

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



Département du Génie Electrique
Spécialité Automatique

Projet de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme
d'Ingénieur d'Etat
en
Automatique

Intitulé :

**Commande Hybride Hiérarchisée d'un Châssis
Automobile : Suspension et ABS**

Etudié par :

-Aghiles MEDOUNI
-Selmane Abderrahmane SEKKAÏ

Proposé et dirigé par :

Pr. D.BOUKHETALA
Pr. F.BOUDJEMA

JUIN 2008

Mémoire préparé au Laboratoire de Commande des Processus
Ecole Nationale Polytechnique, 10, AV.Hassen Badi, EL-Harrach, Algérie

ملخص

يندرج هذا العمل في إطار التحكم التعاوني في الأنظمة الرابطة بالأرض لعربة. نظرا لصعوبة مثل هذه المهمة و الروابط القائمة بين مختلف الأعضاء من الصّورى البحث عن طريقة لتوليد التعليمات بالترّج.

المنوال المعتمد هو التّركيز على بنية تحكم هجينة تظّم أنظمة مستمرة و أخرى ذات الأحداث المنفردة. هذه البنية تمكن من:

- استعمال مشرف ذو الأحداث المنفردة يظّم إستراتيجيات عالية المستوى حسب حالة عيش العربة.

- توليد أجهزة تحكم مستمرة بالتوقع و بردّ الفعل (CRONE) بالطرق الكلاسيكية للأوتوماتيكا أفعالها مرّجحة حسب الوضع الحالي للمشرف.

مفاتيح:

التحكم التعاوني، الأنظمة الرابطة بالأرض لعربة، تعليمات بالترّج، بنية تحكم هجينة، أنظمة مستمرة، أنظمة ذات الأحداث المنفردة، مشرف، أجهزة تحكم مستمرة بالتوقع، أجهزة تحكم مستمرة بردّ الفعل.

Résumé

Ce travail s'inscrit dans le cadre de la commande coopérative des systèmes de la liaison au sol d'un véhicule. De part la complexité d'un tel enjeu, en raison notamment des couplages inhérents aux divers organes, la recherche d'une méthode de synthèse d'une commande hiérarchisée est nécessaire.

La voie choisie a été de se focaliser sur une architecture de commande hybride faisant intervenir à la fois les systèmes continus et les systèmes à événements discrets. Une telle architecture permet alors :

- d'utiliser un superviseur basé sur une machine à états discrets regroupant les stratégies de haut niveau suivant les situations de vie du véhicule ;

- de synthétiser des contrôleurs continus par anticipation et par rétroaction (CRONE), par les méthodologies classiques de l'Automatique, dont les actions sont pondérées par l'état discret courant du superviseur.

Mots clés:

Commande coopérative, systèmes de la liaison au sol, commande hiérarchisée, commande hybride, systèmes continus, systèmes à événements discrets, superviseur, contrôleur par anticipation, contrôleur par rétroaction.

Abstract

This work comes within the framework of the cooperative control of the vehicle's floor linkage systems. Because of the complexity of such a stake and especially the connections inhering in the different organs, the research of a hierarchical control method is necessary.

The way chosen was to focus on a hybrid control architecture which brings into play, at the same time, continuous systems and discrete events systems. This kind of architecture permits to:

- use a supervisor based on a discrete states machine which contains the high level strategies which depend on the vehicle's life situations;

- synthesize continuous feedback (CRONE) and feed forward (CRONE) controllers using classic methods. These actions are heighted by the current supervisor's discrete state.

Key words:

Cooperative control, vehicle's floor linkage systems, hierarchical control method, hybrid control architecture, continuous systems, discrete events systems, supervisor, continuous feedback controller (CRONE), feed forward controllers.

Remerciements

Je tiens à remercier en premier lieu les Professeurs BOUKHETALA et BOUJDEMA qui nous ont proposé ce sujet de PFE et encadré tout au long de ce travail, nous faisant ainsi profiter de leur expérience, de leur créativité et de leur constante bonne humeur qui a transformé le mot « recherche » en « plaisir ». Plus que ces contacts directs, je témoigne ma sympathie à l'ensemble du Laboratoire de Commande des Processus.

Je tiens à dire toute ma reconnaissance à l'équipe Peugeot-Citroën pour son expertise dans le domaine de l'Automobile et la base documentaire dont elle nous a fait bénéficier.

J'adresse toute ma gratitude à Monsieur ILLOUL pour sa curiosité communicative, ses encouragements et pour l'intérêt qu'il a porté à notre travail. Nos nombreux échanges scientifiques ont toujours été constructifs.

Qu'il me soit permis, de remercier également le Professeur CHEN de l'université d'UCLA aux Etats-Unis pour l'aide qu'il nous a apportée au niveau de la programmation et également toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à ces travaux et qui auraient été oubliés.

J'exprime ma profonde gratitude au Centre Culturel Français d'Alger pour toute la bibliographie mise à notre disposition.

Je souhaite enfin manifester ma reconnaissance à tous mes enseignants, mes parents, ma sœur, mon frère, mes amis et mon espagnole pour leur soutien constant et leur confiance dans la réussite de mes projets et dédie ce travail à ma « Djida » qui ne pourra être présente le jour de ma soutenance en lui souhaitant un prompt rétablissement; je la vois déjà à mes côtés lors de prochains succès.

« Il n'y a aucun honneur dans la réussite, elle est seulement nécessaire. »

Le Grand Buk.

Aghiles MEDOUNI

Table des matières

RESUME	
REMERCIEMENTS	
TABLE DES MATIÈRES	
LISTE DES FIGURES	
INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
CHAPITRE 1 INTRODUCTION A LA COMMANDE COOPERATIVE DU CHÂSSIS.....	3
1.1 – Contexte industriel.....	3
1.1.1 - Evolution de l'automobile et des systèmes pilotés	3
1.1.2 - De multiples contraintes pour le constructeur automobile	5
1.2 - La recherche de performances dans le domaine de la liaison au sol	6
1.2.1 - La liaison au sol	6
1.2.2 - La recherche de performances : vers le contrôle global de châssis.....	7
1.3 - La problématique de commande.....	10
1.3.1 - Choix d'une architecture de commande.....	10
1.3.2 - Hiérarchisation de la commande	13
1.4 - Conclusion	18
CHAPITRE 2 DE LA MODÉLISATION DU VÉHICULE À LA SUSPENSION CRONE HYBRIDE	20
2.1 - Introduction	20
2.2 - Modélisation du véhicule	20
2.2.1 - Modélisation de la dynamique véhicule	21
2.2.2 - Modélisation du profil routier	38
2.2.3 - Systèmes de suspension	40
2.3 - La suspension CRONE : principe et solutions technologiques.....	53
2.3.1 - Principe	54
2.3.2 - Commande par anticipation de la suspension CRONE active basse-fréquence	62
2.3.3 - Suspension CRONE hybride	66
2.3.4 - Performances.....	68
2.4 - Conclusion	72
CHAPITRE 3 COMMANDE HYBRIDE DE L'ABS ET DE LA SUSPENSION.....	73
3.1 - Introduction	73
3.2 - Systèmes de freinage.....	73
3.3 - Commande hybride d'ABS.....	77
3.3.1 - Principe de l'ABS	77
3.3.2 - Modèle simplifié pour la commande.....	78
3.3.3 - Loi de commande CRONE par rétroaction	80
3.3.4 - Lois de commande par anticipation.....	88
3.3.5 - Logique de fonctionnement.....	92
3.3.6 - Commande hybride	93
3.3.7 - Comparaison des stratégies de commande	94
3.4 - Contrôle Hybride Hiérarchisé pour l'ABS et la suspension	99
3.5 - Conclusion	101
CONCLUSIONS GÉNÉRALES ET PERSPECTIVES.....	102
BIBLIOGRAPHIE	
ANNEXE	

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 – Suspension oléopneumatique équipant les Citroën DS.....	3
Figure 1.2 – suspension Hydractive III+ sur Citroën C5.....	4
Figure 1.3 – les différents organes de la liaison au sol.....	6
Figure 1.4 - Architecture de commande « classique ».....	11
Figure 1.5 - Architecture basée sur une décomposition fonctionnelle.....	11
Figure 1.6 - Architecture basée sur la notion d'intelligence artificielle distribuée.....	12
Figure 1.7 - Deux démarches complémentaires.....	14
Figure 1.8 - Division horizontale de la commande hiérarchisée.....	15
Figure 1.9 – « grandes boucles » et « petites boucles » dans la division verticale de la commande hiérarchisée.....	15
Figure 1.10 – Première définition d'un système dynamique hybride.....	18
Figure 2.1 – Modèle bicyclette pour le freinage en ligne droite.....	21
Figure 2.2 – Force de freinage générée par le pneumatique.....	23
Figure 2.3 – Représentation des effets cinématiques des trains sur véhicule.....	27
Figure 2.4 – Effort de liaison dû à la variation d'empattement.....	29
Figure 2.5 – Effort de liaison dû à la variation d'enroulement.....	30
Figure 2.6 – Schéma bloc du modèle véhicule à sept degrés de liberté avec les principaux couplages.....	32
Figure 2.7 – Modèle véhicule simplifié avec deux modèles mono-roue disjoints.....	36
Figure 2.8 – Schéma du bras tiré sur le train arrière.....	38
Figure 2.9 – Profil routier périodique de pavés.....	39
Figure 2.10 – Schéma de la suspension oléopneumatique.....	42
Figure 2.11 – Détails de l'amortisseur de suspension oléopneumatique.....	42
Figure 2.12 – Schéma du modèle mono roue.....	43
Figure 2.13 – Schéma fonctionnel du modèle mono roue linéarisé.....	48
Figure 2.14 – Variation du facteur de résonance pour une suspension mécanique et une suspension oléopneumatique.....	49
Figure 2.15 – Diagramme force – vitesse de débattement pour l'amortisseur à 16 états.....	51
Figure 2.16 – Diagramme force – vitesse de débattement pour l'amortisseur continûment variable.....	52
Figure 2.17 – Diagramme force – vitesse découpé en quatre quadrants.....	53
Figure 2.18 – Réponse indicielle de l'altitude relative de la caisse pour une masse suspendue nominale, réduite de 50% et augmentée de 50%.....	56
Figure 2.19 – Diagramme de Black de la boucle ouverte pour une masse suspendue nominale, réduite de 50% et augmentée de 50%.....	57
Figure 2.20 – Critères d'optimalité pour les suspensions orientées respectivement confort et tenue de route.....	61
Figure 2.21 – Schéma de la suspension CRONE active basse fréquence.....	63

