

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF ó M'SILA**

FACULTE : TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT : ELECTRONIQUE

N° :.....



**جامعة محمد بوضياف - المسيلة
Université Mohamed Boudiaf - M'sila**

DOMAINE : SCIENCE ET TECHNOLOGIE

FILIERE : ELECTRONIQUE

**Mémoire présenté pour l'obtention du diplôme de Master
Académique**

OPTION : ELECTRONIQUE DES SYSTEMES EMBARQUES

Intitulé

**Modélisation et Commande Floue Stabilisante de la
Suspension Active de Véhicule**

Proposé et dirigé Par:

- Mr. OUAGUENI Fayssal

Réalisé par :

- DJAALAB Hamza

- HOUIDECHE Riyad

Année universitaire : 2019/2020



Dédicace

Je dédie ce travail :

A mes chers parents mon père et ma mère

*Pour leur patience, leur amour, leur
soutien et leurs encouragements.*

A mes sœurs et mes frères, en

Paticulier mon petit neveu " Adam "

Et a toute la famille djaalab

Et mes chers amis

Sans oublier tous les professeurs

Hamza.





Dédicace

Je dédie ce travail :

A mes chers parents mon père et ma mère

*Pour leur patience, leur amour, leur
soutien et leurs encouragements.*

A mes sœurs et mes frères

Et a toute la famille houideche

Et mes chers amis

Sans oublier tous les professeurs

Riyad.



REMERCIEMENTS

Tout d'abord, nous remercions **ALLAH**, le tout puissant pour ces faveurs et ses bontés, de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience de terminer ce modeste travail.

Je tiens à remercier très chaleureusement Monsieur Mr. **OUAGUENI fayssal** qui m'a permis de bénéficier de son encadrement. Sa disponibilité, son soutien, ses précieux conseils, ses remarques pertinentes, ainsi que ses explications ont été déterminants dans la réalisation de ce modeste travail au membre de jury. Veuillez accepter dans ce travail notre sincère respect et notre profonde reconnaissance.

Je profite cette opportunité pour remercier l'ensemble des enseignants de notre département d'électronique pour toutes les connaissances acquises dans le domaine des systèmes embarqués grâce à leur concours. Dans l'impossibilité de citer tous les noms, mes sincères remerciements vont à tous ceux et celles, qui de près ou de loin, ont permis par leurs conseils et leurs compétences la réalisation de ce mémoire.

Table des matières

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

Chapitre I : Suspension d'un véhicule automobile

I.1. Introduction.....	5
I.2. Modèles de pneumatiques.....	6
I.2.1. Modèle verticale de pneu.....	6
I.2.2. Modèle horizontal de pneu.....	7
I.3. Les différents modèles de véhicule.....	7
I.3.1. Modèle quart de véhicule ou mono roue.....	7
I.3.2. Modèle demi véhicule.....	8
I.3.3. Modèle véhicule complet.....	10
I.4. Types de suspension.....	11
I.4.1. Les suspensions passive.....	11
I.4.2. Les suspensions semi-active.....	13
I.4.3. Les suspensions active.....	14
I.4.4. Absorbeur de chocs.....	16
I.5. Comparaison des performances des trois type de suspension.....	17
I.6. Conclusion.....	18

Chapitre II : Modèle flou de Takagi-Sugeno

II.1. Introduction.....	20
II.2. Système flou.....	20
II.2.1. Modèle flou de Mamdani.....	21
II.2.2. Modèle flou de Takagi-Sugeno.....	21

II.3. Construction d'un modèles flou de Takagi-Sugeno.....	23
II.4. Stabilité des modèles de Takagi-Sugeno.....	26
II.5. Stabilisation des modèles de Takagi-Sugeno.....	28
II.6. Observateur flous de Takagi-Sugeno.....	32
II.6.1. Cas des variables de prémisse mesurables.....	33
II.6.2. Cas des variables de prémisse non mesurables.....	34
II.7. Conclusion.....	35

Chapitre III: Commande floue Stabilisante de la Suspension Active de Véhicule

III.1. Introduction.....	37
III.2. Modélisation floue TS de suspension active d'un véhicule automobile.....	37
III.3. Commande floue stabilisante de suspension active d'un véhicule automobi.....	41
III.3.1. Commande sans observateur.....	42
III.3.2. Commande avec observateur.....	45
III.4. Conclusion.....	48
 Conclusion général	 49
 Bibliographie	 52

Liste des figures

Figure I.1 : Quart de véhicule avec absorbeur de chocs.....	6
Figure I.2 : Modèle quart de véhicule general.....	8
Figure I.3 : Modèle de suspension représenté par un demi-véhicule à 4 degrés de Liberté.....	9
Figure I.4 : Modèle de véhicule complet.....	10
Figure I.5 : Exemple d'un système de suspension passive.....	11
Figure I.6 : La modélisation de la suspension passive utilise le modèle quart de véhicule.....	12
Figure I.7 : La modélisation de la suspension semi-active utilise le modèle quart de véhicule.....	13
Figure I.8 : Exemple d'un système de suspension active.....	14
Figure II.1: Principe de la commande PDC.....	29
Figure III.1 : Le modèle quart de véhicule de deux degré de liberté.....	38
Figure III.2 : Le fonctions d'appartenances.....	40
Figure III.3 : Perturbation de la route.....	43
Figure III.4 : Déplacement de la masse du resort $x_1(t)$	43
Figure III.5 : Vitesse de la masse suspendue $x_2(t)$	43
Figure III.6 : L'état $x_3(t)$	44
Figure III.7 : L'état $x_4(t)$	44
Figure III.8 : La commande $u(t)$	44
Figure III.9 : Perturbation de la route.....	46
Figure III.10 : L'état $x_1(t)$ et l'état estimé $\hat{x}_1(t)$	47
Figure III.11 : L'état $x_2(t)$ et l'état estimé $\hat{x}_2(t)$	47
Figure III.12 : L'état $x_3(t)$ et l'état estimé $\hat{x}_3(t)$	47

Figure III.13 : L'état $x_4(t)$ et l'état estimé $\hat{x}_4(t)$	48
Figure III.14 : La commande $u(t)$	48

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Les performances des trois type de suspension.....	17
Tableau III.1 : Paramètres du modèle quart de véhicule.....	38

Liste des acronymes

Z_{caisse} : déplacement vertical de caisse (mase suspendue).

Z_{roue} : déplacement vertical de la roue (masse non-suspendue).

Z_{sol} : profil vertical de la route.

m_c : masse du quart de la caisse (kg).

k_p : raideur du pneumatique.

m_r : masse non-suspendue (roue) (kg).

$F_{amortissen}$: la force appliquer par l'amortisseur.

F_r : la force d'amortissement équivalente du pneu.

k : la constante de raideur du ressort de la suspension.

k_r : la constant de raideur équivalente du pneumatique.

m : la masse suspendue (caisse).

m_s : la masse suspendue (caisse) pour la modèles ½ et complet de véhicule (kg).

Z_u : déplacement vertical du centre de gravité de la masse suspendue (caisse).

k_s : coefficient de rigidité vertical du resort de la suspension (N/m).

Introduction général

Introduction général

Le véhicule automobile est un système physique complexe car il est composé d'une multitude d'organes. Sa dynamique n'est pas facile à modéliser ni à optimiser. La conception de nouveaux véhicules ou l'étude des phénomènes régissant sur leur comportement sont liées à la modélisation des sous-systèmes qui les composent. 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.

Le système de suspension se compose de roues et 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 questions contradictoires. Le processus de réglage du système de suspension consiste à trouver un compromis approprié pour l'application souhaitée. On peut soutenir 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.

La diversité des problèmes rencontrés en automatique, notamment portant sur la théorie de la commande et de la conception, ont connu une évolution considérable ces dernières années. Parmi ces théories, la commande des systèmes non linéaires ne cesse de se perfectionner.

Ainsi, le concept des ensembles flous qui est très utile du point de vue de la synthèse de commande. Les travaux sur la théorie des ensembles flous et la logique floue ont été initiés dans les années soixante par Lotfi Zadeh [1] à l'Université de Berkeley. L'intérêt principal de la logique floue est de permettre la représentation et le traitement de connaissances imprécises. Elle est utilisée dans des domaines aussi variés que la gestion de base de données, les systèmes experts, le traitement du signal, la classification de données, la modélisation ainsi que la commande des systèmes automatiques. La première application de la commande floue fut réalisée par [2] sur un moteur à vapeur. La première application industrielle a porté sur le contrôle d'un four à ciment par logique floue.

Habituellement la logique floue est exprimée par un ensemble de règles linguistiques dites règles floues, elles sont utilisées pour décrire le comportement dynamique d'un système inconnu ou mal défini. De ce point de vu, on distingue deux types principaux de systèmes flous: les systèmes flous à conclusion symbolique (systèmes flous linguistiques ou de

Mamdani) et ceux à conclusion fonctionnelle (systèmes flous de Takagi-Sugeno). Dans les deux types, les prémisses des règles sont exprimées symboliquement, seule l'expression des conclusions des règles permet alors de dissocier les deux types de systèmes. Pour les systèmes flous de type T-S la partie conclusion est exprimée sous la forme d'une constante ou de manière générale d'une fonction ou d'une équation différentielle dépendant des variables d'entrées. Les modèles flous de type Takagi-Sugeno, peuvent s'interpréter comme un ensemble de modèles linéaires affines interconnectés par des fonctions non linéaires dépendantes des variables de prémisses. Ces fonctions peuvent être obtenues par différentes méthodes, soit par identification ou par linéarisation autour d'un ensemble de points de fonctionnement, soit directement à partir d'un modèle mathématique non linéaire. Cette dernière est la méthode utilisée le long de ce mémoire, dans ce cas les modèles non linéaires peuvent se mettre sous la forme de modèles T-S représentant exactement le modèle non linéaire dans l'espace d'état. L'approche typique de la commande des systèmes utilisant ce type de modèle est la stabilisation par interpolation de retour d'état appelée commande PDC (Parallele Distributed Compensation) [3]. La majorité des travaux qui s'inspirent de cette loi de commande ont une démarche basée sur la deuxième méthode de Lyapunov. La formulation de celle-ci aboutit à un ensemble d'inégalités écrites, sous la forme d'inégalités matricielles linéaires (LMI).

Dans ce mémoire on a déjà décomposé en trois chapitres :

Dans un premier chapitre, est consacré à la présentation des modèles, utilisés pour représenter la suspension d'un véhicule dans un objectif de commande. Nous commençons tout d'abord par les modèles de pneu. Ils sont de deux types, verticale ou horizontal, nous exposons alors les modèles de véhicule (1/4, 1/2 et complet). Ainsi, nous détaillons pour le quart de véhicule les différents types de modèles de suspension. La suspension passive, semi active ou active..

Dans le deuxième chapitre, on présente l'étude de la stabilité et de la stabilisation des modèles flous de T-S. Les conditions de stabilité et/ou stabilisation sont obtenues à l'aide de la fonction de Lyapunov de type quadratique et s'expriment sous forme d'inégalités matricielles linéaires (LMI).

Le troisième chapitre, d'aborde cité modèle de la suspension active d'un véhicule automobile et représenté de modèle de suspension active via du modèle flou TS, ensuite on a donné l'observateur et Contrôleur de conception et analyse, enfin les résultats de simulation ont montré l'efficacité de la technique utilisée.

Chapitre I

➤ **Suspensions d'un véhicule automobile**

I.1. Introduction

La suspension de voiture est un élément indispensable, autant pour la sécurité que pour le confort sur la route. En automobile, ce que l'on appelle suspension, ce sont les parties qui relient les roues au châssis. Elles sont nécessaires car le sol sur lequel se déplace une voiture est souvent irrégulier. Il faut donc s'assurer que les roues restent en contact avec le sol en réduisant l'impact de ces irrégularités. Cela permet également d'éviter une usure prématurée de l'auto et d'assurer le confort de ses occupants.

Tous les constructeurs automobiles, en particulier les marques allemandes, privilégient actuellement un système de suspension relativement ferme dans une optique de sécurité maximale. Il faut également prendre en compte la monte (taille d'une jante) et le niveau de gonflage des pneus. Plus ils sont importants, plus l'auto sera ferme et apte à pratiquer du tout-terrain sans risque.

Les premiers systèmes de suspension sont apparus au début du XXe siècle. Ils n'ont pas toujours été sur les quatre roues et se sont avérés plus ou moins efficaces. De nos jours, leurs réglages sont effectués au millimètre près et ils sont considérés comme très importants dans la sécurité active d'une automobile.

Pour assurer son rôle, la partie suspension est composée d'un ressort et d'un amortisseur. Le premier prend en charge l'absorption du choc en changeant de taille, le second freine les oscillations engendrées par l'énergie absorbée. Un fonctionnement efficace des suspensions est d'autant plus important sur un véhicule moins équilibré comme un deux-roues. La suspension absorbe les irrégularités de la route. Le bouclier, lui, limite les chocs frontaux [4].

Dans ce chapitre, nous citons dans un premier temps la modélisation des modèles pneumatiques nécessaire pour l'étude de la dynamique verticale d'un véhicule. Par la suite, nous exposons les modèles quarts de véhicule, demi -véhicule et complet sur les quels nous avons travaillé. Les différents types de suspension (passif, semi-actif et actif) seront aussi détaillés.

I.2. Modèles de pneumatiques

Le pneumatique est l'interface entre le véhicule et la route. Il permet de transmettre au véhicule les forces exercées par la route. Celles-ci sont de deux types, vertical ou horizontal. La force verticale permet de soutenir le véhicule tandis que les forces horizontales permettent de le diriger. Le pneu est un élément très complexe qui est soumis à de fortes sollicitations et à de grandes variations de température. Les fabricants de pneumatique utilisent sans doute des modèles plus complets prenant en compte toutes les déformations du pneu. Les but est seulement ici de décrire l'influence du pneu dans le comportement dynamique du véhicule.

I.2.1. Modèle verticale de pneu

Ce type de modèle est linéaire et pourra être utilisé dans synthèse des lois de commande. Cependant, si l'on souhaite obtenir un modèle de simulation plus fin que le modèle de synthèse, on peut envisager de prendre une raideur non-linéaire représentant la caractéristique plastique du ressort.

