai, *Active suspension force control with electro-hydraulic actuator dynamics*, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 10, 23, pp.17327–17331 (2015)
- [25] Xue. X. D., K. Cheng W. E., Zhang Z., Lin J. K, Wang D. H., Bao Y. J., Wong M. K., and Cheung N., *Study of Art of Automotive Active Suspensions*
- [26] *Motor Trend: 2014 Chevrolet Corvette Stingray Z51 First Test. [online] Available* à: <https://www.motortrend.ca/en/news/> Consulté le (14/3/2022).
- [27] Arana C. R. (2015), *Active Variable Geometry Suspension for Cars. PhD Thesis in Electrical & Electronic and Mechanical Engineering, Imperial College - London, United Kingdom.*
- [28] Aizuddin F. M.R., Noreffendy T., Ajat S., and Fauzi A., *Review on active suspension system* à : <https://doi.org/10.1051/shsconf/20184902008ICES> Consulté le (16/3/2022).
- [29] Shpetim L. (2013), *Suspension And Steering System Development Of A Four Wheel Drive And Four Wheel Steered Terrain Vehicle*, University Of Maribor Faculty Of Mechanical Engineering pp 629.373.27.7/.3(043.3)
- [30] --, Bongof, *Véhicule Suspension System* à <https://www.academia.edu/>, Consulté le (10/4/2022).

- 
- [31] AdvicMudduluru S. R., Chizari M. (2021), Quarter and Full Car Models Optimization of Passive and Active Suspension System Using Genetic Algorithm, Computer Science, ID: 231728592.
- [32] Samuel Gosselin B. (2006)., *Étude d'un système de contrôle pour suspension automobile*, Université Du Quebec
- [33] kenaga S., Lewis F.L. (2000), *Active Suspension Control of Ground Vehicle Based on a Full-Vehicle Model*. Vol. 6, pp. 4019-4024.
- [34] Hitoum H., BELDI R. (2019), *La commande floue: Application à la régulation de temperature*, Universitaire Abdelhafid Boussouf –Mila
- [35] Medjoubi H. (2010)., *Gestion d'un système d'irrigation par la logique floue* , Université Ferhat Abbas
- [36] Bouafia A. (2010), *Technique de commande prédictive et floue pour les systèmes d'électronique de puissance: Application aux redresseurs à MLI*, Université Ferhat Abbas Sétif thèse de doctorat.
- [37] Bouba O. (2009/2010) , *Commande de la température d'eau d'un bain par un contrôleur à Logique Floue* , Université Larbi Ben Mhidi Oum el Bouaghi.
- [38] Safsaf Y. (2011), *Evitement d'obstacle d'un robot mobile par la logique floue*, Université Ferhat Abbas — Setif.
- [39] Bühler H., (1994) *Réglage Par Logique Floue*, Presse Polytechniques et Universitaires Romandes.
- [40] Skendraoui M., SEHAD S. (2015), *Commande floue basée sur le mode glissant* , Université de Tizi-Ouzou .
- [41] Doudou S. (2013), *Contribution à la commande moderne des systèmes non linéaires multivariables non affines*, Thèse de doctorat, université SETIF 1
- [42] Nakoula, Y. *Apprentissage des modèles floue, par jeu de règles pondorées*. Thèse de Doctorat, Univercité de Savoie, France, Juillet
- [43] Muskinja N., Tovornik B and Donlagic D (1997). , *How to Design a Discrete Supervisory Controller for Real-Time Fuzzy Control Systems IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, Vol.5 , n°2, pp 161-166.V5
- [44] --, [fr.mathworks.com/products/optimisation.html](https://fr.mathworks.com/products/optimisation.html), Consulté le (07/06/2022).
- [45] Mudduluru S. R., Chizari M. (2021), *Quarter and Full Car Models Optimization of Passive*

- 
- and Active Suspension System Using Genetic Algorithm*, Computer Science, ID: 231728592.
- [46] Baris Ozturk S.( 2005), *Modelling, Simulation and Analysis of Low-Cost Direct Torque Control Of PMSM using Hall-Effect Sensors* , Thèse de doctorat de l'université de Texas USA,
- [47] Bellahcene L., Djaouani M.( 2017), *Commande des machines par Sujet Commande vectorielle en vitesse du moteur synchrone `a aimants permanents dotée d'un observateur MRAS*
- [48] Betka A., *Techniques De Commande Vectorielle Du Moteur Synchrone A Aimants Permanents (Msap)*, Université de Biskra
- [49] Senhadji N., Chalabi A. (2015) *Commande Du Moteur Synchrone A Aimants Permanents*
- [50] Amiri A., Dahmane O. (2017), *Sujet Commande vectorielle en vitesse du moteur synchrone à aimants permanents dotée d'un observateur mode glissant Soutenu publiquement*,
- [51] Zegueb B., (2008), *Commande d'une Machine Synchrone à Aimants Permanents Sans Capteur de Vitesse*. Université de Batna.
- [52] Bounasla N. (2014), *Commande par Mode de Glissement d'Ordre Supérieur de la Machine Synchrone à Aimants Permanents*
- [53]. Benchabane F., (2005), *Commande en position et en vitesse par mode de glissement d'un moteur synchrone triphasé à aimants permanents avec minimisation du chattring*, Thèse de Magister, Université de Biskra,
- [54] --, Convertisseur boost à : <https://www.numlor.fr/> Consulté le (07/06/2022).
- [55] Bentobbal M., Benoudina H. (2021), *Commande Optimale d'une Suspension Active d'un Véhicule*, Université de Laghouat.