Figure 2.22 – Schéma bloc de la suspension CRONE hybride.....	64
Figure 2.23 – Schéma de commande de la suspension CRONE hybride.....	67
Figure 2.24 – Pompage et tangage pour la suspension traditionnelle, la commande par rétroaction et la commande complète.....	68
Figure 2.25 – Maximums et écarts-type des accélérations de tangage et de pompage pour la commande par rétroaction seule et la commande complète lors du freinage sur route bosselée.....	69
Figure 2.26 – Impact des stratégies confort et tenue de route sur la dynamique véhicule lors du freinage sur route bosselée.....	70
Figure 2.27 – Distances d'arrêt pour les stratégies confort et tenue de route sur route Pavée.....	71
Figure 3.1 – Schéma de principe d'un système hydraulique de freinage avec ABS avec les lignes hydrauliques, les signaux et commandes électriques.....	74
Figure 3.2 – Schéma du modèle du circuit hydraulique.....	75
Figure 3.3 – Variations de la force de freinage et de la force latérale du pneumatique en fonction du taux de glissement sur haute adhérence.....	77
Figure 3.4 – Modèle simplifié quart de véhicule.....	78
Figure 3.5 – Schéma de commande de l'ABS.....	79
Figure 3.6 – Diagramme de Black des boucles ouvertes avec les inerties équivalentes respectives nominale, minimale et maximale.....	86
Figure 3.7 – Réponse indicielle du système, en phase de freinage, en taux de glissement et leurs premiers dépassements réduits pour les adhérences respectives de 0,8 , 0,9 et 1	87
Figure 3.8 – Diagramme force de freinage – glissement pour les adhérences respectives de 0,3 , 0,6 et 1.....	87
Figure 3.9 – Réponse indicielle du système, en phase de freinage, en taux de glissement et leurs premiers dépassements réduits pour les adhérences respectives de 0,3 , 0,6 et 1.....	88
Figure 3.10 – Taux de glissement optimal fonction de la décélération du véhicule pour les roues avant avec le modèle inverse de Pacejka.....	90
Figure 3.11 – Fuzzification de la décélération.....	91
Figure 3.12 – Fuzzification du taux de glissement.....	91
Figure 3.13 – Taux de glissement optimal fonction de la décélération du véhicule en utilisant la logique floue.....	92
Figure 3.14 – Superviseur basé sur une machine à état fini régissant le fonctionnement de l'ABS.....	93
Figure 3.15 – Architecture de commande hybride.....	94
Figure 3.16 – Distances d'arrêt sur sol sec sans contrôle ABS, avec la loi par rétroaction, avec les lois par anticipation et par rétroaction.....	95

Figure 3.17 – Distances d’arrêt sur sol enneigé sans contrôle ABS, avec la loi par rétroaction, avec les lois par anticipation et par rétroaction.....	95
Figure 3.18 – Diagrammes temporels sans contrôle ABS.....	96
Figure 3.19 – Diagrammes temporels avec contrôle ABS par rétroaction.....	94
Figure 3.20 – Diagrammes temporels avec contrôle ABS par rétroaction et par anticipation avec le modèle inverse de Pacejka.....	94
Figure 3.21 – Distances d’arrêt pour avec le contrôle par anticipation utilisant respectivement le modèle inverse de Pacejka et la logique floue pour les pneumatiques n°1, 2 et 3.....	98
Figure 3.22 – Superviseur global aux systèmes de suspension et ABS.....	99
Figure 3.23 – Architecture de commande hybride hiérarchisée pour le contrôle coopératif de l’ABS et de la suspension active basse fréquence avec contrôleurs par rétroaction (FeedBack) et par anticipation (FeedForward)...	100
Figure 3.24 – Distances d’arrêt pour les différents contrôles ABS de l’architecture de commande hybride hiérarchisée avec la suspension active basse fréquence orientée confort ou tenue de route.....	100

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

L'évolution des technologies et des méthodes de conception au cours des cinquante dernières années a permis de synthétiser des systèmes de puissance de plus en plus sophistiqués et performants. La réunion des technologies mécanique, hydraulique et électronique a fait naître le concept d'une nouvelle classe de systèmes dits mécatroniques.

Durant les trente dernières années, l'automobile a particulièrement bénéficié de ces avancées. Malgré des contraintes économiques fortes, les véhicules offrent des prestations toujours meilleures grâce à l'adjonction de systèmes mécatroniques de puissance tels que l'ABS, l'assistance de direction, les coussins gonflables de sécurité, etc... Il n'est alors pas surprenant de comparer la puissance de calcul des processeurs embarqués à bord d'un véhicule de tourisme à celle d'un avion de ligne.

Les prestations liées au comportement dynamique du véhicule sur route ont été particulièrement impactées en terme de confort des passagers, d'agrément de conduite pour le conducteur et de sécurité. D'une vision purement locale à un organe, le système mécatronique remplit alors une fonction globale dans la recherche de performances de l'automobile à l'instar du système ESP guidant le véhicule grâce au système de freinage en situation critique.

Dès lors, plusieurs systèmes mécatroniques peuvent participer dans l'amélioration des prestations du comportement dynamique du véhicule : ce sont les organes des liaisons au sol (LAS), dont les suspensions, les freins et la direction font partie. Il convient donc de les commander de manière coopérative afin d'asservir le comportement du châssis du véhicule : c'est l'objectif de la coopération inter systèmes du châssis (CISC). Ces travaux s'inscrivent ainsi dans la recherche d'une architecture de commande hiérarchisée en Automatique répondant à ce but.

De part les couplages de divers ordres inhérents aux différents systèmes de la LAS, la conception d'une telle architecture se révèle particulièrement complexe et nécessite de se fonder sur une démarche permettant d'appréhender plus simplement le comportement du véhicule. La voie privilégiée dans cette étude est d'utiliser le concept de systèmes dynamiques hybrides (SDH).

Les SDH regroupent deux classes de systèmes fondamentalement différents. Ils sont composés d'une part des systèmes continus dont l'évolution est par définition continue au cours du temps, et d'autre part des systèmes à événements discrets où des modes de fonctionnement discrets commutent suivant l'apparition d'événements. Les modèles, comportements et outils pour modéliser et analyser ces systèmes diffèrent ; l'approche hybride permet alors d'unifier les représentations et de concevoir des outils adaptés. Ainsi, la commande hybride développée dans ces travaux utilise un superviseur basé sur une machine d'état pondérant les actions des contrôleurs continus locaux à chaque système piloté.

La commande hybride hiérarchisée, basée sur le concept de SDH, est alors utilisée à travers divers exemples de la LAS pour améliorer, suivant les situations de vie du véhicule, les prestations de confort et de sécurité, contribuant ainsi à l'objectif industriel du CISC.

CHAPITRE I

INTRODUCTION A LA COMMANDE COOPERATIVE DU CHASSIS

Chapitre 1

Introduction à la Commande Coopérative du Châssis

1.1- Contexte industriel

1.1.1- Evolution de l'automobile et des systèmes pilotés

1.1.1.1- De la mécanique aux systèmes mécatroniques

Historiquement, l'automobile s'est appuyée sur la mécanique pour l'ensemble de sa conception. La recherche de solutions innovantes a progressivement motivé les constructeurs dans l'exploitation de nouveaux domaines tels que l'hydraulique ou l'électronique.

La suspension oléopneumatique Citroën, par exemple, a équipé les premières DS [Hernette95]. Cette suspension (cf. **Figure 1.1**), réputée pour son confort, s'appuie sur une technologie hydraulique qui permet de maintenir une assiette constante pour le véhicule en dépit de différents états de chargement [Guillemard96].

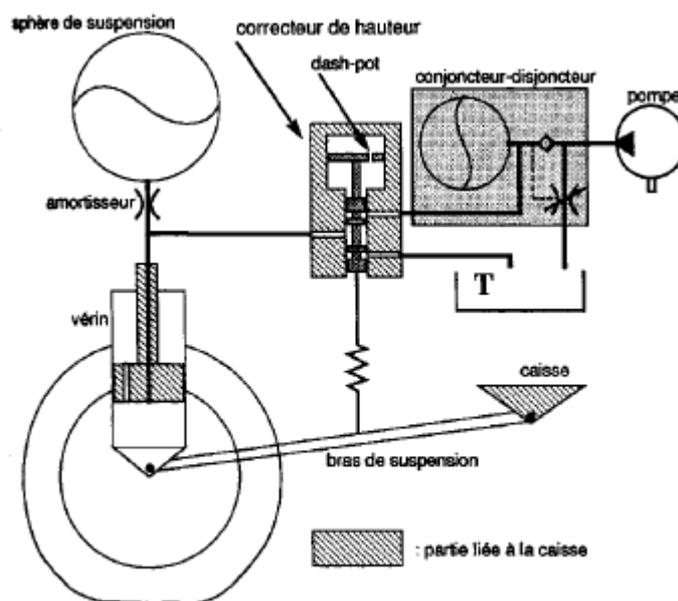


Figure 1.1 – Suspension oléopneumatique équipant les Citroën DS

Ce tout premier système peut être interprété comme un système piloté où la régulation porte sur l'assiette du véhicule [Moreau95]. De nombreuses innovations ont été apportées à cette première version, jusqu'à la version actuelle de la suspension oléopneumatique, nommée Hydractive III+, qui équipe la Citroën C5 (cf. **Figure 1.2**).

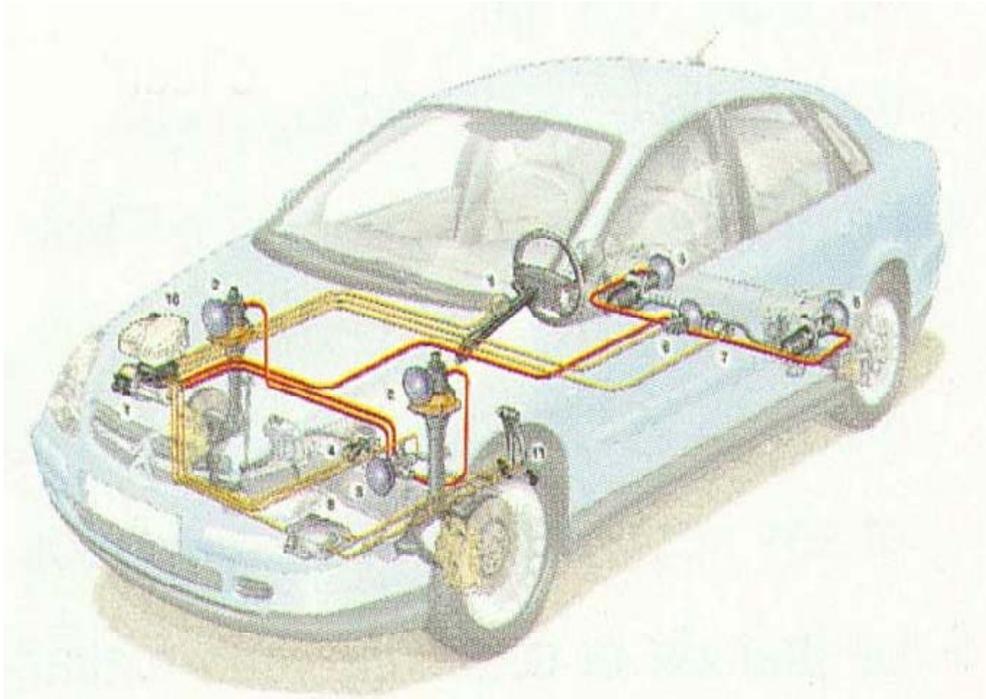


Figure 1.2 – suspension Hydractive III+ sur Citroën C5

Cette dernière version de la suspension hydraulique Citroën a remplacé le correcteur d'assiette mécanique par des électrovannes tout ou rien commandées par une logique électronique. De fait, ce système s'appuie sur trois technologies : l'une mécanique, l'autre hydraulique et la dernière électronique. Un tel système est aujourd'hui qualifié de *mécatronique*.