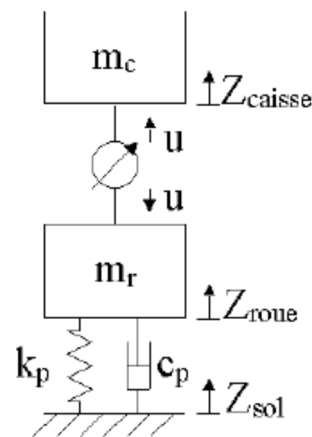


Figure I.1 : Quart de véhicule avec absorbeur de chocs

Le pneumatique peut être modélisé par un simple ressort K_p en parallèle avec un amortisseur c_p (figure I.1). En pratique la raideur du ressort est généralement considérée comme constante et son amortissement est souvent négligeable ; c'est pourquoi le pneumatique est souvent modélisé par un simple ressort. En pratique l'amortissement est faible pour éviter l'échauffement du pneumatique mais n'est cependant pas nul.

I.2.2. Modèle horizontal de pneu

Le modèle horizontal, non-linéaire beaucoup plus compliqué n'est utilisé que pour les simulations plus réalistes, entre autres, pour la validation de la loi de commande.

I.3. Les différents modèles de véhicule

Vu l'importance et l'intérêt que présente le domaine de l'automobile, différents modèles existent dans la littérature. Ces modèles peuvent être simples ou complexes ceci dépend des objectifs fixés. Les simples font appel à des hypothèses. Les complexes sont complets mais ont l'inconvénient de présenter un nombre de paramètres important pour être identifiés ainsi qu'un temps de calcul excessif. Dans les travaux de Mammar [5], Rabhi [6], M'Sirdi [7]... des modèles de véhicule sont exposés.

Le véhicule présente l'avantage d'avoir une architecture, où chaque organe (roues, châssis, caisse...) et chaque dynamique (longitudinale, latérale ou verticale...) peuvent être étudiés séparément [8]. Nous présentons les modèles qui servent de base dans les études de la dynamique du véhicule et dans la compréhension de certains phénomènes liés au comportement du véhicule.

I.3.1. Modèle quart de véhicule ou mono roue

La majorité des études traitant des suspensions utilisent un modèle de quart de véhicule avec deux degrés de liberté schématisée par la figure I.2. Ce modèle permet de saisir le comportement vertical de l'ensemble caisse-roue-pneu quelque soit la technologie de suspension en question. Il est constitué d'une masse suspendue qui repose, par l'intermédiaire de la suspension, sur la masse non-suspendue (roue) qui repose elle-même sur le sol par l'intermédiaire du pneumatique (figure I.2.a). La masse suspendue représente le quart de la masse de la caisse du véhicule. La suspension proprement dite est représentée par un ressort monté en parallèle avec un amortisseur. La roue est aussi représentée par un ensemble ressort amortisseur en parallèle dont les valeurs de la raideur et du coefficient d'amortissement sont beaucoup plus élevées que ceux de la suspension. D'une manière générale, ce modèle suffit pour des études préliminaires sur les suspensions. Un modèle plus simple aussi utilisé dans la littérature est le modèle de quart de véhicule à un degré de liberté. Dans ce cas, la masse suspendue est reliée au sol par l'intermédiaire de la suspension. Si l'on ne s'intéresse qu'au confort des passagers et pas à la tenue de route, ce modèle peut suffire car le mode oscillant

dû à la caisse est le mode prédominant pour le confort. L'équation mathématique qui régit le mouvement des masses suspendues peut être obtenue en appliquant les théorèmes généraux de la dynamique. Le modèle quart de véhicule [9].

La roue est aussi représentée par un ensemble ressort amortisseur en parallèle dont les valeurs de la raideur et du coefficient d'amortissement sont beaucoup plus élevées que ceux de la suspension.

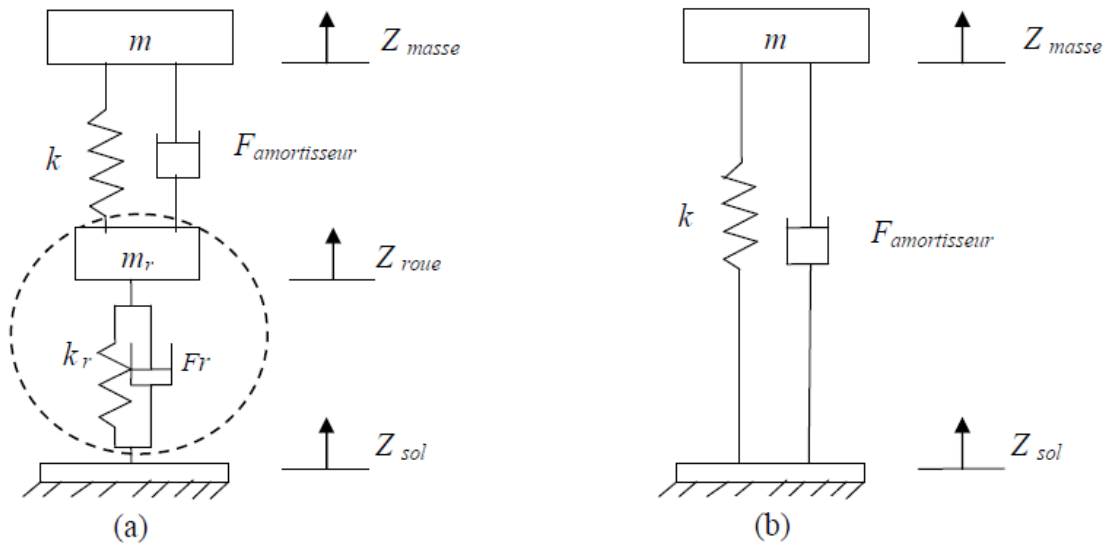


Figure I.2 : Modèle quart de véhicule général (a) et modèle de quart de véhicule simplifié (b) dans lequel on assimile la roue à un corps parfaitement rigide en contact permanent avec le sol.

Le modèle quart de véhicule d'une suspension est décrit par:

$$m_c \ddot{Z}_{caisse} = K(Z_{roue} - Z_{caisse}) + F_{amortisseur} \quad (I.1)$$

$$m_r \ddot{Z}_{roue} = K(Z_{caisse} - Z_{roue}) - F_{amortisseur} + K_r(Z_{sol} - Z_{roue}) + F_r \quad (I.2)$$

I.3.2. Modèle demi-véhicule

Les modèles demi-véhicule sont utilisés pour prendre en compte, en plus des mouvements verticaux, les mouvements de roulis de la caisse et de l'essieu. C'est modèle sont assez peu représentés dans la littérature contrairement au modèles demi-véhicule de type bicyclette.

Ces modèles sont utilisés pour prendre en compte, en plus des mouvements verticaux, les mouvements de roulis et de tangage de la caisse et de l'essieu. Deux cas de figures existent. Le premier cas est le modèle de demi-véhicule latéral, ce modèle représente une vue en coupe de la suspension avant ou arrière. Il repose sur l'hypothèse qu'un véhicule normal subit des perturbations semblables du côté gauche et du côté droit. Il est utilisé pour étudier les performances de barres anti-roulis. Mathématiquement, c'est un modèle à 4 degrés de liberté. Le second cas est le modèle de demi-véhicule longitudinal représentant 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 [9]. La figure I.3 Modèle de suspension représenté par un demi-véhicule à 4 degrés de liberté.

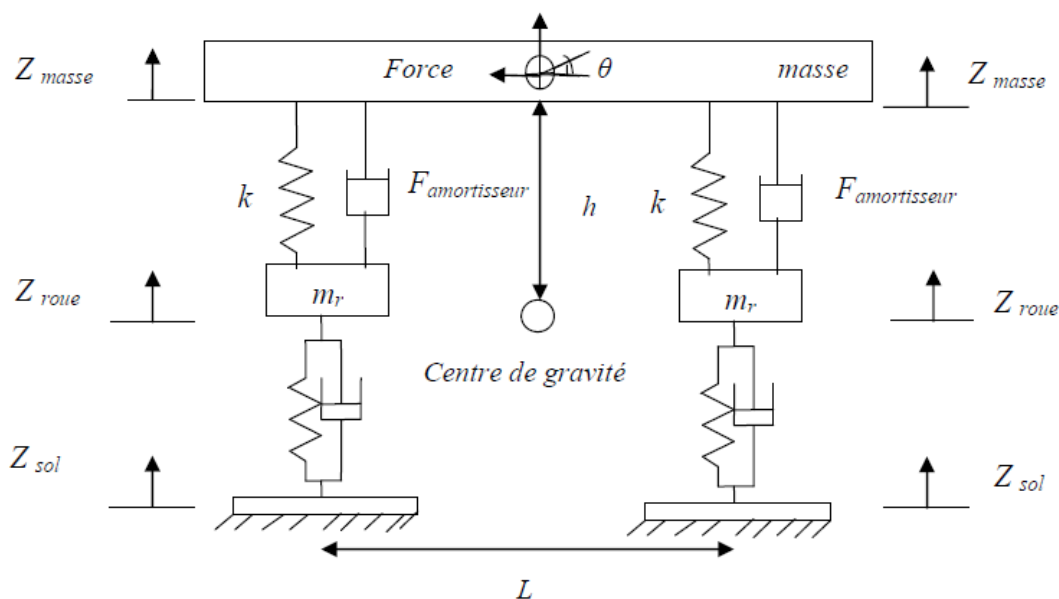


Figure I.3 : Modèle de suspension représenté par un demi-véhicule à 4 degrés de liberté.

Le modèle à deux roues est obtenu en supposant que les deux roues de chaque essieu sont solidaires en une roue virtuelle qui se situe au point d'intersection du centre de l'essieu et l'axe longitudinal du véhicule. C'est le modèle le plus utilisé pour l'étude du comportement dynamique du véhicule. Dans le domaine de l'automatique, ce modèle présente beaucoup d'avantages et de simplifications facilitant l'implémentation de certaines lois de contrôle et de commande [8].

I.3.3. Modèle véhicule complet

Différents modèles peuvent être développés pour simuler le comportement de l'ensemble des suspensions du véhicule selon la complexité et le réalisme souhaités.

Généralement, pour simplifier l'étude des suspensions, seuls les débattements verticaux des suspensions sont pris en compte. Le modèle complet à 7 degrés de liberté, présenté sur la figure I.4, est le plus simple [10,4]. Seuls le mouvement vertical, le roulis et le tangage sont pris en compte car ils engendrent directement un débattement vertical des suspensions.

Ce modèle peut être complété en tenant compte des 3 déplacements (vertical, longitudinal et latéral) et des 3 rotations (roulis, tangage et lacet) possibles pour chaque élément. De plus, on peut aussi compléter ce modèle par l'ajout de la suspension du moteur et celui des sièges des passagers.

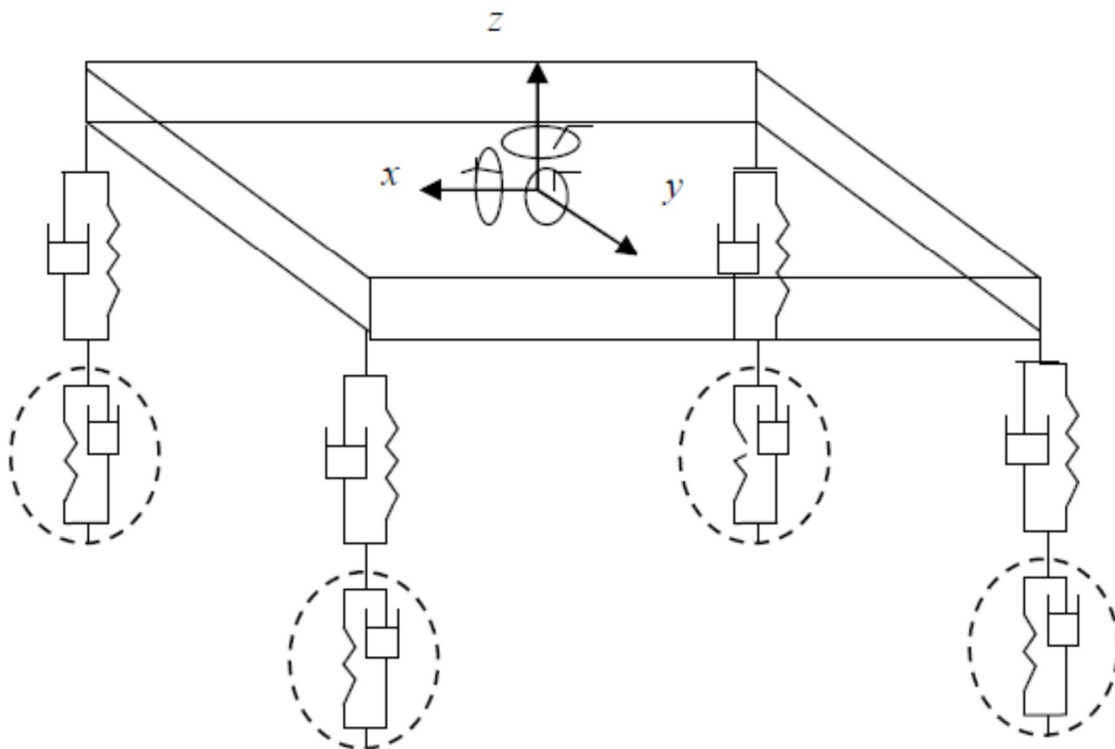


Figure I.4: Modèle de véhicule complet .

I.4. Types de suspension

Les systèmes de suspensions peuvent être classés en trois types : suspension passive, suspension semi-active et suspension active. Cette classification est obtenue selon la méthode et le principe de contrôle requis et aussi l'ensemble des éléments mécaniques qui relient les roues à la structure principale du véhicule (châssis).

I.4.1. Les suspensions passives

La suspension passive est la plus utilisée par les constructeurs d'automobile, et elle est installée dans la majorité des véhicules du monde entier. Généralement se compose d'un ressort et d'un amortisseur sous forme d'un support parallèle, ce fonctionnement est basé sur le principe de la dissipation d'énergie par l'amortisseur.

D'abord le ressort fournit une force qui dépend de l'écart de position entre le châssis et la roue. D'autre part l'amortisseur exerce une force en fonction de la différence entre la vitesse de la roue et celle du châssis.