L'objectif de conception d'un système mécatronique est de cumuler les avantages de chacune des technologies [Bovy99] : la puissance développée pour l'hydraulique ou encore la conception d'une logique de pilotage avancée avec l'électronique. Alors que la DS permettait de maintenir l'assiette constante suivant la charge, la C5 permet d'adapter les paramètres de la suspension également en fonction de l'état de la route et de la vitesse du véhicule.

1.1.1.2 - De la vision organique à l'objectif global

Auparavant, un organe automobile était conçu de manière à remplir une fonction locale définie. Un amortisseur de suspension, par exemple, a pour but de réduire les oscillations de la caisse du véhicule et de la roue.

Avec l'apparition des systèmes mécatroniques, cette vision de niveau organique a été bouleversée. En effet, le pilotage de ces systèmes, et donc les degrés de libertés apportés par les choix d'une logique de contrôle, permettent de repousser les fonctions purement locales d'un organe, à des objectifs liés à des performances globales de l'automobile [Zanten2000], [Gay2000].

Le système de contrôle de stabilité (C.D.S.), encore appelé E.S.P. pour « Electronic Stability Program » [Zanten95], [Coutant99] en est un exemple. Ce système, rattaché à la sécurité active du véhicule, permet de maîtriser la trajectoire du véhicule dans des situations d'urgence (perte d'adhérence sur neige, évitement à vitesse trop élevée, etc.). Pour ce faire, le

CDS freine de manière différentielle sur les roues intérieures et extérieures au virage et non plus de manière symétrique (comme c'est le cas classiquement sur les véhicules). Ce freinage permet alors de corriger la trajectoire alors que le conducteur n'est plus en mesure de maîtriser son véhicule.

Ainsi, le système mécatronique de freinage, dont la fonction locale était de freiner les quatre roues afin de décélérer le véhicule, s'est vu assigner une fonction supérieure de suivi de trajectoire qui correspond à une recherche de performance en terme de sécurité active pour l'automobile.

1.1.2- De multiples contraintes pour le constructeur automobile

Les innovations technologiques et scientifiques précédentes poussent donc le constructeur à élargir le cercle de ses compétences afin d'améliorer sa gamme de véhicules. Il faut noter que cette démarche est motivée par des contraintes extérieures fortes sur le constructeur automobile.

- Les pressions concurrentielles :

L'industrie automobile présente de fortes pressions concurrentielles. Le constructeur automobile, pour conserver sa place sur le marché, se doit de proposer un véhicule toujours « meilleur », dans le sens où un nouveau véhicule doit dépasser le niveau de prestations de l'ancien modèle et de ses concurrents potentiels. Cette démarche est donc liée à une stratégie sur l'innovation qui suppose de regrouper et de capitaliser les compétences nécessaires à la création d'une automobile, mais également la recherche et le développement de techniques, technologies et méthodes émergentes afin d'assurer une place prédominante sur le marché.

- Les exigences du client :

La concurrence découle bien entendue des exigences de plus en plus grandes et largement légitimes du client. Aujourd'hui, chacun voudrait une voiture à la fois plus sûre [Saulieu92], plus confortable, plus performante et qui consomme le moins possible. Ces attentes clients n'en sont pas pour les moins difficiles à réaliser et ces objectifs se révèlent très souvent contradictoires [Gillepsie92].

Par exemple, un moyen de rendre un véhicule plus sûr est de renforcer l'habitacle, ce qui constituera une protection accrue en cas de choc. Néanmoins, ceci aura pour effet d'augmenter la masse du véhicule amenant à une plus grande consommation de carburant.

Le souci du constructeur automobile est alors de venir concilier ces diverses attentes en tentant de gérer au mieux les divers compromis.

- Les exigences normatives :

A ces exigences du client, vient se greffer un deuxième niveau de demandes : les normes législatives en vigueur. Elles visent à protéger à la fois le client et l'environnement au travers de prestations que le véhicule doit remplir. Les normes de pollution ont été les premières à être instaurées par exemple et dans quelques années de nouvelles normes vont faire leur apparition dans des domaines jusque là non officialisés.

1.2- La recherche de performances dans le domaine de la liaison au sol

De par les diverses exigences précédemment décrites, le constructeur automobile doit proposer des solutions innovantes pour chacun de ses véhicules. Le domaine de la dynamique véhicule constitue un enjeu de taille pour le constructeur car il est lié aux notions de performances routières du véhicule, de confort des passagers, d'agrément de conduite et de sécurité des occupants et de l'environnement. Ces divers points contribuent à donner un caractère spécifique à chaque véhicule et à renforcer l'image de marque du constructeur.

Afin de maîtriser la dynamique véhicule, il est nécessaire d'étudier l'ensemble des systèmes acteurs : ce sont les organes de la liaison au sol.

1.2.1 - La liaison au sol

La définition générale que l'on peut donner de la liaison au sol est l'ensemble des systèmes participant à l'interaction du véhicule avec le sol, exception faite de la chaîne de traction (qui regroupe moteur, transmissions, boîte de vitesses, etc.).

Les éléments constitutants sont à ce titre (cf. **Figure 1.3**):

- la direction ;
- le système de freinage ;
- les suspensions ;
- les trains et les essieux ;
- les roues et les pneus.

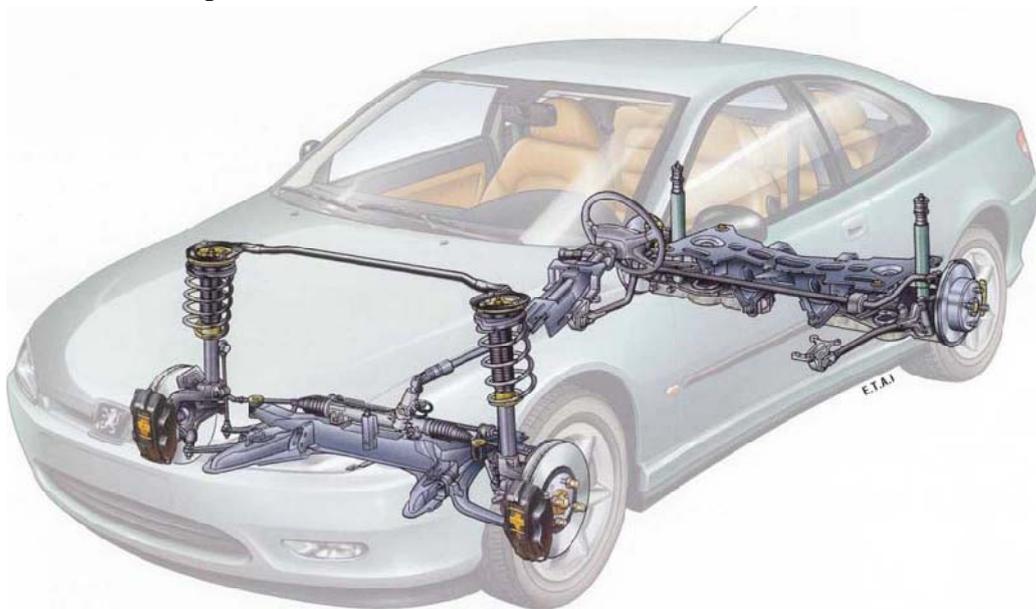


Figure 1.3 – les différents organes de la liaison au sol

1.2.2 - La recherche de performances : vers le contrôle global de châssis

La liaison au sol a, et continue, de bénéficier des avancées à la fois technologiques pour les systèmes mécatroniques et méthodologiques dans le domaine Automatique pour le pilotage [Hamrs2001].

1.2.2.1 - Le développement des systèmes pilotés de la liaison au sol

Le développement technologique a conduit à construire des organes de liaison au sol de plus en plus performants et offrant de nouvelles fonctionnalités par les potentialités de pilotage par une logique de décision [Dreyer92], [Zanten2000]. Les perspectives vont dans le sens du remplacement des liaisons mécaniques par des liaisons purement électriques offrant de nouvelles libertés de conceptions aux constructeurs : ceux sont les systèmes « X-by-Wire » [SIA2000].

- Les freins :

Le système de freinage s'est vu largement modifié par plusieurs systèmes de pilotage d'importance [Gaupp2000] :

- L'assistance [ETAI79] permet de diminuer l'effort du conducteur pour freiner, ce qui constitue un meilleur agrément pour la conduite.

- L'ABS pour « Anti-Blocking System » [Dreyer92], [Assadian2001] est un système de sécurité permettant de ne pas bloquer la roue, permettant ainsi d'optimiser la distance de freinage du véhicule.

- La REF pour « Répartition électronique de freinage », ou encore EBD pour « Electronic Brake Distribution », [Gaupp2000] pallie aux limites des systèmes mécaniques de répartition de freinage [ETAI79] entre les trains avant et arrière par une commande adaptative.

- L'ASR pour « Anti Slip Regulation », appelé encore TCS pour « Traction Control System » [RAS94], [Blet86] permet d'éviter le patinage des roues et optimise la motricité du véhicule dans le cas d'accélération inadaptées.

- L'AFU pour « Aide au Freinage d'Urgence », appelé encore BAS pour « Bremsassistent », DBC ou EVA, [CCFA2001] augmente rapidement l'assistance au freinage dans des situations critiques où le véhicule doit être stoppé.

- L'ESP pour « Electronic Program Stability », encore appelé CDS pour « Contrôle De Stabilité », VDC pour Bosch, VSC pour Toyota ou Traxxar pour Delphi, [Coutant99], [Zanten95], [Gay2000] permet par un freinage différentiel sur les roues droites et gauche de corriger la trajectoire du véhicule.

- Les technologies émergentes « Brake-by-wire » EHB pour « Electro Hydraulic Brake » [Gay2000] et EMB pour « Electro Mechanical Brake » [Arnold2001] qui suppriment le lien mécanique entre la pédale de frein et les étriers, vont permettre de rehausser le niveau des performances en freinage et en agrément du véhicule [SIA2000].

- La suspension :

Plusieurs systèmes de suspensions pilotés peuvent être déclinés :

- Les suspensions pilotées ont fait l'objet de nombreuses études [Moreau2001], [Sammier2000]. L'intérêt de ce type de suspension réside dans le fait que seule une énergie de commande, généralement peu importante devant l'énergie transmise par la suspension, est nécessaire contrairement à une suspension active qui requiert un générateur d'effort ou de flux. Diverses technologies sont actuellement développées sur des amortisseurs pilotés : soit à plusieurs états [Nakayama96], soit continûment variable [Katsuda92], [Abadie98].

- Les suspensions actives constituent également un domaine de développement important [Karnopp87], [Hrovat97]. Citroën, par exemple, a été depuis longtemps un acteur par la suspension oléopneumatique [Hernette95], la suspension Hydractive [Guillemard96] (de la première à la troisième génération), la suspension Activa correctrice de roulis [Cech2000]. La suspension pneumatique Mercedes est également une alternative à la technologie hydraulique [Claassen99].

- La direction :

La direction reste un système à fort potentiel d'action et bénéficie de nombreuses évolutions dans les prochaines années.

- L'assistance hydraulique ajoute un agrément de conduite pour le conducteur notamment dans les manoeuvres de parking.

- La direction à assistance variable [Pauly2001] autorise un degré de pilotage supplémentaire augmentant l'agrément.

- L'assistance électrique [Coffin99] présente une nouvelle technologie d'assistance basée sur la commande d'un moteur électrique qui ouvre les degrés d'un pilotage affiné.

- Le micro braquage [Pauly2001] permet de corriger la trajectoire du véhicule par action sur les roues directrices du véhicule sans avoir le désavantage de freiner le véhicule comme dans le cas de l'ESP.

- Le « Steer-by-Wire » [Yuhara99] supprime le lien mécanique entre le volant et la crémaillère de direction. Ce système innovant permet ainsi d'augmenter l'agrément de conduite en maîtrisant le retour d'effort au volant, et de permettre de piloter le braquage des roues dans une perspective de sécurité active comme pour le micro braquage, quant à lui plus limité.

- Les trains :

La cinématique des trains n'a pas subi d'évolution aussi marquée que les autres organes. Plusieurs raisons peuvent être invoquées. Tout d'abord, la conception des trains du véhicule est un domaine éminemment complexe et délicat et est affaire de spécialistes [Halconrui95], [Gay2000]. Ensuite, il est difficile à l'heure actuelle de concevoir des actionneurs peu encombrants et peu coûteux afin de venir piloter le plan de roue.

- Les roues et pneumatiques :

Le domaine des pneumatiques fait l'objet de récents apports dans le domaine de l'observation. On notera l'utilisation de capteurs de pressions dans le contrôle du sous gonflage des pneumatiques équipant notamment la Citroën C5 [Adam2000].

1.2.2.2 - L'apport des sous-systèmes pilotés

Il apparaît donc que la plupart des systèmes de la liaison au sol sont passés d'une technologie mécanique à une technologique mécatronique. Cette évolution pose des difficultés nouvelles car la maîtrise de toutes les technologies mécanique, hydraulique et électronique et des couplages entre celles-ci requiert de nouvelles compétences.

Toutefois, les degrés de liberté offerts et le pilotage de ces systèmes contrairement à une base mécanique passive permettent de repousser les performances du véhicule et d'offrir de nouvelles prestations au client [CCFA2001].

La notion de performances est ici à prendre au sens large : le confort des passagers, l'agrément de conduite, la sécurité du véhicule sont des points à perfectionner. La suspension pilotée permet de réduire l'influence de l'état de chargement sur le confort des passagers [Moreau95]. L'ABS permet d'optimiser les distances d'arrêt en évitant aux roues de se bloquer [Forkenbrock99]. La direction assistée offre un agrément de conduite supérieur en assistant le braquage des roues dans les manoeuvres du conducteur [Pauly2001].

1.2.2.3 - Prise en compte des couplages

Auparavant, chaque sous-système était piloté indépendamment. Il existe néanmoins de forts couplages physiques à plusieurs niveaux sur le véhicule parmi lesquels :

- les couplages inertiels sur la caisse du véhicule et notamment les reports de charge en virage et en accélération ou freinage ;
- les couplages par les trains et essieux sur les plans de roue ;
- les couplages entre les forces longitudinales et latérales générées par pneumatiques ;
- le couplage entre le comportement dynamique du véhicule perçu par le conducteur et les réactions de ce dernier ;
- les couplages énergétiques entre la puissance fournie par la chaîne de traction et les demandes des divers organes (suspensions pilotées, climatisation, etc.) ;
- etc.

Comprendre et quantifier les divers couplages physiques permet alors de gérer au mieux les divers compromis qui doivent être réalisés sur la synthèse d'un véhicule. Pour le pilotage des organes de la liaison au sol, il est également intéressant d'appréhender ces couplages de manière à savoir comment il faut faire coopérer les actions de ces sous-systèmes.

C'est avec cette idée maîtresse que sera orienté ce projet de fin d'études.

1.2.2.4 - Vers la coopération inter systèmes du châssis

Cette notion de pilotage coopératif entre les sous-systèmes de la liaison au sol se trouve bien souvent placée sous la dénomination de contrôle global de châssis (CGC) ou encore de coopération inter systèmes du châssis (CISC). Le CGC a fait l'objet de plusieurs études [Gay2000], [Yokoya90] et constitue un enjeu stratégique pour le constructeur automobile [SIA2000].

Il n'est pas évident de donner une définition arrêtée de la CISC de part l'évolution constante des solutions technologiques et des méthodes. Il faut alors retenir que son but est de fournir un contrôle global coopératif sur les sous-systèmes de la liaison au sol [Beiker2001], ayant pour objectif de maîtriser les divers degrés de liberté de la dynamique véhicule. L'ensemble des mouvements du châssis du véhicule fait partie de ces degrés, justifiant la dénomination de CISC.

1.2.2.5 - Les problématiques rencontrées

La CISC est donc un objectif ambitieux qui demande de forts pré-requis.

Tout d'abord, il faut souligner, comme écrit précédemment, l'importance de la connaissance des couplages physiques du véhicule. Ce point reste toujours d'actualité dans les études actuelles tant la finesse et la complexité de la dynamique véhicule sont grandes.

La CISC a donc pour but de maîtriser la dynamique du véhicule de façon à augmenter les performances au sens large du terme. Néanmoins, dans une vision automatique, il faut interpréter ce but dans des objectifs de commande. Ce travail préliminaire est loin d'être achevé car la cible d'un véhicule idéal n'est pas totalement définie. Plusieurs raisons peuvent être invoquées. Tout d'abord, les performances vont être dépendantes de la technologie et donc du coût du véhicule. D'autre part, les performances atteintes restent la plupart du temps assez subjectives, notamment en ce qui concerne le confort vibratoire ou encore visuel, l'agrément de conduite, etc. Enfin, pour un véhicule donné, plusieurs typages peuvent être effectués. C'est le cas notamment pour les véhicules à forte motorisation où l'accent est porté sur la sportivité et la tenue de route du véhicule. Pour toutes ces raisons, il est donc délicat de donner des critères absolus de performances. La définition des objectifs pour la commande devra se faire conjointement avec la conception de cette dernière.

Enfin, la dernière difficulté, plus théorique, consiste à concevoir la commande unifiée qui permet effectivement de piloter de manière coordonnée les différents systèmes afin d'augmenter les performances du véhicule. Un travail méthodologique sur la commande en Automatique est donc nécessaire : c'est l'objet de cette thèse.

1.3 - La problématique de commande

Les travaux de cette thèse portent ainsi sur la recherche méthodologique, en Automatique, de la conception d'une architecture de commande servant à piloter de manière coopérative les différents sous-systèmes composant la liaison au sol du véhicule.

1.3.1 - Choix d'une architecture de commande

Le choix d'une architecture de commande a priori n'est pas évident mais conditionne la commande que l'on peut concevoir [Abadie99]. Plusieurs stratégies doivent donc être étudiées.

1.3.1.1 - Architectures envisageables

- L'architecture de commande « classique » :

Classiquement, la conception de la commande revient à synthétiser un contrôleur multi variables permettant d'assurer la poursuite des objectifs (cf. **Figure 1.4**). Si un critère de performance est établi, alors la commande minimisant ce critère est dite optimale [de Larminat2001].

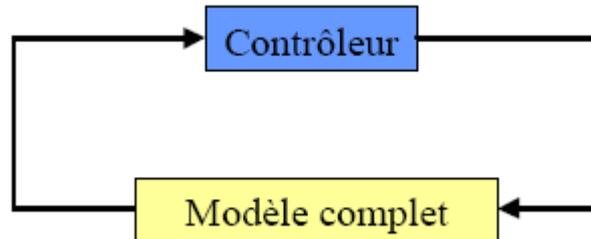


Figure 1.4 - Architecture de commande « classique »

Autant cette architecture de commande permet de donner une solution optimale au problème, autant elle est difficile à mettre en œuvre lorsque le procédé à piloter devient complexe. C'est le cas de notre étude où la dynamique du véhicule comprend de forts couplages et de fortes non linéarités. De plus, cette architecture n'est pas modulaire dans le sens où, à chaque changement même restreint sur le procédé, il faut reconcevoir entièrement la commande.

- L'architecture basée sur une décomposition fonctionnelle :

L'idée alternative est alors de décomposer le procédé en sous-systèmes. A chaque sous-système, on associe un contrôleur local qui pilote ce dernier. Néanmoins, l'assignation des tâches entre tous les contrôleurs se fait par une instance supérieure appelée « superviseur » [Savignac99], [Moody98] (cf. **Figure 1.5**).

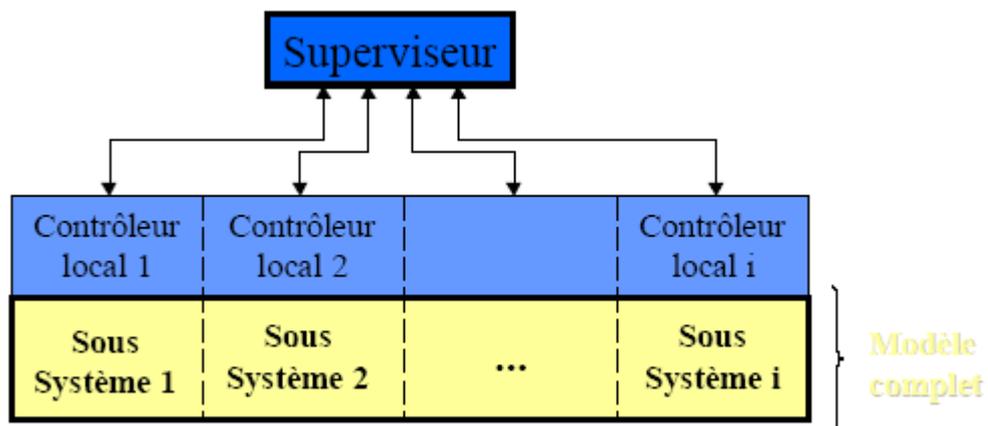


Figure 1.5 - Architecture basée sur une décomposition fonctionnelle

Cette solution a l'avantage de simplifier la conception de la commande dans le sens où plusieurs niveaux sont dissociés (contrôleurs locaux et superviseur). Cependant, il est difficile de certifier a priori que cette solution aboutit à un optimum [Titli75]. De plus, ceci présuppose que l'on sait effectivement décomposer le procédé en divers sous-systèmes. Cette tâche n'est pas insurmontable dans notre cas, car chaque sous-système piloté peut être clairement identifié au niveau de la liaison au sol. En revanche, l'assignation des tâches locales requiert la connaissance des interactions entre ces sous-systèmes, qui est une question encore ouverte.