L'un des points faibles de ce type de suspension c'est que les coefficients de ressort et d'amortissement sont fixes, par conséquent ses performances sont limitées

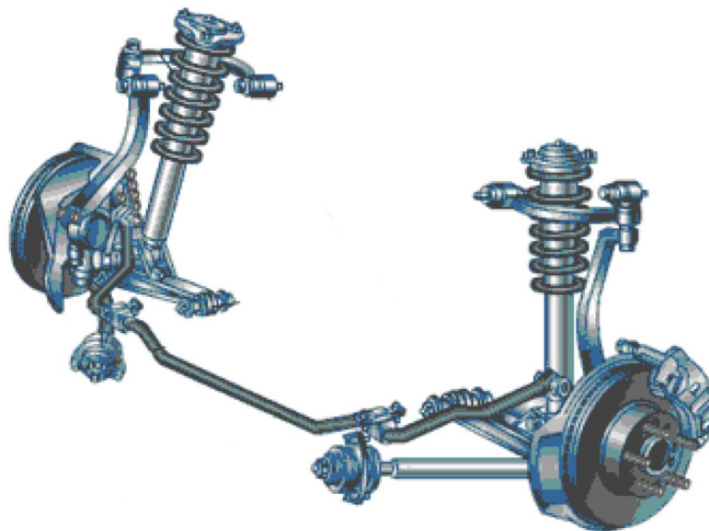


Figure I.5 : exemple d'un système de suspension passive

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. Dans les cas d'amortissement passifs les plus usuels, la force développée par l'amortisseur est supposée dépendre linéairement de la vitesse :

$$F_{\text{amortissen}} = C(Z_{\text{roue}} - Z_{\text{caisse}}) \quad (\text{I.3})$$

Où C : le coefficient d'amortissement supposé constant.

La technologie d'amortissement 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 [9].

Dans la figure I.6 nous posons l'hypothèse d'un mouvement vertical du véhicule. La simplicité de ce modèle en facilite l'optimisation et l'analyse.

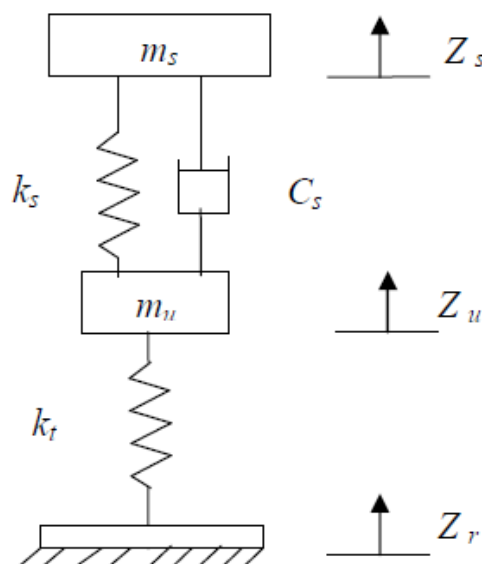


Figure I.6: La modélisation de la suspension passive utilise le modèle quart de véhicule.

I.4.2. Les suspensions semi-actives

Le système de suspension semi active est similaire au système passif tant que tous les éléments (ressort et amortisseur) génèrent respectivement leur propre force, la seule chose qui est différente c'est que le coefficient d'amortissement peut être changé instantanément. Alors la force générée par l'amortisseur est réglable et contrôlable en tout instant par le calculateur de véhicule suivant une procédure qui est la suivante :

Les données des capteurs de vitesse sont transmises au calculateur de véhicule ce dernier fait le traitement et donne les valeurs requises pour régler l'amortisseur afin d'atténuer les vibrations du châssis de véhicule.

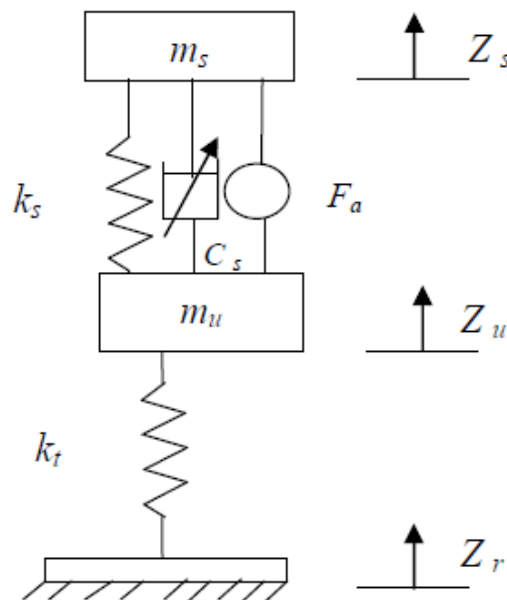


Figure I.7: La modélisation de la suspension semi-active utilise le modèle quart de véhicule.

Le choix de ce système est motivé par le désir d'améliorer partiellement les performances des suspensions passives mais avec un minimum de matériel, l'inconvénient dans ce type de suspension est le coût qu'il faut payer ainsi que les désagréments causés par l'usure et l'obligation et à la nécessité de changer notre amortisseur dont la durée de vie est écourtée, [9,11,4]. L'amortisseur semi actif est représenté par le même symbole qu'un amortisseur visqueux, mais avec une flèche qui indique que la force d'amortissement produite est variable.

I.4.3. Les suspensions actives

La suspension active est l'ensemble des connaissances techniques en mécanique et en électronique, on peut dire que c'est un appareil de haute technologie plus complexe. Elle est caractérisée par le besoin de source extérieure d'énergie représentante par l'inertie générée est provoquée par la déformation du ressort suivant l'état de la route. Cette énergie (l'inertie) permet d'activer le système de contrôle qui contrôle à la force produite par le système de suspension, il produira directement à partir d'un actionneur commandé une force d'inertie contre la force extérieure, afin de réduire les vibrations et les changements de position de véhicule.

Cette nouvelle technologie de suspension nous offre des meilleures performances de tenue de route et de confort. Mais il faut d'accomplir ces trois conditions pour qu'elle puisse fonctionner :

1. Source d'énergie capable de générer la force.
2. la mise en œuvre des composants qui peuvent passer une telle force et aussi travailler continuellement.
3. possède une grande variété des capteurs et les données configurées pour les opérations de micro-ordinateur et déterminer le mode de contrôle.

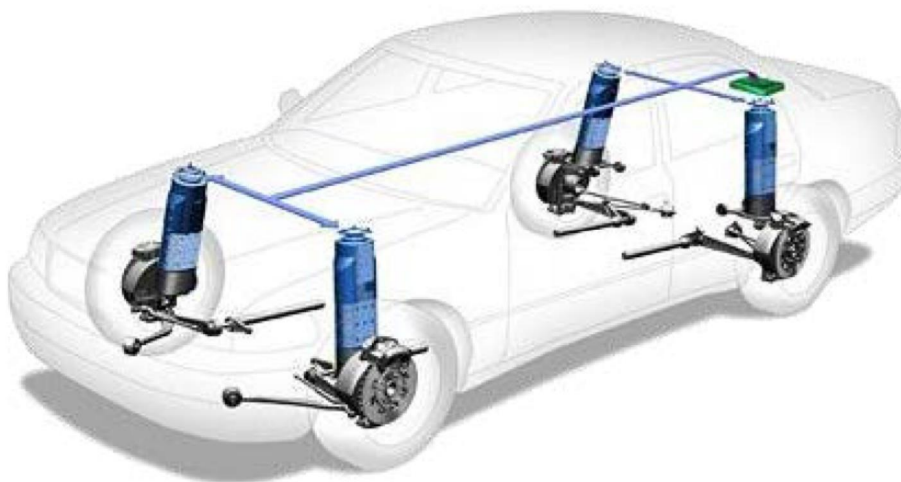


Figure I.8 : exemple d'un système de suspension active

Dans ces systèmes la force développée est produite directement à partir d'un actionneur électromécanique commandé, en général via un calculateur qui détermine en temps réel l'effort à fournir. Cet actionneur électromécanique fonctionne à la fois en frein et en moteur contrôlable d'où le qualificatif d'actif contrairement à l'amortisseur classique qui ne peut que dissiper l'énergie.

La suspension active vise à imposer une force ou un déplacement au châssis du véhicule, en fonction de l'état mesuré ou de l'historique de celui-ci. Les performances d'une suspension active dépendent de la manière dont l'actionneur est contrôlé. Il consiste, premièrement, à placer les capteurs (accéléromètres) sur le châssis et au niveau des axes des roues (moyeu), pour mesurer à chaque instant, la réponse du véhicule ou l'excitation liée à la route. La deuxième étape consiste à choisir une loi et une stratégie de contrôle convenables qui permettent, à l'actionneur de produire une force de contrôle. La plupart des travaux effectués sur la conception des stratégies de contrôle des suspensions actives concernent uniquement le sous-système « suspension », c'est à dire que la stratégie de contrôle ne prend pas en compte l'interaction avec d'autres sous-systèmes du véhicule [12].

Ce modèle est semblable au modèle passif mais inclut un actionneur tel qu'illustré à la figure I.7. L'actionneur applique une force F_a entre les masses suspendues et non suspendues. Pour formuler la dynamique du système en fonction de variable d'état, nous débutons par définir le vecteur x .

$$\begin{aligned} x_1 &= Z_s - Z_u \\ x_2 &= \frac{d(Z_s)}{dt} \\ x_3 &= Z_u - Z_r \\ x_4 &= \frac{d(Z_u)}{dt} \end{aligned} \quad (\text{I.4})$$

Les forces des ressorts et de l'amortisseur sont données par:

$$\begin{aligned} F_{ks} &= -K_s x_1 \\ F_{cs} &= -C_s (x_2 - x_4) \\ F_{kt} &= -K_t x_3 \end{aligned} \quad (\text{I.5})$$

Les équations sont obtenues en additionnant les forces appliquées sur les masses suspendues et non suspendues.

$$\begin{aligned} \sum F_{ms} = F_{ks} + F_{cs} + F_a = m_s \frac{d^2(Z_s)}{dt^2} \\ \sum F_{us} = F_k - F_{ks} - F_{cs} - F_a = m_u \frac{d^2(Z_u)}{dt^2} \end{aligned} \quad (I.6)$$

Par la suite, les équations sont décomposées en fonction du vecteur d'état x , de l'entrée contrôlée Z_a et de l'entrée non contrôlée Z_R . Le résultat est un système de 4 équations de la forme :

$$[\dot{x}] = [A][x] + [B][F_a] + [L][Z_R] \quad (I.7)$$

Avec les matrices suivantes [3] :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ \frac{K_s}{m_s} & -\frac{C_s}{m_s} & 0 & -\frac{C_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_s}{m_u} & -\frac{C_s}{m_u} & -\frac{K_t}{m_u} & -\frac{C_s}{m_u} \end{bmatrix} \quad (I.8)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \frac{1}{m_s} \\ 0 \\ -\frac{1}{m_u} \end{bmatrix} \quad L = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

I.4.4. Absorbeur de chocs

Comme nous avons vu, les suspensions classiques sans absorbeur de chocs appliquant le même effort, au signe près, sur la caisse et sur la roue. Cela implique une limitation des possibilités de ces suspensions.

Une idée consiste à ajouter des absorbeurs de chocs qui peuvent en s'appuyant sur une masse supplémentaire m_s , générer une force F_a qui ne dépendra plus ni de la vitesse de la caisse.

Il est ainsi possible, en théorie d'annuler les mouvements de la roue et de se rapprocher du comportement d'un modèle quart de véhicule à un degré de liberté [13].

Cependant cette solution n'est à notre connaissance, pas très répandue sur les véhicules de tourisme. Cela est sûrement dû au fait qu'en pratique, la force F_a est limitée par la masse m_s . Pour avoir une force F_a importante, afin de stabiliser la roue, il faut une masse m_s importante et cela entraîne un encombrement important. (Voir la figure I.1)

Cette solution semble donc réservée à la suspension active de masses moins importantes [13].

I.5. Comparaison des performances des trois types de suspension

Type de système de suspension	suspension passive	suspension semi-active	suspension active
L'élément d'amortissement	Amortisseur ordinaire	Amortisseur ajustable	Un système hydraulique/servo-moteur
L'action principale	Coefficient d'amortissement fixe.	Amortissement réglable instantanément	Force entre châssis/roue réglable
La méthode de control	Rien	Automatique Electronique Hydraulique	Electronique Magnétique Hydraulique
La bande passante	Inconnu	Plus de 20Hz	Moins de 15Hz
La consommation d'énergie	Zéro	Très petite	Grande
Caractéristique de la dynamique verticale	Non	Moyenne	Bon
Caractéristique de la dynamique latérale	Non	Moyenne	Bon
Les couts	Plus bas	Moyenne	Plus haut

Tableau I.1 : Les performances des trois types de suspension

I.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté successivement modèles de pneumatiques, les modèles verticale et horizontal de pneu, les différents modèles de véhicule, les types de suspension à savoir ; les suspensions passives, semi- actives et actives et finalement nous avons fait une comparaison des performances des trois types de suspension.

Chapitre II

➤ **Modèle flou de Takagi-Sugeno**

II.1. Introduction

Depuis plusieurs années de nombreux travaux se sont intéressés à la stabilité et la stabilisation des systèmes non linéaires décrits par des modèles flous de Takagi-Sugeno. L'analyse de stabilité des modèles flous est souvent étudiée par la technique de Lyapunov quadratique qui impose des exigences restrictives et donne des conditions de stabilité suffisantes. La stabilité dépend de l'existence d'une matrice commune, symétrique et définie positive, qui garantit la stabilité de tous les modèles locaux. Ces conditions de stabilité peuvent être exprimées en utilisant des inégalités linéaires matricielles (LMI).

Ce chapitre présente un ensemble des lemmes concernant les modèles Takagi-Sugeno. La première partie donne leur définition et la façon de les obtenir à partir d'un modèle non linéaire. Leur stabilité et/ou stabilisation sans et avec observateur dans le cas des variables de prémisses mesurables au non mesurable fait appel au formalisme des LMI. Ces dernières ainsi qu'un certain nombre de propriétés matricielles sont rappelées.

II.2. Systèmes flous

Si d'un point de vue mathématique les systèmes sont classés selon la nature des équations qui les caractérisent (linéaires, non linéaires, ...etc.), les systèmes flous sont quant à eux répertoriés selon leur nature structurelle [14].

On distingue classiquement deux grandes familles de modèles flous :

- Modèles flous à conclusions symboliques (modèles flous de Mamdani).
- Modèles flous à conclusion fonctionnelle (modèles flous de Takagi-Sugeno) [15].

Ces deux types de modèles flous sont basés sur une collection de règles « *Si ... Alors* ». Dans les deux cas, les prémisses de règles sont exprimées symboliquement. Seule l'expression des conclusions de règles permet alors de dissocier les deux familles de modèles. Les modèles de Mamdani utilisent des conclusions symboliques de même nature que les prémisses alors que, dans les modèles de Takagi-Sugeno, les conclusions sont des fonctions ordinaires des variables des prémisses. Il est à noter que les modèles flous relationnels peuvent être considérés comme une généralisation du modèle flou de Mamdani, où un seul terme prémisses peut être associé à plusieurs termes de la conclusion par une relation floue.