- L'architecture basée sur la notion d'intelligence artificielle distribuée :

La notion de décomposition précédente peut être encore développée. En effet, au lieu de commander les divers contrôleurs à l'aide d'un superviseur, il est possible de se passer de ce dernier si chacun des contrôleurs a une vision globale du reste du système (cf. **Figure 1.6**). C'est la notion d'« agent » en intelligence artificielle distribuée (IAD).

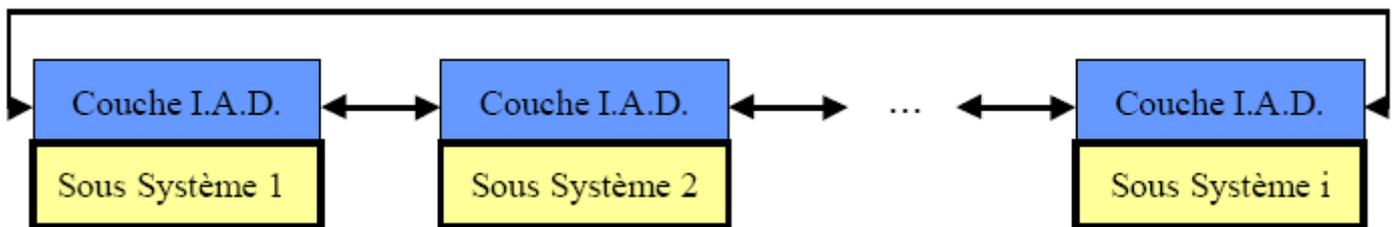


Figure 1.6 - Architecture basée sur la notion d'intelligence artificielle distribuée

Cette décomposition de la commande se base sur le fait que chaque contrôleur peut être perçu comme une entité appelée « agent » capable de décider tout en tenant compte de contraintes en ayant une vision plus ou moins détaillée des actions des autres agents [Ferber95]. Des comportements sociaux, biologiques ou encore l'évolution d'un trafic routier ont pu être reproduits en simulation par cette approche [Ferber95].

L'avantage de cette méthode est sa modularité car, théoriquement, chaque sous-système est à la fois capable de gérer les problèmes locaux et les contraintes globales. Néanmoins, cette théorie s'inspire plus des théories sur l'intelligence artificielle distribuée et, bien que plus générale que la théorie automatique, elle ne peut pas satisfaire à l'heure actuelle aux contraintes fortes de l'automobile (notamment sur le temps réel).

1.3.1.2 – Contraintes

L'architecture de commande doit satisfaire diverses contraintes du domaine automobile.

Les commandes se doivent d'être compatibles avec les contraintes de temps réel. Cette notion de temps réel requiert le fait que la commande agissante doive effectivement être calculée suffisamment rapidement pour pouvoir être appliquée à l'instant effectif. Ceci conditionne le choix de l'architecture électronique utilisée. Autant la dynamique véhicule

voisine de quelques hertz, n'est pas une limitation, autant la dynamique locale des roues proche de 200 hertz et les couplages des commandes entre sous-systèmes deviennent rapidement coûteux en temps de calcul.

La dernière contrainte forte à laquelle doit satisfaire l'architecture de commande repose sur la sûreté de fonctionnement du système. En d'autres termes, le comportement du système, même dégradé, doit être assuré malgré des défaillances et pannes matérielles ou logicielles [Jampi2001]. Ce point est particulièrement critique, car les conséquences d'une panne comme le dysfonctionnement d'un ABS, peut se révéler dangereux pour la sécurité des passagers. Hélas, lors de cette étude, aucune architecture privilégiée ne semble se dégager *a priori* pour spécifier une sûreté de fonctionnement donnée. Toutefois, l'utilisation d'une commande hybride avec un superviseur basé sur une machine d'états permet d'alléger la conception d'une commande sûre de fonctionnement *a posteriori*.

1.3.1.3 – Conclusion

Le choix d'une architecture de commande n'est donc pas évident pour notre problématique, et reste une question ouverte en Automatique. Néanmoins, il apparaît que le découpage de la liaison au sol en divers sous-systèmes pilotés par un superviseur constitue le meilleur compromis entre l'optimalité de la commande globale et la facilité de conception par respect des contraintes d'implantation en temps réel.

A présent, la coopération des sous-systèmes sur cette architecture doit s'appuyer sur une méthodologie afin de certifier les propriétés de la commande.

1.3.2 - Hiérarchisation de la commande

Afin de faire coopérer les divers systèmes de la liaison au sol, il faut concevoir une commande établissant une hiérarchie entre les pilotages locaux et globaux de chaque sous système. Pour ce faire, deux méthodologies complémentaires sont nécessaires.

1.3.2.1- Méthodologies ascendante et descendante :

Tout d'abord, une démarche qualifiée de « descendante » doit permettre de dégager l'ensemble des situations et stratégies possibles au cours de la vie du véhicule. Les stratégies sont à prendre ici au sens de l'intérêt pour la commande.

La suspension Hydractive Citroën, apparue sur XM puis sur Xantia et C5, peut commuter sur un mode « ferme » où la tenue de route est privilégiée, et sur un mode dit « souple » où la communication hydraulique avec une sphère additionnelle par train permet de privilégier le confort. Deux stratégies ont donc été discernées suivant les situations de vie du véhicule.

Une seconde démarche dite « ascendante » s'intéresse à la connaissance précise de chaque sous-système et de ses interactions avec son environnement.

Le système ESP possède des limitations intrinsèques à son fonctionnement. Lors d'un sous virage, la correction de trajectoire ne peut se faire qu'en freinant la roue intérieure au

virage qui est délestée. Ainsi, la correction n'a qu'une marge d'action limitée et le couplage avec la suspension mérite donc d'être étudié.

Le suivi des ces deux méthodologies doit aboutir à une solution définitive pour la commande en ayant pris en compte l'ensemble des contraintes propres aux sous-systèmes et aux exigences de performances du véhicule, comme illustré en **Figure 1.7**.

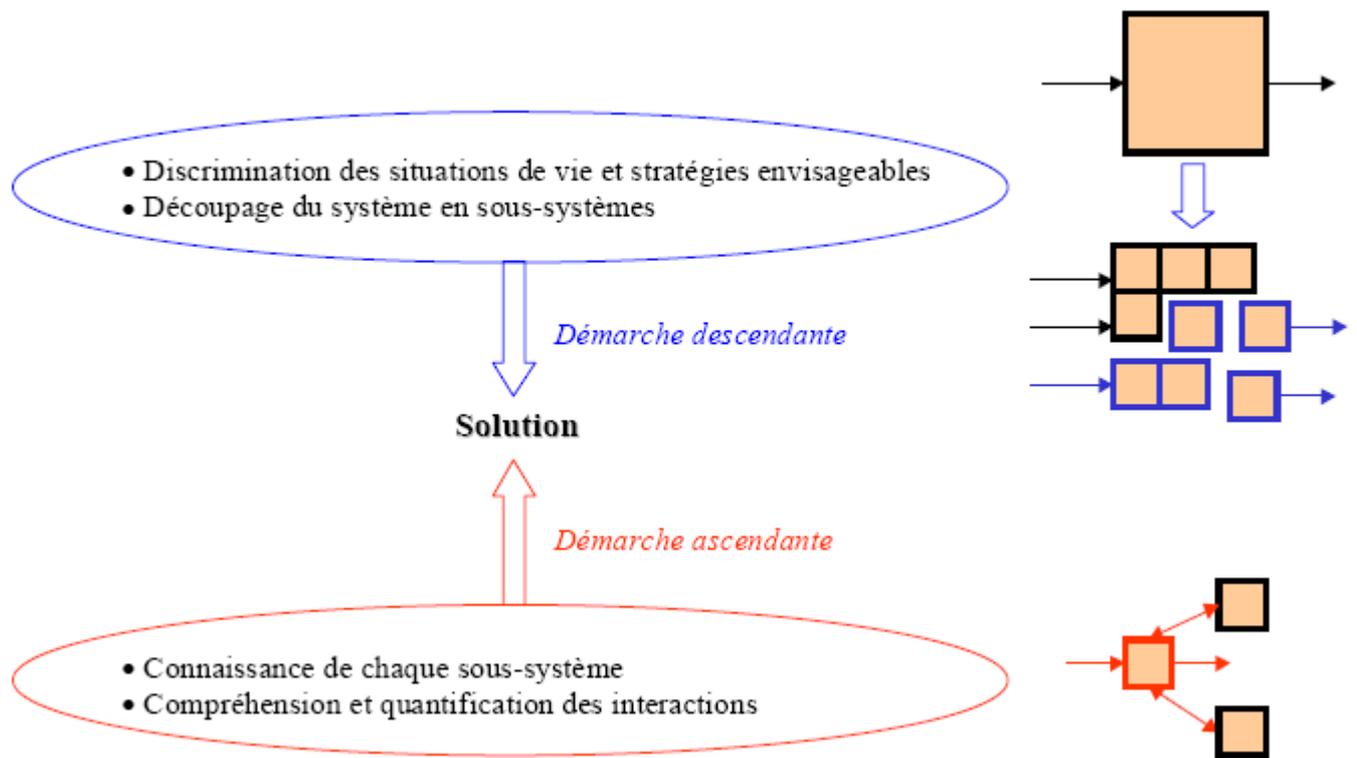


Figure 1.7 - deux démarches complémentaires

Ces deux démarches qui visent à connaître les problématiques de manière locale et globale constituent ainsi une étude préliminaire à la conception d'une commande globale qui permet de hiérarchiser les actions entre sous-systèmes.

1.3.2.2 - La Commande Hiérarchisée

La commande hiérarchisée introduite dans [Titli75] et augmentée dans [Singh80], offre une méthodologie permettant de faire coopérer différents sous-systèmes selon des objectifs globaux à l'aide d'une instance supérieure appelée "coordonnateur". Elle se base sur deux concepts clés : la division horizontale et la division verticale.

- La division horizontale :

La division horizontale consiste à régler les divers problèmes de commande des sous-systèmes en prenant compte des interactions grâce au coordonnateur (cf. **Figure 1.8**).

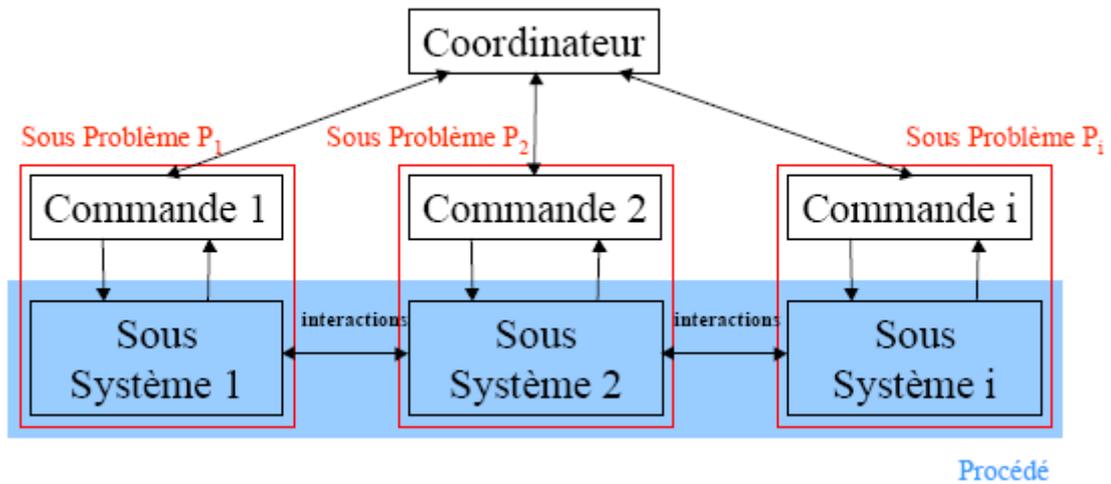


Figure 1.8 - Division horizontale de la commande hiérarchisée

Ce schéma n'est pas sans rappeler celui de l'architecture de commande de la Figure 1.5.

- La division verticale :

La division verticale s'appuie sur quatre phases distinctes dans la conception de la commande réparties dans les "grandes boucles" et les "petites boucles", comme illustré en Figure 1.9.

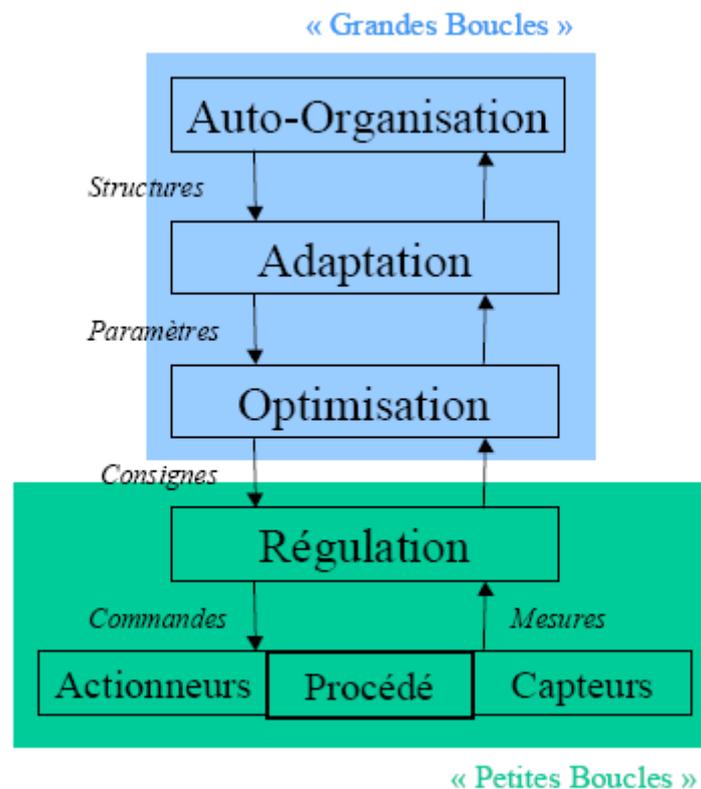


Figure 1.9 – « grandes boucles » et « petites boucles » dans la division verticale de la commande hiérarchisée

Dans les “grandes boucles”, trois phases interagissent :

- l’auto organisation permet de donner l’ensemble des structures et stratégies de commande ;
- l’adaptation utilise les structures en adaptant les paramètres de ces dernières ;
- la phase d’optimisation déduit de la phase d’adaptation le calcul des références idoines.

Dans les “petites boucles”, les références dictées par les grandes boucles sont les consignes à suivre. A chaque sous-système, correspond donc un problème de régulation classique en Automatique.

Un parallèle peut être fait entre ce fonctionnement et celui d’une équipe. En haut de la hiérarchie, se trouve le chef d’équipe qui va dicter les méthodes à appliquer pour arriver à un but commun global. Les phases d’adaptation et d’optimisation définissent les rôles et tâches de chacun en gérant les interactions possibles entre les intervenants. Enfin, les petites boucles représentent la gestion des problèmes locaux de chacun des intervenants. La représentation de la commande hiérarchisée autorise bien, au passage, la remontée des informations du niveau le plus local au niveau le plus global (haut de la hiérarchie).

La commande hiérarchisée, bien que permettant de traiter des problèmes complexes en Automatique [Cohen75], [Gomber78], [Assann92], n’a pas eu un essor considérable sur le plan industriel [Savignac99]. Néanmoins, les concepts utilisés se révèlent particulièrement intéressants pour notre problématique et permettront d’avoir un guide méthodique dans l’élaboration d’une commande globale hiérarchisée.

1.3.2.3 - La problématique particulière des stratégies de commande

Comme décrit précédemment, la démarche descendante et la commande hiérarchisée nécessitent que des stratégies adaptées à chaque situation rencontrée soient définies. En effet, pour améliorer les performances du véhicule, les systèmes mécatroniques pilotés vont devoir adapter leur commande en fonction des actions du conducteur et de l’environnement.

Le passage entre les modes « souple » et « ferme » de la suspension Hydractive sont gérées par une logique qui interprète les actions conducteurs et l’état de la route. Le mode nominal est le mode « souple » pour le confort des occupants. Si le conducteur conduit de manière plus « sportive » ou encore si l’état de la route est dégradé, alors la suspension commute en mode « ferme ».

La définition de l’ensemble des situations dans lequel chaque stratégie doit s’appliquer reste alors un point délicat et mérite l’attention, d’autant plus que la perspective est de faire coopérer divers sous-systèmes ce qui complexifie la notion des situations d’actions de chacun d’entre eux. C’est à ce titre que beaucoup d’articles [Hirano93], [Yokoya90] traitent de la coopération des systèmes, mais peu font référence à une réelle méthode de hiérarchisation et d’activation de ces derniers [Zeyada98].

- Situations de vie :

Une des premières définitions pour qualifier le domaine d'action d'une stratégie est la situation de vie. Le freinage en courbe, l'adhérence dissymétrique entre les roues droites et gauches, l'action d'un vent latéral constituent des situations de vie particulières.

Autant cette notion est intéressante dans les tests d'un véhicule et dans les phases de simulation, autant elle est mal adaptée à la conception de la commande. En effet, une situation de vie n'est pas forcément très représentative d'une stratégie particulière de commande, comme le déclenchement de l'ESP par exemple. De plus, l'ensemble des situations de vie d'un véhicule n'est pas dénombrable (freinage en courbe avec vent sur terrain en pente, etc.).

Bien que la plupart des commandes actuelles utilisent ces notions de situations de vie, il faut s'efforcer d'une part de donner un cadre plus général à la méthodologie dans ces travaux. D'autre part, la notion de situations relève plus de l'algorithmique et ne peut prétendre à englober un fonctionnement général. De tels problèmes peuvent être incriminés dans les phases d'un mauvais fonctionnement d'un ABS par exemple [Forkenbrock99].

- Etat du véhicule :

A ces difficultés inhérentes dans l'apprentissage par situations de vie, une alternative va être développée par l'utilisation des variables représentatives de l'état du véhicule. En effet, grâce à la modélisation et à l'analyse d'un modèle suffisamment représentatif de la dynamique véhicule, on peut décrire par les variables d'état [de Larminat2001] le comportement complet du modèle. Discerner des zones de fonctionnement particulières sur ces variables permet alors de connaître dans quel domaine un sous-système particulier doit être utilisé [Koutsoukos99] de manière absolue.

1.3.2.4 - Vers la commande hybride

Il est ainsi intéressant de définir plusieurs domaines d'actions et plusieurs stratégies de commande qui y sont rattachées. L'exemple des modes « souple » et « ferme » de la suspension Hydractive a été cité. Les systèmes de sécurité active qui doivent être déclenchés par des seuils comme l'ABS ou l'ESP, peuvent être contrôlés par un type de logique semblable.

Ce type de commande où des différents modes de fonctionnement supervisent le système global avec des actions au final continues, rentre dans le cadre de la commande hybride [Quéhec'hdu94], [Riedinger99] qu'il convient de formaliser.

- Une première définition :

La commande hybride rentre dans le cadre des systèmes dynamiques hybrides (SDH) en Automatique. Il n'existe pas de définition générale pour les SDH et la commande hybride.

Néanmoins, une première définition générale peut être donnée : un SDH est un système qui comporte deux sous-systèmes en interaction, l'un pouvant être traité par une modélisation dynamique continue classique [de Larminat2001] et l'autre étant un système à

événements discrets (SED) [Moody98]. La notion de système dit hybride provient de l'interaction entre ces deux sous-systèmes aux fonctionnements totalement différents (cf. **Figure 1.10**).

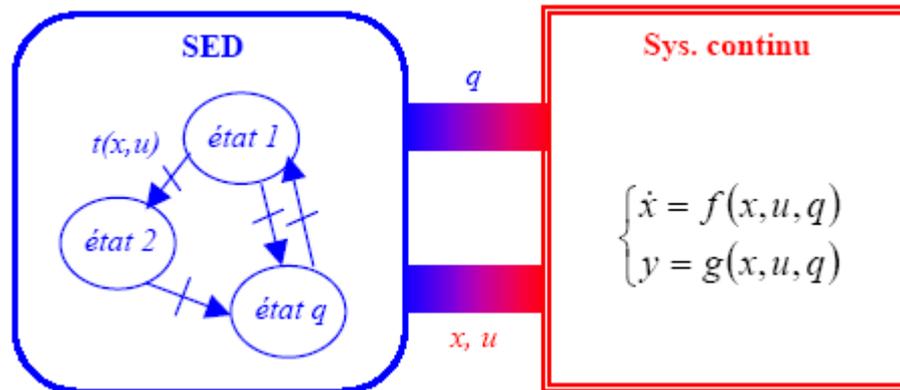


Figure 1.10 – Première définition d'un système dynamique hybride

La partie continue est classiquement utilisée en Automatique. La partie SED sert généralement à concevoir des automates ou des séquenceurs.