II.2.1. Modèle flou de Mamdani

La forme générale d'une règle dans le modèle flou de Mamdani est de la forme :

$$R^i : \text{Si } x_1 \text{ est } A_1^i \text{ et } \dots \text{ et } x_p \text{ est } A_p^i \text{ Alors } y \text{ est } B^i \quad (\text{II.1})$$

tel que x_j ($j = 1, \dots, p$) sont les variables des prémisses représentant les entrées du système flou, y est la variable conséquence représentant la sortie du système flou, A_j^i ($i = 1, \dots, r, j = 1, \dots, p$) et B^i ($i = 1, \dots, r$) sont respectivement les ensembles flous des prémisses et les ensembles flous des sorties.

La relation entrée-sortie du système flou est réalisée par le mécanisme d'inférence flou. Étant donné une base de règles et une valeur de l'entrée, il délivre la valeur de sortie correspondante. Puisque les valeurs traitées à l'entrée et à la sortie sont des valeurs non floues, alors le système flou doit être équipé par des mécanismes de conversion appelés fuzzificateur et défuzzificateur.

II.2.2. Modèle flou de Takagi-Sugeno (TS)

Le modèle flou de Takagi-Sugeno est décrit par un ensemble de règles floues SI-ALORS, représentant des relations locales d'entrées/sorties linéaires en différents points de fonctionnement d'un système [15]. Ces représentations locales, appelées "sous-modèles", permettent d'exprimer la dynamique d'un système autour de points de fonctionnement particuliers de l'espace d'état.

La particularité d'un modèle flou de T-S est que la logique floue est seulement utilisée dans la partie prémisses des règles. La partie conclusion utilise des variables numériques plutôt que des variables linguistiques et s'exprime sous la forme d'une constante ou de manière générale d'une fonction ou d'une équation différentielle dépendant des variables d'entrées.

Les modèles Takagi-Sugeno (TS) sont composés d'un ensemble de modèles linéaires interconnectés par des fonctions non linéaires vérifiant la propriété de somme convexe (II.2) Ils peuvent s'écrire sous la forme suivante :

$$\text{Si } z_1(t) \text{ est } F_i^1 \text{ et...et } z_p(t) \text{ est } F_i^p \text{ Alors } \begin{cases} \dot{x}(t) = A_i x(t) + B_i u(t) \\ y(t) = C_i x(t) \end{cases} \quad (\text{II.2})$$

où $x(t) \in R^n$ représente le vecteur d'état du modèle, $u(t) \in R^m$ le vecteur des entrées et $y(t) \in R^q$ le vecteur des sorties. $A_i \in R^{n \times n}$ ($i=1,2,\dots,r$) la matrice d'état, $B_i \in R^{n \times m}$ la matrice des entrées et $C_i \in R^{q \times n}$ la matrice des sorties. $Z(t) \in R^p$ ($p = 1,2,\dots,r$) est appelé vecteur des prémisses. Ce dernier ne possède pas de caractéristiques particulières et peut donc être composé de variables d'état ou de fonctions de variables d'état.

Chaque équation de sortie est représentée sous la forme d'état $\{A_i x(t) + B_i u(t)\}$ appelée un "sous-modèle". A chaque règle R^i est attribué un poids $W_i(z(t))$ qui dépend du degré d'appartenance de $Z_j(t)$ aux sous ensembles flous F_j^i , et du choix de la modélisation de l'opérateur ET reliant les prémisses d'où:

$$W_i(Z(t)) = \sum_{j=1}^p F_j^i(Z(t)) \quad (\text{II.3})$$

$F_j^i(Z(t))$ est la valeur de la fonction d'appartenance Z_j dans l'ensemble flou F_j^i et $\forall t \geq 0$:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^r W_i(Z(t)) = 1 \\ W_i(Z(t)) \geq 0 \end{cases} \quad i=1,2,\dots,r \quad (\text{II.4})$$

Les sorties finales du modèle flou de T-S sont décrites de la manière suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \frac{\sum_{i=1}^r w_i(z(t)) \{A_i x(t) + B_i u(t)\}}{\sum_{i=1}^r w_i(z(t))} \\ y(t) = \frac{\sum_{i=1}^r w_i(z(t)) C_i x(t)}{\sum_{i=1}^r w_i(z(t))} \end{cases} \quad (\text{II.5})$$

$$\text{En posant} \quad h_i z(t) = \frac{W_i(z(t))}{\sum_{i=1}^r W_i(z(t))} \quad (\text{II.6})$$

$$\text{Où} \quad \begin{cases} \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) = 1, & i=1,2,\dots,r \\ h_i(z(t)) \geq 0 \end{cases} \quad (\text{II.7})$$

Donc l'équation (1.5) peut être réécrite comme suite :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) \{A_i x(t) + B_i u(t)\} \\ y(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) C_i x(t) \end{cases} \quad (\text{II.8})$$

II.3. Construction d'un modèle flou de Takagi-Sugeno

Pour obtenir un modèle flou T-S, trois méthodes distinctes peuvent être employées :

1. La première dite par identification [16], [17], permet à partir des données sur les entrées et les sorties, d'identifier les paramètres du modèle local correspondant aux différents points de fonctionnement.
2. La seconde méthode consiste à linéariser le modèle autour d'un ensemble de points de fonctionnement [18], [19].
3. La troisième approche est adaptée pour les systèmes non linéaires affines en la commande à un modèle flou de T-S. Elle permet d'obtenir une représentation de type T-S d'un modèle non linéaire (Il ne s'agit pas d'une linéarisation autour d'un point de fonctionnement) [20], [21].

Dans les deux dernières approches, on suppose disposer d'un modèle mathématique non linéaire. Notons aussi que pour un système donné, l'obtention d'un modèle T-S n'est pas unique. Etant donné que la dernière approche représente le modèle non linéaire d'une façon exacte, nous l'explicitons à travers un exemple illustrant la construction d'un modèle T-S.

Pour obtenir à partir de non linéarité des fonctions d'appartenance associée à un modèle flou, on utilise le lemme suivant.

Lemme I.1 :[21]

Si $\forall x \in [-b, a], a, b \in \mathbb{R}^+, f(x) : \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}$ borné sur $[-b, a]$, alors il existe deux fonctions $w_1(x)$ et $w_2(x)$ ainsi que deux réels α et β tel que:

$$f(x) = \alpha \cdot w_1(x) + \beta \cdot w_2(x)$$

$$w_1(x) + w_2(x) = 1, w_1(x) \times 0, w_2(x) \times 0$$

Preuve :

Considérons la fonction $f(x)$ bornée tel que $\underline{f} \leq f(x) \leq \bar{f}$, on peut alors toujours écrire:

$$f(x) = \alpha \cdot w_1(x) + \beta \cdot w_2(x)$$

avec:

$$\alpha = \bar{f}, \beta = \underline{f}, w_1 = \frac{f(x) - \underline{f}}{\bar{f} - \underline{f}} \text{ et } w_2 = \frac{\bar{f} - f(x)}{\bar{f} - \underline{f}} \tag{II.13}$$

Remarque II.1 : le nombre de modèles linéaires augmente exponentiellement avec le nombre k de fonctions non linéaire. Il est de 2^k .

Exemple II.1 :

Soit le modèle non linéaire sous forme de représentation d'état suivant :

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \dot{x}_3(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -9 & -12 & 0 \\ 0 & -\frac{2}{1+x_1^2(t)+x_2^2(t)} - 8 & 1 \\ -\frac{2}{1+x_1^2(t)} + 1 & 0 & -5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 3 \\ -3 \cdot \left(\frac{2}{1+x_1^2(t)} + 1 \right) \\ 4 \end{bmatrix} u(t) \tag{II.14}$$

Les non linéarités du modèle (II.14) sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} N_1(x_1(t)) = \frac{1}{1+x_1^2(t)} \in]0,1] \\ N_2(x_1(t), x_2(t)) = \frac{1}{1+x_1^2(t)+x_2^2(t)} \in]0,1] \end{array} \right. \quad (\text{II .15})$$

Ces non linéarités étant bornées pour tout $x_1(t), x_2(t) \in \mathfrak{R}$, on peut appliquer le lemme II.1 et le modèle TS obtenu sera valable dans tout l'espace des variables d'état :

$$N_1(x_1(t)) = 0 \cdot F_1^1(x_1(t)) + 1 \cdot F_1^2(x_1(t)) \quad (\text{II .16})$$

$$N_2(x_1(t), x_2(t)) = 0 \cdot F_2^1(x_1(t), x_2(t)) + 1 \cdot F_2^2(x_1(t), x_2(t)) \quad (\text{II .17})$$

avec:

$$F_1^1(x_1(t)) = \frac{1}{1+x_1^2(t)}$$

$$F_1^2(x_1(t)) = 1 - \frac{1}{1+x_1^2(t)}$$

$$F_2^1(x_1(t), x_2(t)) = \frac{1}{1+x_1^2(t)+x_2^2(t)}$$

$$F_2^2(x_1(t), x_2(t)) = 1 - \frac{1}{1+x_1^2(t)+x_2^2(t)}$$

Un modèle flou TS représentant exactement le modèle non linéaire (II.14) est ainsi composé de 4 règles :

$$R^1 : \text{Si } x_1(t) \text{ est } 0 \text{ et } x_2(t) \text{ est } 0 \text{ alors } \dot{x}(t) = A_1 x_1(t) + B_1 u(t)$$

$$R^2 : \text{Si } x_1(t) \text{ est } 0 \text{ et } x_2(t) \text{ est } \hat{O} \text{ alors } \dot{x}(t) = A_2 x_1(t) + B_2 u(t)$$

$$R^3 : \text{Si } x_1(t) \text{ est } \hat{O} \text{ et } x_2(t) \text{ est } 0 \text{ alors } \dot{x}(t) = A_3 x_1(t) + B_3 u(t)$$

$$R^4 : \text{Si } x_1(t) \text{ est } \hat{O} \text{ et } x_2(t) \text{ est } \hat{O} \text{ alors } \dot{x}(t) = A_4 x_1(t) + B_4 u(t)$$

avec :

$$x(t) = [x_1(t), x_2(t), x_3(t)]^T \quad (\text{II.18})$$

$$A_1 = \begin{bmatrix} -9 & -12 & 0 \\ 0 & -10 & 1 \\ -1 & 0 & -5 \end{bmatrix}, A_2 = \begin{bmatrix} -9 & -12 & 0 \\ 0 & -8 & 1 \\ -1 & 0 & -5 \end{bmatrix}, A_3 = A_4 = \begin{bmatrix} -9 & -12 & 0 \\ 0 & -8 & 1 \\ -1 & 0 & -5 \end{bmatrix} \quad (\text{II.19})$$

$$B_1 = B_2 = \begin{bmatrix} 3 \\ 3 \\ 4 \end{bmatrix}, B_3 = B_4 = \begin{bmatrix} 3 \\ -3 \\ 4 \end{bmatrix}$$

II.4. Stabilité des modèles flous Takagi-Sugeno

L'étude de la stabilité des modèles Takagi-Sugeno se effectue principalement en utilisant la méthode directe de Lyapunov [22]. Cette méthode implique le choix d'une fonction candidate de Lyapunov. Dans toute la suite, sans perte de généralité on suppose que le point d'équilibre est l'origine.

Remarque II.1 : Le choix de cette fonction est le premier élément dans l'étude de la stabilité qui introduit du conservatisme. Ce point sera abordé plus tard.

Définition : Une fonction candidate de Lyapunov V est une fonction scalaire définie positive satisfaisant :

- $\|x\| \rightarrow \infty \Rightarrow V(x) \rightarrow \infty$
- $\alpha(\|x\|) \leq V(x) \leq \beta(\|x\|)$

où $\alpha, \beta \in C^1$ sont des fonctions définies positives.

Théorème II.1 : Un modèle $f(x(t))$ est globalement asymptotiquement stable et converge vers 0 s'il existe une fonction candidate de Lyapunov V telle que :

$$\lim_{t \rightarrow \infty} V(x(t)) = 0 \quad \forall x(0) \in \mathfrak{R}^n \quad (\text{II.20})$$

La fonction candidate de Lyapunov la plus couramment utilisée est dite quadratique. Elle est définie par :

$$V(x(t)) = x^T(x) P x(x), P = P^T > 0 \quad (\text{II.21})$$

avec P est une matrice symétrique définie positive

Si on étudie la stabilité avec ce type de fonction de Lyapunov on parlera la stabilité quadratique.

Remarque II.2 : Dans toute la suite, pour simplifier les notations pour toute matrice X , quand on écrit $X > 0$ ($X < 0$) on suppose que X est symétrique, i.e. $X = X^T$. Enfin la notation matricielle $X > Y$ correspond à $X - Y > 0$, i.e. la matrice $X - Y$ est définie positive.

Soit le modèle Takagi-Sugeno continu suivant en régime libre :

$$\dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) A_i x(t) \quad (\text{II.22})$$

La stabilité quadratique s'étudie en calculant la dérivée de la fonction (II.21):

$$\frac{d}{dt} V(x(t)) = \frac{d}{dt} (x(t)^T P x(t)) = \dot{x}(t)^T P x(t) + x(t)^T P \dot{x}(t) \quad (\text{II.23})$$

ou encore en utilisant (II.22) :

$$\frac{d}{dt} V(x(t)) = \left(\sum_{i=1}^r h_i(z(t)) A_i x(t) \right)^T P x(t) + x(t)^T P \left(\sum_{i=1}^r h_i(z(t)) A_i x(t) \right) \quad (\text{II.24})$$

$$\frac{d}{dt} V(x(t)) = x^T(t) \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) A_i^T P x(t) + x(t)^T P \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) A_i x(t) \quad (\text{II.25})$$

On obtient:

$$\frac{d}{dt} V(x(t)) = x(t)^T \left(\sum_{i=1}^r h_i(z(t)) A_i^T P + P \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) A_i \right) x(t) \quad (\text{II.26})$$

donc :

$$\frac{d}{dt}V(x(t)) = x(t)^T (A_z^T P + PA_z) x(t) \quad (\text{II .27})$$

tel que :

$$A_z = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) A_i \quad (\text{II .28})$$

Puisque les fonctions h_i sont toujours positives, l'étude de la stabilité quadratique revient donc à résoudre le problème résumé dans le théorème suivant :

Théorème II.2 : [22] *Le modèle flou continu (II.22) est globalement asymptotiquement stable, s'il existe une matrice commune définie positive $P = P^T > 0$ qui satisfait la condition suivante :*

$$A_i^T P + PA_i < 0 \quad \forall i = 1, 2, \dots, r \quad (\text{II .29})$$

La condition (II.29) ne peut être que suffisante car aucune caractéristique des fonctions h_i n'est prise en compte. En effet on suppose, en utilisant cette relaxation, que $(h_1(z(t)), \dots, h_r(z(t))) \in [0 \ 1]^r$.