La commande hybride repose sur les SDH dans le sens où des lois de commande continues vont être hiérarchisées par un système à événements discrets qui décrit l'ensemble des modes de fonctionnement [Conrad98].

- Avantages pour une commande hiérarchisée :

Il existe de nombreux avantages à utiliser une commande hybride [McClamroch2000] qui permet d'étendre les possibilités de la commande continue classique, et notamment dans le cadre de l'automobile [Conrad98].

Dans le cadre de ces travaux, la commande hybride va nous permettre de concevoir des commandes continues sur chacun des sous-systèmes à un niveau local, et de hiérarchiser ces actions par un superviseur basé sur une machine d'état [Moody98].

Les avantages de cette conception sont multiples. Tout d'abord, le superviseur basé sur un SED permet de hiérarchiser les situations et les stratégies correspondantes et ainsi de se rattacher à la notion de commande hiérarchisée. Cette hiérarchisation présente ainsi une facilité de conception entre la supervision et la conception des commandes locales continues. A haut niveau, les modes de fonctionnement du système global sont clairement dissociés et facilitent la validation des commandes. Enfin, l'utilisation de SED permet de faciliter la spécification de modes défectueux et d'améliorer la sûreté de fonctionnement du système [Jampi2001], [Zaytoon2001].

1.4– Conclusion

Les développements technologiques et les exigences extérieures poussent donc le constructeur automobile à envisager une solution globale de pilotage des organes de la liaison

au sol de manière à augmenter le niveau de performances du véhicule. La notion de performance est à prendre dans un sens général : sécurité, confort et agrément de conduite font partie des prestations à impacter.

Coordonner les actions des divers sous-systèmes pilotés constitue un objectif de contrôle global de châssis (CGC) ou de coopération inter systèmes du châssis (CISC). Ce dernier est particulièrement complexe car il nécessite de prendre en compte les divers couplages physiques dans le domaine de la liaison au sol. De plus, il faut également des repères méthodologiques dans le domaine Automatique afin de pouvoir effectivement piloter de manière coopérative l'ensemble des sous-systèmes : c'est le leitmotiv de ce travail.

Il est alors difficile de donner une architecture de commande *a priori* ; un découpage fonctionnel permet néanmoins de faciliter la conception de la commande. La hiérarchisation de la commande est alors nécessaire. Néanmoins, peu de guides méthodologiques peuvent s'appliquer à la problématique du CGC. La voie choisie ici est alors de s'orienter vers une commande hybride où les lois de commande continues à un niveau local de régulation sont hiérarchisées par un superviseur basé sur un système à événements discrets qui recense l'ensemble des états et des stratégies de commande du véhicule.

CHAPITRE II

MODELISATION DU VEHICULE ET COMMANDE CRONE DE LA SUSPENSION

Chapitre 2

Modélisation du Véhicule et commande CRONE de la Suspension

2.1 - Introduction

Parmi l'ensemble des systèmes de la liaison au sol contribuant au CGC, la suspension nous permet d'illustrer le rôle de chaque sous-système piloté et de quantifier ses limitations intrinsèques et ses couplages avec les autres systèmes.

A cet effet, l'impact de la suspension sur les prestations de confort et d'efficacité dans le cas critique du freinage en ligne droite sur route bosselée [Moreau2001], [Moreau2001b], [Nouillant2001] est étudié dans ce chapitre.

Ce chapitre est divisé en deux parties. La première partie traite de la modélisation du véhicule. Dans un premier temps, une modélisation de la dynamique du véhicule dans le cas du freinage en ligne droite est présentée. Pour étudier le cas critique de la route bosselée, des modélisations stochastiques et déterministes du profil routier sont ensuite abordées.

Enfin, la modélisation de la suspension oléopneumatique Citroën, ses avantages et ses inconvénients sont rappelés. Dans la deuxième partie, les inconvénients de cette suspension sont alors minimisés grâce à l'introduction de la suspension CRONE hybride utilisant conjointement des amortisseurs continûment variables et servovalves proportionnelles. Les performances de ce nouveau système, en termes de confort et de prestation de freinage, sont alors démontrées en simulation.

2.2 - Modélisation du véhicule

La première tâche de travail pour l'automaticien consiste à établir un modèle suffisamment simple et assez représentatif de la réalité pour englober les phénomènes physiques prépondérants. Trois modèles sont nécessaires à l'étude du freinage en ligne droite sur route bosselée :

- un modèle de la dynamique véhicule ;
- un modèle du profil routier ;
- un modèle du système de suspension.

2.2.1 - Modélisation de la dynamique véhicule

Dans ce chapitre, seul le cas du freinage en ligne droite est étudié. Le véhicule peut donc être réduit à un modèle bicyclette sans voie, représenté en **Figure 2.1**.

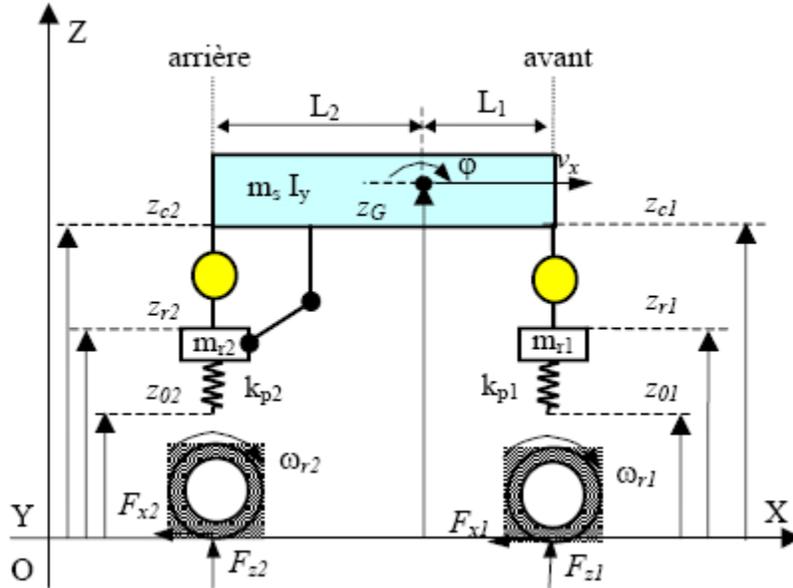


Figure 2.1 – Modèle bicyclette pour le freinage en ligne droite

Dès lors, il est possible de dissocier dans la modélisation, la dynamique longitudinale suivant l'axe X de la dynamique verticale suivant l'axe Z [Moreau2001]. L'ensemble des variables est répertorié en annexe.

2.2.1.1 - Dynamique longitudinale

2.2.1.1.1 - Description des degrés de liberté de la dynamique longitudinale

Le premier degré de liberté définit la position du centre de gravité selon l'axe X.

Les forces s'appliquant suivant cet axe sont :

- les quatre forces de freinage F_{xi} générées par les pneumatiques ;
- la composante de la force de résistance aérodynamique $F_{aéro}$ suivant l'axe X, s'appliquant par simplification au centre de gravité du véhicule.

La force aérodynamique s'exprime classiquement par :

$$F_{aéro}(t) = \frac{1}{2} \cdot \rho_{air} \cdot S \cdot C_{aéro}^x \cdot (v_x(t) + \Delta v_{vent}(t))^2 \quad (2.1)$$

qui doit être minimisée par conception aérodynamique, avec v_x la vitesse longitudinale du véhicule.

Il est alors possible d'appliquer le principe fondamental de la dynamique, au centre de gravité de la caisse, suivant l'axe X, soit :

$$m(\dot{v}_x + v_z \varphi) = \sum_{i=1}^4 F_{xi}(t) - F_{aéro}(t) \cdot \cos(\varphi(t)) \quad (2.2)$$

avec v_z la vitesse verticale du centre de gravité et φ le tangage de la caisse.

Les quatre déplacements angulaires des quatre roues du véhicule constituent quatre degrés de libertés supplémentaires. Néanmoins, eu égard aux hypothèses faites, on peut confondre les deux roues avant ainsi que les deux roues arrière dans la mesure où le véhicule n'a pas de voie. Les quatre degrés de liberté peuvent être ainsi réduits à deux.

Le principe fondamental de la dynamique en rotation suivant l'axe Y appliqué à chacune des roues conduit à une équation différentielle de la forme :

$$I_{ri} \cdot \dot{\omega}_{ri}(t) = C_{fi}(t) - r_{ri}(t) \cdot F_{xi}(t) \quad (2.3)$$

où ω_{ri} sont les vitesses de rotation des roues et C_{fi} les couples de freinage appliqués.

Il faut donc disposer d'un modèle du pneumatique décrivant les forces de freinage générées afin de compléter les deux équations précédentes. Le modèle pneumatique retenu est le modèle de Pacejka.

2.2.1.1.2 - Le modèle pneumatique quasi-statique de Pacejka en longitudinal

La description des forces générées par le pneumatique reste un domaine mal connu en dynamique véhicule. Le modèle de Pacejka [Pacejka91] donne une représentation des phénomènes quasi-statiques. Il est dit semi-empirique car des paramètres de fonctions mathématiques, sans réelle interprétation physique complète, sont identifiés sur des bancs de tests dédiés.

Pour le cas du freinage et de la traction, la force longitudinale générée par le pneumatique est fonction du glissement du pneumatique. Dans une phase de freinage, celui-ci est défini par :

$$\lambda_i(t) = 1 - \frac{r_{ri}(t) \cdot \omega_{ri}(t)}{v_{cri}(t)} \quad (2.4)$$

où v_{cri} sont les vitesses longitudinales des centres roue. Dans le cas du freinage en ligne droite, la vitesse du centre roue et la vitesse longitudinale du centre de gravité sont alors confondues.

Avec cette dernière équation, lorsque la vitesse apparente de la roue et la vitesse du centre roue sont égales, alors le glissement est nul (0%). Lorsque la roue est bloquée (par un freinage trop sévère), le glissement vaut 1 (100%). Usuellement, on parle alors de taux de glissement variant entre 0% et 100%. La force de freinage longitudinale pure est alors fonction de

l'adhérence maximale μ_i entre le pneumatique et la chaussée, de la force normale F_{zi} s'exerçant sur le pneumatique et du taux de glissement λ_i . La formule de Pacejka donne :

$$F_{xi}(t) = f_{longi}(\mu_i(t), F_{zi}(t), \lambda_i(t)) \quad (2.5)$$

La **Figure 2.2** donne à titre d'illustration la forme de la courbe à adhérence et charge normale données.