II.5. Stabilisation des modèles Takagi-Sugeno

L'une des premières idées de stabilisation de modèles flous de Takagi-Sugeno consiste à utiliser des retours d'état linéaires. Ces derniers ont vite été supplantés par une loi de commande, qui permet de prendre en compte les non linéarités des modèles flous, connue sous le nom de PDC (Parallel Distributed Compensation). Pour garantir la stabilité d'un modèle flou de type TS, nous avons recours à la synthèse d'une commande stabilisante.

Pour cette raison on utilise une loi de commande qui construit un régulateur par retour d'état pour chaque modèle local. La loi de commande globale est obtenue par l'interpolation des lois de commande linéaires locales. Cette loi de commande est appelée loi de commande PDC.

Le concept PDC est utilisé pour élaborer une loi de commande pour les modèles flous de type TS. L'idée est de calculer une loi de commande linéaire par retour d'état pour chaque

sous ensemble du modèle flou. La détermination d'une loi de commande revient à déterminer pour chaque modèle local (sous-modèle) les gains appropriés. Chaque modèle local est stabilisé localement par une loi de commande linéaire. La loi de commande globale qui en général est non linéaire est obtenue par interpolation des lois de commande linéaires locales. Elle est donnée par la loi de commande suivante [3], [23] :

$$u(t) = -\sum_{i=1}^r h_i(z(t))K_i x(t) \tag{II .30}$$

où $K_i; i=1, \dots, r$ rest le gain de retour local relatif au $i^{ème}$ modèle, avec les mêmes $h_i(z(t))$ que ceux du modèle flou.

Le principe de cette méthode illustrée par la Figure II.1, est de construire un régulateur par retour d'état pour chaque modèle local. La loi de commande globale est obtenue par l'interpolation des lois de commande linéaires locales.

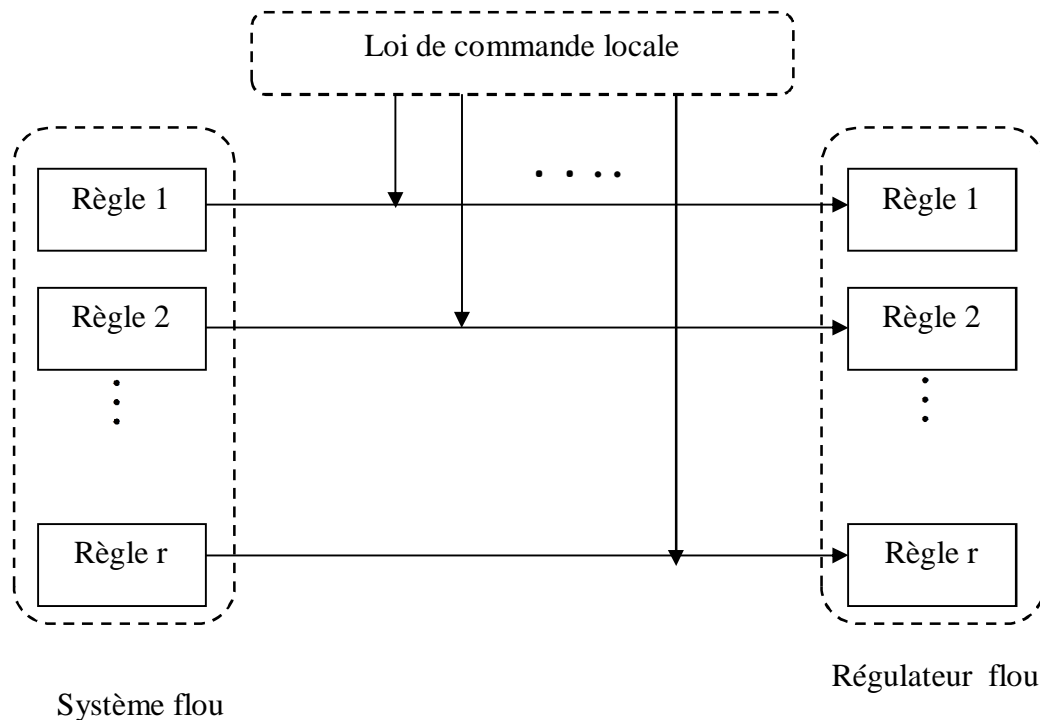


Figure II.1 : Principe de la commande PDC.

L'avantage majeur de cette loi de commande est de respecter la même structure de découpage des non linéarités que celle utilisée pour l'obtention du modèle TS. Dans le cas où

le modèle TS est obtenu par découpage exact, cette loi de commande est donc valable quelque soit le point du sous espace compact de l'espace d'état.

Soit le modèle flou TS continu suivant en boucle fermée :

$$\dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t))(A_i x(t) + B_i u(t)) \quad (\text{II.31})$$

Les règles du contrôleur PDC peuvent être écrites sous la forme :

$$\text{Si } z_1(t) \text{ est } F_i^1 \text{ et...et } z_p(t) \text{ est } F_i^p \text{ Alors } u(t) = -K_i x(t) \quad i = 1, 2, \dots, r$$

La loi de commande PDC globale obtenue par interpolation des lois de commande linéaires locales.

En combinant (II.30) et (II.31). La représentation du modèle global en boucle fermée avec une loi de commande PDC est donnée par :

$$\dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i(z(t)) h_j(z(t)) (A_i - B_i K_j) x(t) \quad (\text{II.32})$$

On distingue ici les termes croisés i et j , et les termes non croisés (seulement i). L'objet de la commande PDC, se retrouve dans les termes non croisés. Les termes croisés sont par conséquent des termes non désirés que l'on voudra peu déstabilisant ou le plus petit possible en norme [24].

Théorème II.3 : *Le modèle flou continu (II.31) est globalement asymptotiquement stable via la loi de commande PDC (II.30), s'il existe une matrice commune définie positive $P = P^T > 0$ qui satisfait les inégalités matricielles suivantes :*

On peut écrire (II.32) comme suit :

$$\dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) h_i(z(t)) G_{ii} x(t) + 2 \sum_{i < j} h_i(z(t)) h_j(z(t)) \left(\frac{G_{ij} + G_{ji}}{2} \right) x(t) \quad (\text{II.34})$$

avec :

$$G_{ij} = A_i - B_i K_j \quad i < j \leq r \text{ (II.35)}$$

Théorème II.4 : Le modèle flou continu (II.31) est globalement asymptotiquement stable via la loi de commande PDC (II.30), s'il existe une matrice commune définie positive $P = P^T > 0$ qui satisfait les conditions suivantes :

$$G_{ii}^T P + P G_{ii} < 0 \quad \forall i = 1, \dots, r \quad \text{(II.36)}$$

$$\left(\frac{G_{ij} + G_{ji}}{2} \right)^T P + P \left(\frac{G_{ij} + G_{ji}}{2} \right) \leq 0 \quad i < j \leq r \quad \text{(II.37)}$$

On remarque que l'inégalité du théorème II.5 n'est pas linéaire en les variables P et K_i , en multipliant l'inégalité (II.36) et (II.37) à gauche et à droite par P^{-1} , et en définissant une nouvelle variable $X = P^{-1}$, puis en utilisant le changement de variable $M_i = K_i X$, $i = 1, \dots, r$, on obtient les LMIs (Inégalités Linéaires Matricielles) suivantes par rapport aux variables X et M_i :

$$\begin{cases} X > 0 \\ X A_i^T + A_i X - B_i M_i - M_i^T B_i^T < 0 & \forall i = 1, \dots, r \\ X (A_i + A_j)^T + (A_i + A_j) X - (B_i M_j + B_j M_i) - (B_i M_j + B_j M_i)^T < 0 & i < j \leq r \end{cases} \quad \text{(II.38)}$$

Théorème II.5 : Soient le modèle flou continu (II.31), la loi de commande PDC (II.30). La boucle fermée est globalement asymptotiquement stable s'il existe une matrice symétrique définie positive $X = X^T > 0$ et des matrices M_i , $i = 1, \dots, r$ telles que les LMIs définis en (II.38) soient vérifiées. Les gains de retour d'état sont donnés par :

$$K_i = M_i X^{-1}, i = 1, \dots, r \quad \text{(II.39)}$$

Remarque II.3 : La solution obtenue en termes de gains de commande par les problèmes LMI est souvent de faible qualité. Elle ne garantit ni robustesse, ni performances, de nombreux travaux ont eu trait à ces deux besoins indispensables que sont la robustesse et une garantie de performances.

II.6. Observateurs flous de Takagi-Sugeno

Dans toutes les sections précédentes nous avons considéré que les états sont disponibles pour la mesure. Cependant, on sait que la mesure de toutes les composantes du vecteur d'état n'est pas possible dans plusieurs cas pratiques. Dans ce cas on utilise des observateurs pour estimer les valeurs des états non mesurables. Les règles de l'observateur flou sont basées sur les règles du modèle flou utilisé.

Les modèles flous utilisés sont ceux décrits par (II.30) dans le cas continu, les observateurs flous continus sont définis par les règles suivantes :

Si $\xi_1^i(t)$ est $F_1^i(t)$ et $\xi_p^i(t)$ est $F_p^i(t)$ alors

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = A_i \hat{x}(t) + B_i u(t) + L_i (y(t) - \hat{y}(t)) \\ \hat{y}(t) = C_i \hat{x}(t) \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, r \quad (\text{II.40})$$

La sortie de l'observateur peut être réécrite sous la forme :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = \sum_{i=1}^r h_i(\xi(t)) \{A_i \hat{x}(t) + B_i u(t) + L_i (y(t) - \hat{y}(t))\} \\ \hat{y}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(\xi(t)) C_i \hat{x}(t) \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, r \quad (\text{II.41})$$

où $\hat{x}(t)$ et $\xi(t)$ représentent respectivement l'état estimé de l'observateur flou et le vecteur de prémisse reconstruit, et L_i les gains de l'observateur. L'erreur d'estimation d'état est définie par l'équation suivante :

$$e(t) = x(t) - \hat{x}(t) \quad (\text{II.42})$$

On distingue deux cas, le premier est le cas particulier où toutes les variables utilisées dans les prémisses sont supposées mesurables, le deuxième cas concerne le cas général, où les variables utilisées dans les prémisses ne sont pas mesurables.

II.6.1. Cas des variables de prémisses mesurables

L'expression de la loi de commande PDC peut s'écrire dans ce cas :

$$u(t) = -\sum_{i=1}^r h_i(z(t))K_i x(t) \tag{II.43}$$

A partir du régulateur flou (II.43) et de l'observateur flou (II.41), nous obtenons les équations suivantes:

$$\dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i(z(t))h_j(z(t))\{(A_i - B_i K_j)x(t) + B_i K_j e(t)\} \tag{II.44}$$

$$\dot{e}(t) = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i(z(t))h_j(z(t))(A_i - L_i C_j)e(t) \tag{II.45}$$

Le système complet dont le vecteur d'état se compose de l'état du système et de l'erreur d'estimation, peut être décrit par les équations suivantes :

$$\begin{aligned} \dot{x}_a(t) &= \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i(z(t))h_j(z(t))G_{ij}x_a(t) \\ &= \sum_{i=1}^r h_i^2(z(t))G_{ii}x_a(t) + 2\sum_{i < j} h_i(z(t))h_j(z(t))\left(\frac{G_{ij} + G_{ji}}{2}\right)x_a(t) \end{aligned} \tag{II.46}$$

avec :

$$x_a(t) = \begin{bmatrix} x(t) \\ e(t) \end{bmatrix} \tag{II.47}$$

$$G_{ij} = \begin{bmatrix} A_i - B_i K_j & B_i K_j \\ 0 & A_i - L_i C_j \end{bmatrix}$$

Ainsi, la synthèse d'un tel observateur consiste en la détermination des gains locaux L_i afin d'assurer la convergence vers zéro de la dynamique de l'erreur d'estimation. Les conditions de synthèse d'un observateur flou sont duales de celles d'un contrôleur flou.

Pour tirer les conditions de stabilité, on applique le théorème II.5 à (II.46).

Etant donné que toutes les variables de prémisse sont mesurables, on peut appliquer le principe de séparation [25]. On peut donc déterminer les gains K_i à partir des conditions du théorème II.5 et les gains L_i à partir des mêmes conditions appliquées, avec

$$G_{ij} = A_i^T - C_j^T L_i^T$$

En effet, la propriété de séparation utilisée pour les systèmes linéaires est également valide dans le cas des modèles TS dont les variables de décision sont mesurables [25].

II.6.2. Cas des variables de prémisse non mesurables

Dans ce cas $z_1(t), \dots, z_p(t)$ ne sont pas mesurables. L'expression de la loi de commande PDC peut s'écrire comme suite :

$$u(t) = - \sum_{i=1}^r h_i(\xi(t)) K_i \dot{x}(t) \quad (\text{II.48})$$

Le système augmenté peut être mis sous la forme des modèles TS continus:

$$\dot{x}_a(t) = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r \sum_{s=1}^r h_i(z(t)) h_j(\xi(t)) h_s(\xi(t)) G_{ijs} x_a(t) \quad (\text{II.49})$$

$$= \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i(z(t)) h_j^2(\xi(t)) G_{ijj} x_a(t) + 2 \sum_{i=1}^r \sum_{j \neq s}^r h_i(z(t)) h_j(\xi(t)) h_s(\xi(t)) \left(\frac{G_{ijs} + G_{isj}}{2} \right) x_a(t)$$

Avec :

$$x_a(t) = \begin{bmatrix} x(t) \\ e(t) \end{bmatrix} \quad G_{ijs} = \begin{bmatrix} A_i - B_i K_s & B_i K_s \\ S_{ijs}^1 & S_{ijs}^2 \end{bmatrix} \quad (\text{II.50})$$

$$S_{ijs}^1 = (A_i - A_j) - (B_i - B_j) K_s + L_j (C_s - C_i) \quad (\text{II.51})$$

$$S_{ijs}^2 = A_j - L_j C_s + (B_i - B_j) K_s \quad (\text{II.52})$$

Pour tirer des conditions de stabilité, on applique le théorème II.5 à (II.49).

Dans ce cas, il est nécessaire de calculer les matrices de gains de commande et d'observation par itérations successives.

II.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté tout d'abord, les outils fondamentaux utilisés dans ce mémoire, à savoir, le modèle flou de type Takagi-Sugeno et l'obtention de ce modèle. Ensuite, La stabilité des modèles Takagi-Sugeno est souvent étudiée en utilisant une fonction de Lyapunov quadratique en recherchant une matrice unique stabilisant simultanément chacun des modèles locaux, ce qui est souvent très conservatif. Enfin, nous avons présenté les conditions de stabilisation par retour d'état via la loi de commande PDC, et dans la dernière section nous avons introduit l'observateur flou de TS.

Chapitre III

- **Commande floue stabilisante de suspension active de véhicule**
-

III.1. Introduction

Le contrôle actif de l'isolation vibratoire dans la dynamique des structures est un sujet qui a été introduit dans les années 70. Dans la littérature automobile, les recherches effectuées sur le contrôle des suspensions ont été (et sont) nombreuses : une recherche des mots « suspension and control and automotive » parus uniquement dans des articles de journaux depuis 1990 et répertoriés dans la base INSPEC donne plus de 2000 résultats.

Dans ce chapitre, nous étudions la conception du contrôleur flou avec ou sans observateur flou pour la suspension active du véhicule. Après avoir donné le modèle non linéaire de la suspension active, sa représentation par un modèle flou TS est discutée. La stratégie de contrôle utilise le contrôleur flou TS basé sur l'observateur pour estimer l'état avec rejet de la perturbation de la route. Les conditions de stabilité en boucle fermée du véhicule avec le contrôleur flou et l'observateur sont paramétrées en termes de problème d'inégalités de LMI (chapitre II) qui peut être résolu très efficacement en utilisant des techniques d'optimisation convexe. Des simulations de suspension active de véhicule non linéaire avec deux degrés de liberté sont données pour illustrer le résultat.

III.2. Modélisation floue TS de suspension active d'un véhicule automobile

Dans ce travail, on considère la suspension active de véhicule non linéaire avec deux degrés de liberté (figure III.1). Les masses de la carrosserie du véhicule et la roue sont respectivement des parties désignées de la manière m_c (masse suspendu) et m_r (masse non suspendu). Le déplacement respectivement exprimés en z_c et z_r , et x_p désigne la perturbation due à un profil de terrain. Le pneu fonction est représenté par un ressort (k_p) et la masse (m). La suspension passive est simulée par un amortisseur (D) et le ressort (k_p). La variable $u(t)$ est constituée par l'actionneur de force.

Les équations de mouvement, pour le modèle quart de suspension active de véhicule (figure III.1), sont données par [26] :

$$\begin{cases} m_c \ddot{z}_c = -Dc_1(\dot{z}_c - \dot{z}_r) - k(c_2(z_c - z_r) + c_3(z_c - z_r)^3) + u \\ m_r \ddot{z}_r = Dc_1(\dot{z}_c - \dot{z}_r) + k(c_2(z_c - z_r) + c_3(z_c - z_r)^3) + k_p(z_p - z_r) - u \end{cases} \quad (\text{III.1})$$

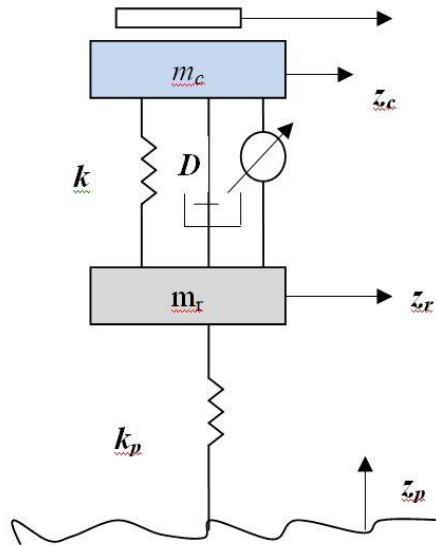


Figure III.1: Le modèle quart de véhicule de deux degré de liberté

avec les constantes c_1, c_2, c_3 sont des constantes positives (voir le tableau 1)

Coefficients	m_c (kg)	m_r (kg)	k (N / m)	k_p (N / m)	D (N / m)
Valeurs	229	59	16812	190000	1000
Coefficients	c_1	c_2	c_3		
Valeurs	1	1	6		

Tableau III.1 : Paramètres du modèle quart de véhicule

On peut réécrire (III.1) sous la forme suivante

$$\begin{cases} \ddot{z}_c = \frac{1}{m_c} \left[-Dc_1(\dot{z}_c - \dot{z}_r) - k(c_2(z_c - z_r) + c_3(z_c - z_r)^3) + u \right] \\ \ddot{z}_r = \frac{1}{m_r} \left[Dc_1(\dot{z}_c - \dot{z}_r) + k(c_2(z_c - z_r) + c_3(z_c - z_r)^3) + k_p(z_p - z_r) - u \right] \end{cases} \quad (\text{III.2})$$

Avec :

$$z_c(t) = x_1 \text{ et } z_r(t) = x_2, \dot{z}_c(t) = x_3, \dot{z}_r(t) = x_4 \quad (\text{III.3})$$

On suppose que :

$$x(t) = [z_c(t), z_r(t), \dot{z}_c(t), \dot{z}_r(t)]^T \quad (\text{III.4})$$

$$\dot{x}(t) = [\dot{z}_c(t), \dot{z}_r(t), \ddot{z}_c(t), \ddot{z}_r(t)]^T$$

Le système (III.2) devient :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_3 \\ \dot{x}_2 = x_4 \\ \dot{x}_3 = \frac{1}{m_c} [-Dc_1(x_3 - x_4) - k(c_2(x_1 - x_2) + c_3(x_1 - x_2)^3) + u] \\ \dot{x}_4 = \frac{1}{m_r} [Dc_1(x_3 - x_4) + k(c_2(x_1 - x_2) + c_3(x_1 - x_2)^3) + k_p(x_p - x_2) - u] \end{cases} \quad (\text{III.5})$$

On pose $x = (x_1 - x_2)$, on obtient :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_3 \\ \dot{x}_2 = x_4 \\ \dot{x}_3 = \frac{1}{m_c} [-Dc_1\dot{x} - k(c_2x + c_3x^3) + u] \\ \dot{x}_4 = \frac{1}{m_c} [Dc_1\dot{x} + k(c_2x + c_3x^3) + k_p(x_p - x_2) - u] \end{cases} \quad (\text{III.6})$$

Le terme x^3 représente la non linéarité du système non linéaire, cette non linéarité étant bornée pour tout $x \in [-a, a]$, $a \in \mathfrak{R}^+$ on peut appliquer le lemme II.1 pour l'obtention du modèle flou TS qui sera valable dans tout l'espace des variables d'état :

$$x \in [-a, a], a \in \mathfrak{R}^+ \Rightarrow f(x) = x^2 \in [0, a^2]$$

Par conséquent, nous pouvons écrire

$$x^2 = f_1.a^2 + f_2.0$$

D'où

$$f_1(x) = \frac{x^2}{a^2}, f_2(x) = 1 - \frac{x^2}{a^2}$$

$$f_1(x) + f_2(x) = 1$$

Avec f_1 et f_2 sont les fonctions d'appartenance (figure III.2) :

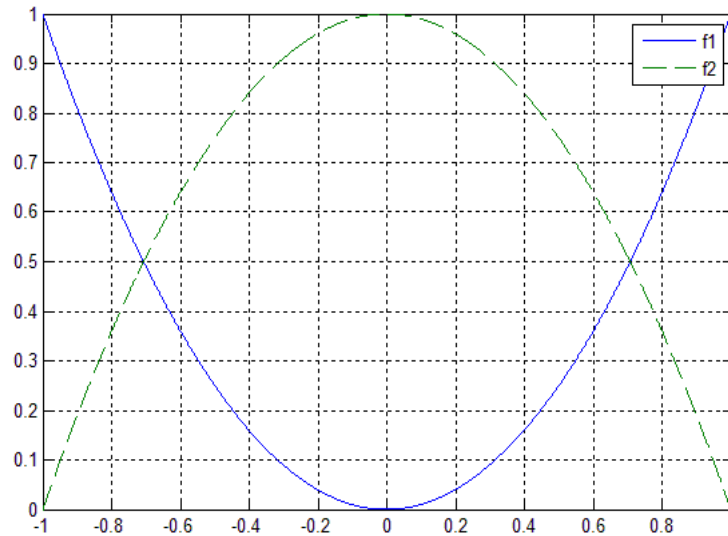


Figure III.2: Les fonctions d'appartenances

Le système de suspension active d'un véhicule (III.1) peut être modélisé par le modèle flou de TS « représente exactement le modèle non linéaire (III.1) dans $x \in [-a, a]$, $a \in \mathbb{R}^+$ » comme suit :

$$\text{Règle 1 : Si } x \text{ est } f_1 \text{ Alors } \begin{cases} \dot{x} = A_1x + Bu \\ y = Cx \end{cases} \quad (\text{III.7})$$

$$\text{Règle 2 : Si } x \text{ est } f_2 \text{ Alors } \begin{cases} \dot{x} = A_2x + Bu \\ y = Cx \end{cases}$$

où

$$A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{kc_2}{m_c} - \frac{kc_3a^2}{m_c} & \frac{kc_2}{m_c} + \frac{kc_3a^2}{m_c} & -\frac{Dc_1}{m_c} & \frac{Dc_1}{m_c} \\ \frac{kc_2}{m_r} + \frac{kc_3a^2}{m_r} & -\frac{kc_2}{m_r} - \frac{kc_3a^2}{m_r} - \frac{k_p}{m_r} & \frac{Dc_1}{m_r} & -\frac{Dc_1}{m_r} \end{bmatrix}$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{kc_2}{m_c} & \frac{kc_2}{m_c} & -\frac{Dc_1}{m_c} & \frac{Dc_1}{m_c} \\ \frac{kc_2}{m_r} & -\frac{kc_2}{m_r} - \frac{k_p}{m_r} & \frac{Dc_1}{m_r} & -\frac{Dc_1}{m_r} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & k_p/m_r \end{bmatrix}^T$$

$$C = [1 \ 0 \ 0 \ 0]$$

Donc, la sortie de système flou TS est donnée par :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{i=1}^{n=2} h_i(z(t))(A_i x(t) + Bu(t)) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (\text{III.9})$$

III.3. Commande floue stabilisante de suspension active d'un véhicule automobile

Dans la suite de ce chapitre on utilise les paramètres définissent dans le tableau III.1, donc, les matrices A_1 , A_2 et B devient :

$$A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -61.451 & 61.451 & -3.4483 & 3.4483 \\ 302.05 & -35422.4 & 16.949 & 16.949 \end{bmatrix}$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -347.83 & 347.83 & -6.8966 & 6.8966 \\ 1709.7 & -4930 & 33.898 & 33.898 \end{bmatrix}$$

$$B_1 = B_2 = B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 3220.3 \end{bmatrix}$$

III.3.1. Commande sans observateur

Pour stabiliser le système III.1, on utilise un contrôleur PDC avec les règles suivantes :

Règle 1 : Si x est f_1 Alors $u(t) = -k_1 x(t)$

Règle 2 : Si x est f_2 Alors $u(t) = -k_2 x(t)$

La résolution des LMIs (II.38) pour ce système a donné les résultats suivants :

$$P = \begin{bmatrix} 99.5823 & -100.1035 & 1.3363 & -2.7921 \\ -100.1035 & 100.7544 & -1.2617 & 2.8134 \\ 1.3363 & -1.2617 & 0.2693 & -0.0382 \\ -2.7921 & 2.8134 & -0.0382 & 0.0978 \end{bmatrix}$$

$$K_1 = [-1.4644 \quad 0.4769 \quad -0.0074 \quad 0.0491]$$

$$K_2 = [-1.1245 \quad 0.1316 \quad -0.0218 \quad 0.0571]$$

Les figures de III.3 à III.8 présentent respectivement la perturbation de la route, les trajectoires des réponses $x_1(t)$, $x_2(t)$, $x_3(t)$ et $x_4(t)$ et la commande $u(t)$ du système III.1 commandé par une commande PDC pour l'état initial $x(0) = [0, 0, 0, 0]^T$.

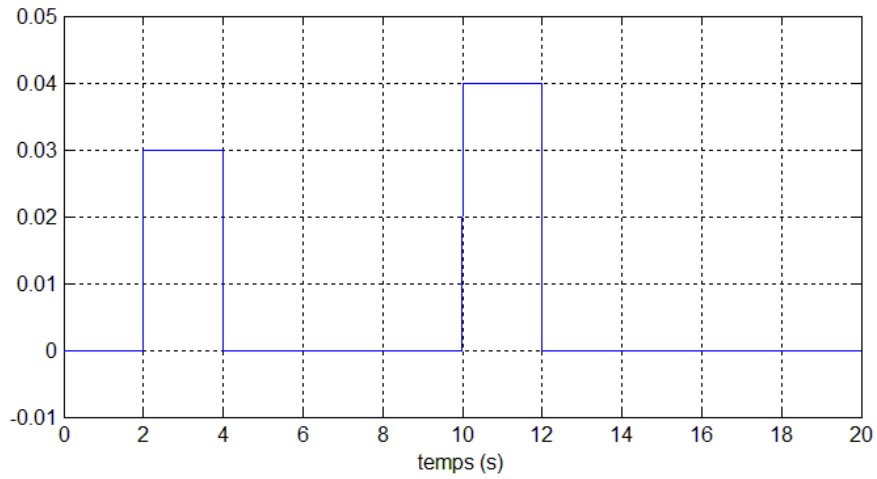


Figure III.3 : Perturbation de la route

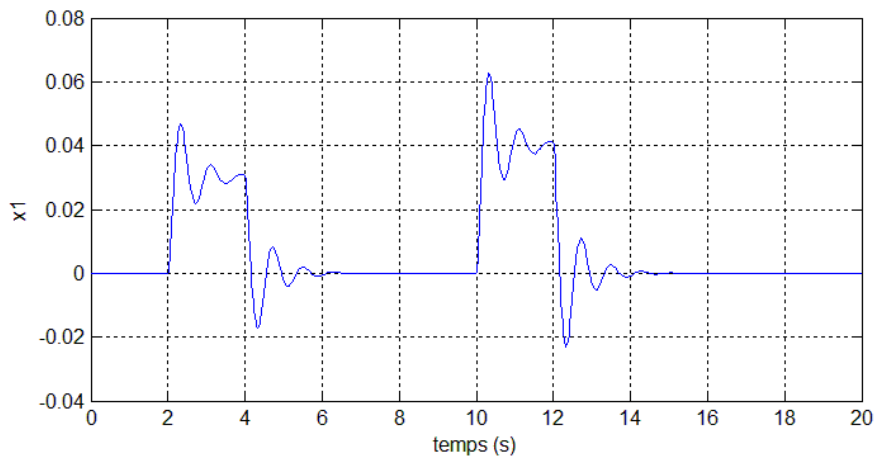


Figure III.4 : Déplacement de la masse du ressort $x_1(t)$

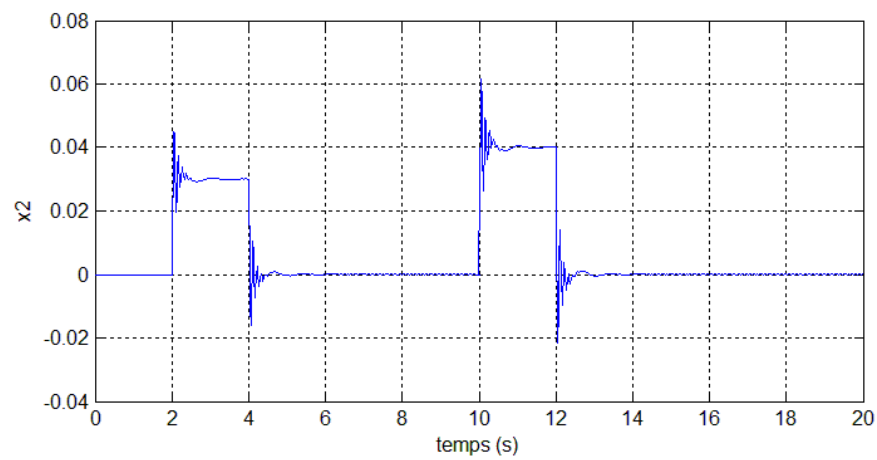


Figure III.5 : Vitesse de la masse suspendue $x_2(t)$

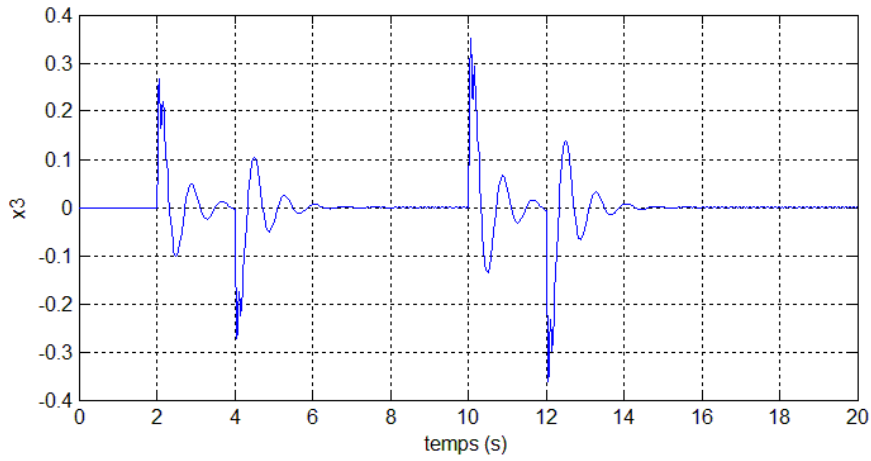


Figure III.6 : L'état $x_3(t)$

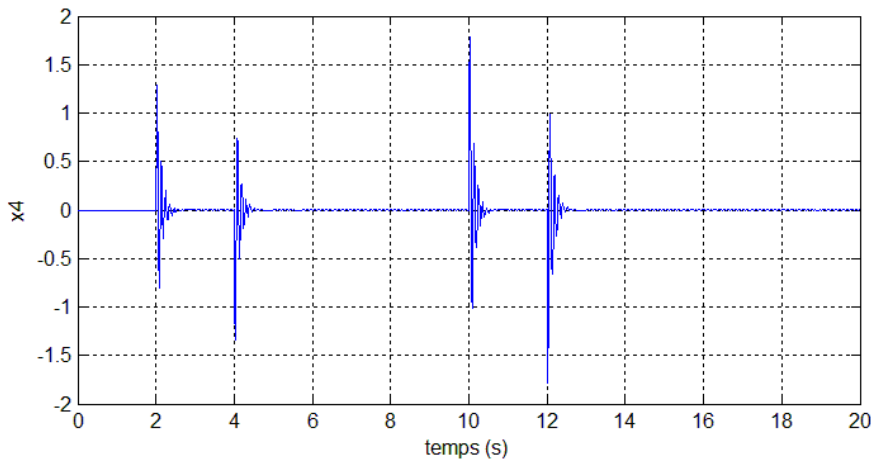


Figure III.7 : L'état $x_4(t)$

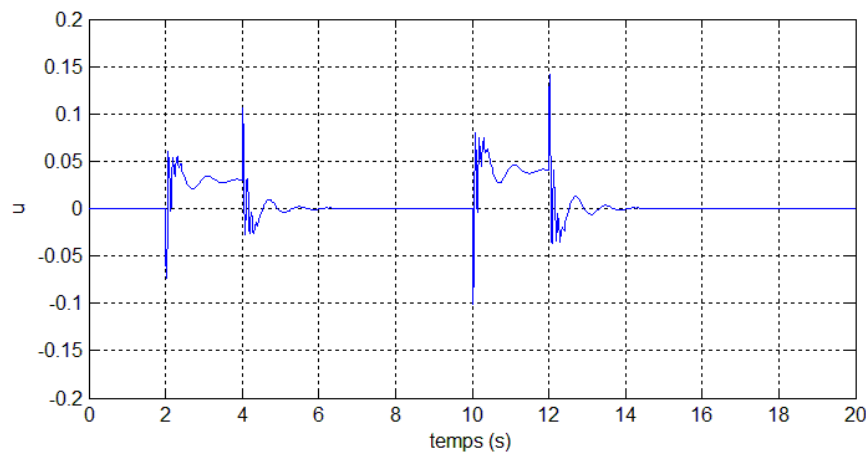


Figure III.8 : La commande $u(t)$

III.3.2. Commande avec observateur

Dans cette section, l'objectif de la commande est de stabiliser le système III.1 autour de $x = [0, 0, 0, 0]^T$. Pour utiliser l'approche de PDC, on utilise le modèle flou III.7 qui représente la dynamique du processus non linéaire.

➤ **Les règles du contrôleur PDC :**

$$\text{Règle 1 : Si } x \text{ est } f_1 \text{ Alors } u(t) = -k_1 x(t)$$

$$\text{Règle 2 : Si } x \text{ est } f_2 \text{ Alors } u(t) = -k_2 x(t)$$

➤ **Les règles de l'observateur :**

$$\text{Règle 1: Si } x \text{ est } f_1 \text{ Alors } \begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = A_1 \hat{x}(t) + B_1 u(t) + L_1 (y(t) - \hat{y}(t)) \\ \hat{y}(t) = C_1 \hat{x}(t) \end{cases}$$

$$\text{Règle 2: Si } x \text{ est } f_2 \text{ Alors } \begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = A_2 \hat{x}(t) + B_2 u(t) + L_2 (y(t) - \hat{y}(t)) \\ \hat{y}(t) = C_2 \hat{x}(t) \end{cases}$$

La résolution des LMIs de l'observateur a donné les résultats suivants :

➤ **La matrice symétrique définie positive du contrôleur PDC :**

$$P_c = \begin{bmatrix} 99.5823 & -100.1035 & 1.3363 & -2.7921 \\ -100.1035 & 100.7544 & -1.2617 & 2.8134 \\ 1.3363 & -1.2617 & 0.2693 & -0.0382 \\ -2.7921 & 2.8134 & -0.0382 & 0.0978 \end{bmatrix}$$

➤ **La matrice symétrique définie positive de l'observateur :**

$$P_o = 10^5 \times \begin{bmatrix} 4.6466 & -0.1443 & -0.0185 & 0.0006 \\ -0.1443 & 0.0183 & -0.0014 & 0.0000 \\ -0.0185 & -0.0014 & 0.0006 & 0.0000 \\ 0.0006 & 0.0000 & 0.0000 & 0.0000 \end{bmatrix}$$

➤ *Les gains du contrôleur*

$$K_1 = \begin{bmatrix} -1.4644 & 0.4769 & -0.0074 & 0.0491 \end{bmatrix}$$

$$K_2 = \begin{bmatrix} -1.1245 & 0.1316 & -0.0218 & 0.0571 \end{bmatrix}$$

➤ *Les gains de l'observateur*

$$L_1 = 10^5 \times \begin{bmatrix} 0.0048 \\ 0.0873 \\ 0.6884 \\ 5.3280 \end{bmatrix}$$

$$L_2 = 10^5 \times \begin{bmatrix} 0.0025 \\ 0.0420 \\ 0.3625 \\ 2.2740 \end{bmatrix}$$

Les figures de III.9 à III.13 présentent respectivement la perturbation de la route, les états et les états estimés « $(x_1(t), \dot{x}_1(t))$, $(x_2(t), \dot{x}_2(t))$, $(x_3(t), \dot{x}_3(t))$, $(x_4(t), \dot{x}_4(t))$ » avec les conditions initiales $x(0) = [0, 0, 0, 0]^T$ et $\dot{x}(0) = [0.02, 0, 0, 0]^T$. La figure III. 14 représenté la commande $u(t)$.

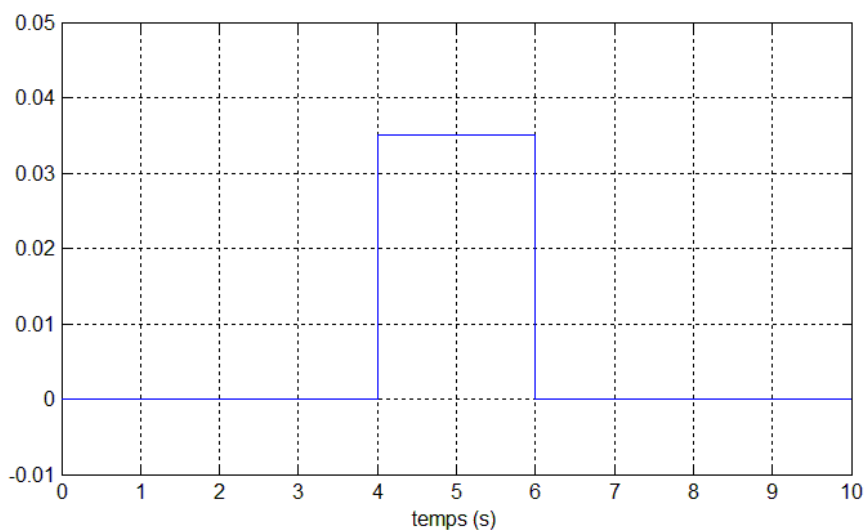


Figure III.9 : Perturbation de la route

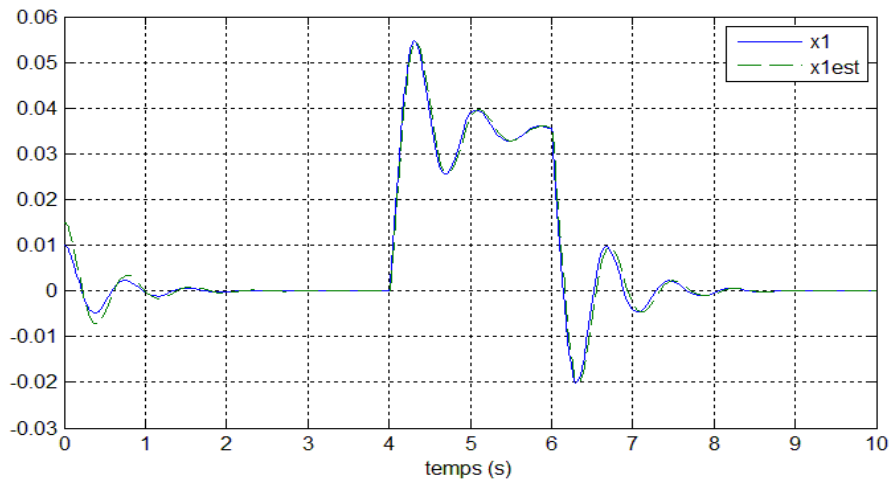


Figure III.10 : L'état $x_1(t)$ et l'état estimé $\hat{x}_1(t)$

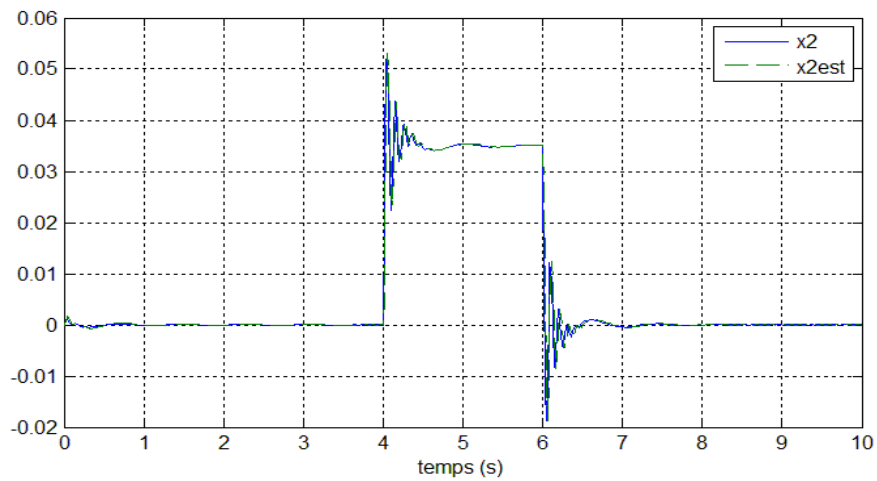


Figure III.11 : L'état $x_2(t)$ et l'état estimé $\hat{x}_2(t)$

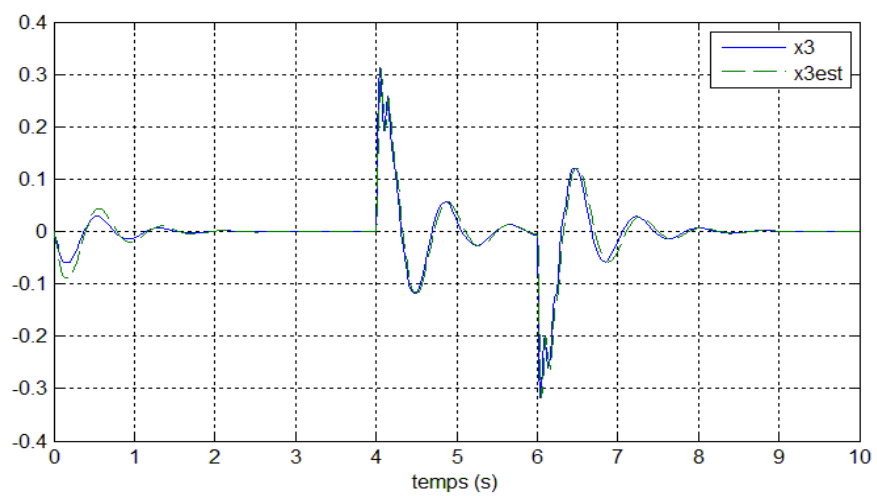
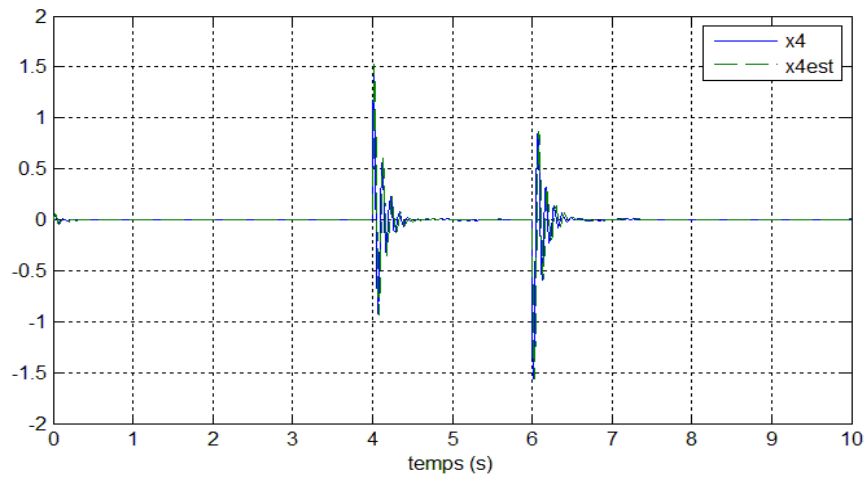
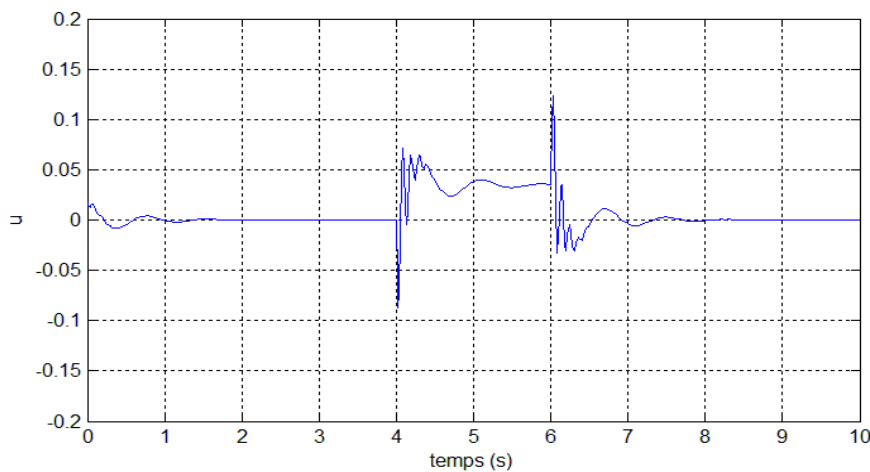


Figure III.12 : L'état $x_3(t)$ et l'état estimé $\hat{x}_3(t)$

Figure III.13 : L'état $x_4(t)$ et l'état estimé $\hat{x}_4(t)$ Figure III.14 : La commande $u(t)$

On peut conclure que la méthode utilisée « commande floue TS stabilisante » pour stabiliser le système de suspension active de véhicule est une méthode très efficace et robuste dans les de cas considérés « avec et sans observateur ».

III.4. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons étudié la stabilité des le système de suspension active de véhicule mise sous forme d'un modèle flou TS sans observateur et avec observateur dans le cas des variables de prémisses mesurables, où nous avons considéré les conditions de stabilisation par retour d'état via la loi de commande PDC. Les résultats de simulation ont montré l'efficacité de la technique utilisée.

Conclusion général

Conclusion général

Les systèmes de suspension active sont des systèmes dynamiques multi variables pour lesquels il est difficile de dériver des modèles mathématiques. Par conséquent, les schémas de contrôle analytique basés sur de tels modèles sont complexes à construire et ne fonctionnent généralement pas bien dans la pratique. D'autre part, les schémas de contrôle intelligents tels que les contrôleurs à logique floue qui peuvent contrôler la partie non modélisée de la dynamique de la suspension sont simples à réaliser et peuvent donner un contrôle précis. Cet article décrit un schéma de contrôle flou proposé pour les suspensions du véhicule, en raison de sa capacité inhérente à représenter la dynamique, le contrôleur est facile à adapter pour les tâches de contrôle. Les résultats de la simulation obtenus ont confirmé la faisabilité du schéma de contrôle flou proposé dans le système de suspension actif. Des travaux supplémentaires devraient être envisagés si un contrôleur flou adaptatif robuste doit être conçu pour l'optimisation des règles floues.

L'analyse de la stabilité et de la stabilisation des modèles flous de T-S, basée sur la fonction de Lyapunov quadratique conduit à l'élaboration de conditions suffisantes de stabilité et de stabilisation avec l'utilisation de la loi de commande PDC. Les conditions obtenues sont formulées en terme d'inégalités matricielles non linéaires qui peuvent être transformées en LMIs par les techniques classiques de changement de variables pour l'exploitation numérique de ces conditions. la stabilisation des modèles T-S. Dans cette partie, nous avons détaillé le principe de la commande PDC avec la mise en œuvre d'observateur flou T-S ainsi que quelques résultats concernant la relaxation des LMI.

Nous avons montré à partir du modèle T-S, une méthode de commande de type PDC. Cette loi de commande très utilisée, est basée sur la connaissance de l'état, c'est-à-dire, elle nécessite la disponibilité de tous les états. Comme cette condition est rarement vérifiée, l'utilisation d'un observateur permettant d'estimer l'état du système devient nécessaire. L'observateur flou de T-S est alors construit par interpolation d'observateurs.

Nous avons montré que la fonction de Lyapunov permet de déterminer de manière rapide et précise les conditions de stabilité et de stabilisation des modèles flous de T-S, mais dans certains cas, ces conditions se montrent très conservatives. Parmi les causes du conservatisme de cette méthode: les fonctions d'activation, généralement dépendantes de l'état, sont totalement ignorées, c'est-à-dire, toute l'information contenue dans ces fonctions est non

utilisée. L'utilisation des fonctions de Lyapunov non quadratiques permet de réduire ce conservatisme en prenant en compte les prémisses des modèles flous.

Dans le dernier de ces travaux après avoir étudié la stabilité de le système de suspension active de véhicule d'un modèle flou TS avec observateur et sans observateur, où nous avons considéré les conditions de stabilisation par retour d'état via la loi de commande PDC. Les résultats de simulation ont montré l'efficacité de la technique utilisée.

Bibliographie

BIBLIOGRAPHIE

- [1]. Zadeh, L.A. Information and control. *Fuzzy Sets*, No 8. pp. 338-353,1965.
- [2]. Mamdani, E.H., Application of fuzzy algorithm for control of simple dynamic plant. *IEE*, Vol 121, pp. 1585-1588, 1974.
- [3]. Wang, H. O., K. Tanaka and M. Griffin, Parallel Distributed Compensation of Nonlinear Systems by Takagi-Sugeno Fuzzy Modelö *Proc. Fuzz IEEE/IFES*, pp. 531- 538, 1995.
- [4]. Damien Sammier. *Sur la modélisation et la commande de suspension de véhicules automobiles*. Thèse de doctorat, Laboratoire d'automatique de Grenoble, France, 2001.
- [5]. S.Mammar. Contrôle latéral assisté et automatisé des véhicules : Approches par commandes robustes. HDR, Université de Evry, laboratoire des Systèmes Complexes, LSC, 2001.
- [6]. AH. Rabhi. Estimation de la dynamique du véhicule en interaction avec son environnement. Thèse de doctorat, université de Versailles StQuentin en Yvelines, 2005.
- [7]. K. N. Møirdi, M. Ouladsine, H. Noura .Modélisations représentations et observateurs robustes et à entrée inconnue pour l'estimation, le diagnostic et l'analyse du comportement dynamique des véhicules. JNRR 2005, Gudel, Morbihan, France, 2005.
-

[8]. M. Nadji. Adéquation de La dynamique de véhicule à la géométrie des virages routiers, thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées INSA de Lyon, 2007.

[9]. Hussein S, Systèmes de suspension semi-active à base de fluide magnéto rhéologique pour l'automobile, Thèse de doctorat, l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2010.

[10]. J. H. Park et Y. S. Kim. *h ∞ controller for active suspension and its robustness based on a full car model*. In 14th world conference of IFAC, pages 503-508, Beijing, China, 1999.

[11]. M. Bouazara, Étude et analyse de la suspension active et semi-active des véhicules routiers. PhD Thesis, Faculté des Études Supérieures de l'université Laval, 1997.

[12]. T. Yoshimura, A. Kume, M. Kurimoto et J. Hino. *Construction of an active suspension system of a quarter car model using the concept of sliding mode control*. Journal of Sound and Vibration, vol. 239, no 2, pages 187-199, 2001.

[13]. Hrovat, D. *A survey of advanced suspension developments and related optimal control applications*. Automatica, 33(10), pp.1781-1817, 1997.

[14]. Zeng, K., Zhang, N. Y., and Xu, W. L., A comparative study on sufficient condition for Takagi-Sugeno fuzzy systems as universal approximators. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*. Vol. 8, No. 6, pp. 773-780, 2000.

- [15]. Takagi, T., and Sugeno, M., Fuzzy identification of systems and its application to modelling and control. *IEEE Trans. Syst., Man and Cyber*, Vol.1115, pp. 116- 132,1985.
- [16].Gasso, K., Mourot, G., Boukhriss, A., et Ragot, J., Optimisation de la structure d'un modèle de Takagi-Sugeno. *Actes des rencontres francophones LFA09, Valenciennes, France*, pp 233-240, 1999.
- [17]. Gasso., K., Identification des systèmes dynamiques non-linéaires: approche multimodèles. *Thèse de doctorat de l'INPL*, Décembre, 2000.
- [18].Tanaka, K., Wang. H.O., Fuzzy control systems design and analysis: a linear matrix inequality approach. *John Wiley & Son Eds, New York, Wiley-Interscience ISBN 0-471-32324-190000*, 2001.
- [19]. Ma, X.J., Sun, Z. Q., He., Y.Y., Analysis and design of fuzzy controller and fuzzy observer. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, vol. 6, no. 1, p. 41-50, 1998.
- [20]. Tanaka, K., Ikeda, T., and Wang, H. O., Fuzzy regulators and fuzzy observers: Relaxed stability conditions and LMI-based designs. *IEEE Trans., Fuzzy, Sys*, Vol. 6 No 2, May 1998.
- [21]. Morère., Y. Mise en oeuvre de lois de commande pour les modèles flous de type Takagi-Sugeno. *Thèse de doctorat*, LAMIH-SF, de l'Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, 2001.
- [22]. *Stability analysis and design of fuzzy control systems*, *Fuzzy Sets and Systems*, Vol.45(2), pp135-156.
-

[23]. Wang, H.O., Tanaka, K., and Griffin, M., An approach to fuzzy control of non linear systems : Stability and design issues. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, Vol 4, pp 14-23, 1996.

[24]. Yann Blanco. *Stabilisation des modèles Takagi-Sugeno et leur usage pour la commande des systèmes non linéaires*. PhD thesis, 2001. (page [20](#)).

[25]. M Chadli and A El Hajjaji. Moment robust fuzzy observer-based control for improving driving stability. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 5(3):3266344, 2007. (pages [19](#), [49](#)).

Modélisation et Commande Floue Stabilisante de la Suspension Active de Véhicule

Reseme :

Ce travail de mémoire concerne la modélisation et la commande floue stabilisante de la suspension active pour améliorer le comportement et la performance des véhicule. La suspension active permet de réduire le design traditionnel en tant que compromis entre la manutention et le confort en contrôlant directement les actionneurs de force de suspension. Ce mémoire a pour objet de traiter le problème de commande floue en poursuite pour les systèmes non linéaires incertains et perturbés décrits par les modèles flous de type TS (Takagi_Sugeno). Nous étions intéressés à étudier la stabilité et la stabilité de ce type de système mystérieux, car nous avons utilisé cela. La fonction quadratique de Lyapunov qui nous permet d'écrire des conditions de stabilité sous forme de LMI. Les résultats de simulation ont montré l'efficacité de la technique utilisée, tenant compte des conditions de stabilisation par retour d'état via la loi de commande PDC.

Mots clés : Modèle flou de Takagi-Sugeno, Inégalité Matricielle Linéaire (LMI), Concept PDC, Conditions de stabilité.

نمذجة وتثبيت التحكم الضبابي في نظام التعليق النشط للمركبة

ملخص :

تتعلق هذه الأطروحة باستقرار النمذجة والتحكم في تعليق المركبة النشط لتحسين سلوك السيارة وأدائها. يساعد التعليق النشط على تقليل التصميم التقليدي كحل وسط بين المناورة والراحة من خلال التحكم المباشر في مشغلات قوة التعليق. الغرض من هذه الأطروحة هو التعامل مع مشكلة التحكم الضبابي سعياً وراء أنظمة غير خطية غير مؤكدة ومضطربة موصوفة بواسطة نماذج غامضة من النوع TS. كنا مهتمين بدراسة استقرار واستقرار هذا النوع من النظام الغامض ، لأننا استخدمنا دالة ليابونوف الرباعية التي تسمح لنا بكتابة شروط الاستقرار في شكل LMI. أظهر نتائج المحاكاة فاعلية التقنية المستخدمة ، مع الأخذ في الاعتبار ظروف التثبيت من خلال ملاحظات الدولة عبر قانون التحكم PDC.

كلمات مفتاحية : النظام الغامض ،مراجعة المصفوفات الخطية ، تصور ، شروط الاستقرار .