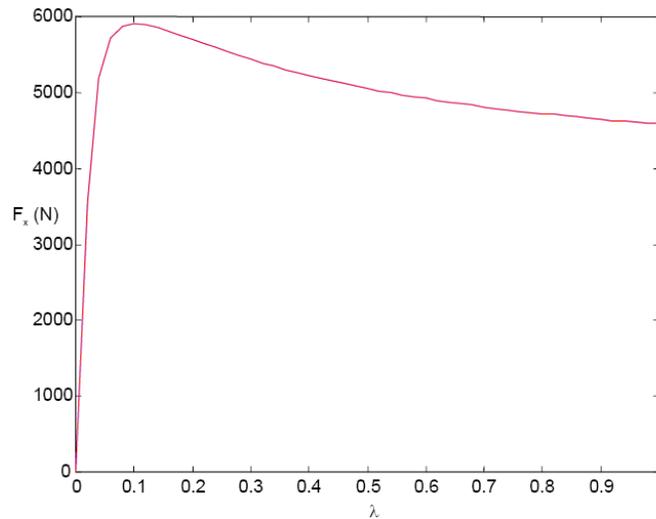


Figure 2.2 – Force de freinage générée par le pneumatique

Il est intéressant de noter, au passage, que la force de freinage maximale est atteinte à un taux de glissement donné et non au blocage de roue. Il vaut donc mieux réguler le taux de glissement autour de cette valeur optimale plutôt que bloquer la roue : c'est le rôle du système ABS, qui sera étudié au chapitre 3.

Pour caractériser la force longitudinale pure dans le modèle semi-empirique de Pacejka, treize paramètres sont nécessaires. Malheureusement, l'identification de ces paramètres pour un pneumatique n'est valable qu'à :

- une pression de gonflage donnée
- une adhérence donnée
- et une vitesse de roulage donnée.

Autant la pression de gonflage pourra être supposée connue et égale à la pression nominale dans les simulations, autant la dépendance des paramètres à l'adhérence nécessite d'être fixée vis-à-vis du jeu de paramètres utilisé. Mais, le point crucial de ce paramétrage reste sa dépendance vis-à-vis de la vitesse de roulage. Autrement dit, la force de freinage que peut

générer un pneumatique dépend elle-même de la vitesse de la roue. La majorité des travaux sur la dynamique véhicule estime que cette dépendance est faible, faute de mieux.

Cependant, des études ont montré que la dépendance est bien réelle [Harned69], [Denti2000].

Le pneumatique constitue ainsi l'incertitude majeure dans notre modèle. Il va sans dire que le constructeur de pneumatiques a une connaissance bien plus approfondie que le constructeur automobile, qu'il ne tient pas à divulguer. Tout au plus, il est possible d'avoir un jeu de paramètres identifiés pour un pneumatique, pour les conditions de pression, d'adhérence et de vitesse de roulage imposées sur banc dédié.

2.2.1.1.3 - Les modèles pneumatiques dynamiques

Le modèle de Pacejka, bien que relativement complexe, ne décrit que le comportement du pneumatique en quasi-statique. Plusieurs modélisations dynamiques peuvent être utilisées ; une étude comparative est menée dans [Porcel2001].

2.2.1.1.3.1 - Modèle pneumatique dynamique avec longueur de relaxation

Ce premier modèle dynamique vise à donner une dynamique du premier ordre au pneumatique. Physiquement, on suppose que, pour générer effectivement une force de freinage, le pneumatique doit alors se déformer. Cette déformation n'est alors possible qu'après avoir parcouru une distance en roulage. Une longueur caractéristique, dite longueur de relaxation notée σ_x , est ainsi introduite afin d'imposer une dynamique du premier ordre au taux de glissement et donc à la force de freinage générée. L'équation (2.4) est alors modifiée suivant :

$$\frac{\sigma_x}{v_{cri}} \dot{\lambda}_i(t) + \lambda_i(t) = 1 - \frac{r_{ri}(t) \cdot \omega_{ri}(t)}{v_{cri}(t)} \quad (2.6)$$

Quand la longueur de relaxation devient nulle, l'équation (2.6) devient équivalente à la définition précédente du glissement.

Cette modélisation présente l'avantage d'introduire une dynamique sans pour autant changer l'expression du modèle de Pacejka. En revanche, l'interprétation physique de la longueur de relaxation n'est pas très rigoureuse et, bien que prenant en compte la vitesse de roulage, elle ne modifie pas la dépendance de la valeur en quasi-statique contrairement à [Denti2000].

2.2.1.2 - Dynamique verticale

2.2.1.2.1 - Description des degrés de liberté de la dynamique verticale

Les efforts s'appliquant suivant l'axe vertical Z sur la caisse sont :

- les efforts de suspension F_{Si}

- les efforts dus aux trains F_{li}
- les reports de charge du au freinage
- et la composante aérodynamique $F_{aéro}$.

Le premier degré de liberté correspond à l'angle de tangage de la caisse du véhicule. L'application du principe fondamental de la dynamique en rotation sur le véhicule complet, au centre de gravité autour de l'axe Y, permet d'écrire que les mouvements de tangage de la caisse sont dus :

- aux moments engendrés par les efforts verticaux de suspension et de liaison des trains
- aux moments engendrés par les forces de freinage
- à la variation longitudinale du centre de gravité par reports de charge lors du tangage
- et au moment engendré par la force aérodynamique supposée s'appliquer au centre de gravité par soucis de simplification, soit :

$$\begin{aligned}
 I_y \cdot \ddot{\varphi}(t) = & -L_1(t)(F_{s1}(t) + F_{l1}(t)) - L_2(t)(F_{s2}(t) + F_{l2}(t)) \\
 & + L_3(t)(F_{s3}(t) + F_{l3}(t)) + L_4(t)(F_{s4}(t) + F_{l4}(t)) - \sum_{i=1}^4 z_{ci}(t) \cdot F_{xi}(t) \quad (2.7) \\
 & + \sum_{i=1}^4 (z_{ri}(t) - z_G(t)) \cdot m_{ri} \cdot (v_z(t) \dot{\varphi}(t)) + z_G(t) \cdot F_{aéro}(t)
 \end{aligned}$$

où L_i sont les empattements, z_{ci} les hauteurs des points d'ancrage de suspension à la caisse, z_{ri} ceux liés aux roues et z_G la hauteur du centre de gravité.

Le deuxième degré de liberté correspond à la variation de hauteur du centre de gravité appelée aussi pompage. Le principe fondamental de la dynamique, appliqué au centre de gravité de la caisse selon l'axe Z, permet d'écrire :

$$m_s \cdot (\dot{v}_z - v_x \cdot \dot{\varphi}) = \sum_{i=1}^4 [F_{si}(t) + F_{li}] - m_s \cdot g \cdot \cos(\varphi(t)) + F_{aéro}(t) \cdot \sin(\varphi(t)) \quad (2.8)$$

Enfin, chaque altitude des centres roue constitue un degré de liberté supplémentaire. Avec l'hypothèse d'un véhicule sans voie et comme pour les vitesses de rotations des roues, il est possible de confondre les roues droites et gauches du véhicule, ce qui permet de passer de quatre à deux degrés de liberté.

L'application du principe fondamental de la dynamique à chacune des roues en translation suivant l'axe Z donne :

$$m_{ri} \cdot \ddot{z}_{ri}(t) = -m_{ri} \cdot g \cdot \cos(\varphi(t)) - F_{si}(t) - F_{li}(t) + F_{zi}(t) \cdot \cos(\varphi(t)) \quad (2.9)$$

avec la charge normale sur le pneumatique qui est définie par :

$$F_{zi}(t) = k_{pi} \cdot (r_{li} + z_{oi}(t) - z_{ri}(t)) \quad (2.10)$$

en prenant comme modèle, pour le pneumatique, une raideur radiale équivalente dépendante de la pression de gonflage. C'est cette même charge normale sur le pneumatique qui intervient dans le modèle de Pacejka et qui joue un rôle prépondérant dans la génération de la force de freinage. En effet, si le pneumatique se décolle alors la charge devient nulle et aucune force de freinage n'est générée pour stopper le véhicule. La charge normale, soit l'appui au sol du véhicule, est primordiale car elle détermine grandement la tenue de route du véhicule.

L'équation (2.10) permet de définir le rayon du pneumatique à tout instant, soit:

$$r_{ri}(t) = z_{ri}(t) - z_{oi}(t) \quad (2.11)$$

2.2.1.2.2 - Relations entre degrés de liberté et points d'ancrage des suspensions

Il est alors évident de décrire les relations géométriques entre le pompage et le tangage et les points d'ancrage des suspensions sur la caisse [Moreau2001b]. Dans l'hypothèse de faibles angles de tangage, il vient :

$$\begin{cases} z_{c1}(t) = z_G(t) - L_1(t) \cdot \varphi(t) \\ z_{c2}(t) = z_G(t) - L_2(t) \cdot \varphi(t) \\ z_{c3}(t) = z_G(t) - L_3(t) \cdot \varphi(t) \\ z_{c4}(t) = z_G(t) - L_4(t) \cdot \varphi(t) \end{cases} \quad (2.12)$$

Il est alors possible de connaître les débattements de suspensions qui sont, par définition :

$$z_{dsi}(t) = z_{ci}(t) - z_{ri}(t) \quad (2.13)$$

expressions qui sont utiles pour la définition des efforts de liaison et des efforts générés par les suspensions.

2.2.1.2.3 - Descriptions des efforts de liaison

Les efforts de liaison sont dictés par la conception des trains du véhicule. La conception des trains est un domaine éminemment complexe et requiert tout le savoir-faire du constructeur automobile [Gay2000], [Halconrui95]. En effet, les trains ont une influence directe sur la tenue de route par le guidage du plan de roue notamment, et sur le confort par filtrage des vibrations à l'aide de cales élastiques entre les divers éléments métalliques. A ce titre, les prestations en dynamique du véhicule sont largement sujettes à une conception rigoureuse du train ; les véhicules ne bénéficient alors pas de la même réussite suivant les modèles et les constructeurs [Halconrui95].

Les effets des trains peuvent être dissociés en deux classes :

- les efforts dus à la cinématique du train, autrement dit les efforts générés lorsque la roue débat.

- les effets élasto-cinématiques qui sont dus à la présence de cales élastiques pour le filtrage et qui influent sur le guidage de la roue.

2.2.1.2.3.1 - Cinématique du train

Pour décrire le mouvement de chacune des roues, six degrés de liberté sont nécessaires. Lorsque la roue est montée et donc solidaire du train, le débattement n'est plus que l'unique degré de liberté, les plans de roue étant fonction de la technologie du train du débattement. Pour un débattement où la roue rentre dans la caisse, on parle d'attaque ; et, lorsque celle-ci s'écarte, on parle de détente.

Les effets cinématiques peuvent donc être résumés par la dépendance au débattement suivant l'axe Z (cf. **Figure 2.3**) aux variations :

- d'empattements $L_i(z_{dsi})$ suivant l'axe X
- de voie $l_i(z_{dsi})$ suivant l'axe Y
- de carrossage $\gamma_i(z_{dsi})$ par rotation autour de l'axe X
- d'enroulement $\xi_i(z_{dsi})$ par rotation autour de l'axe Y
- et de braquage $\beta_i(z_{dsi})$ par rotation autour de l'axe Z (également dépendantes du déplacement de la crémaillère pour les roues avant).

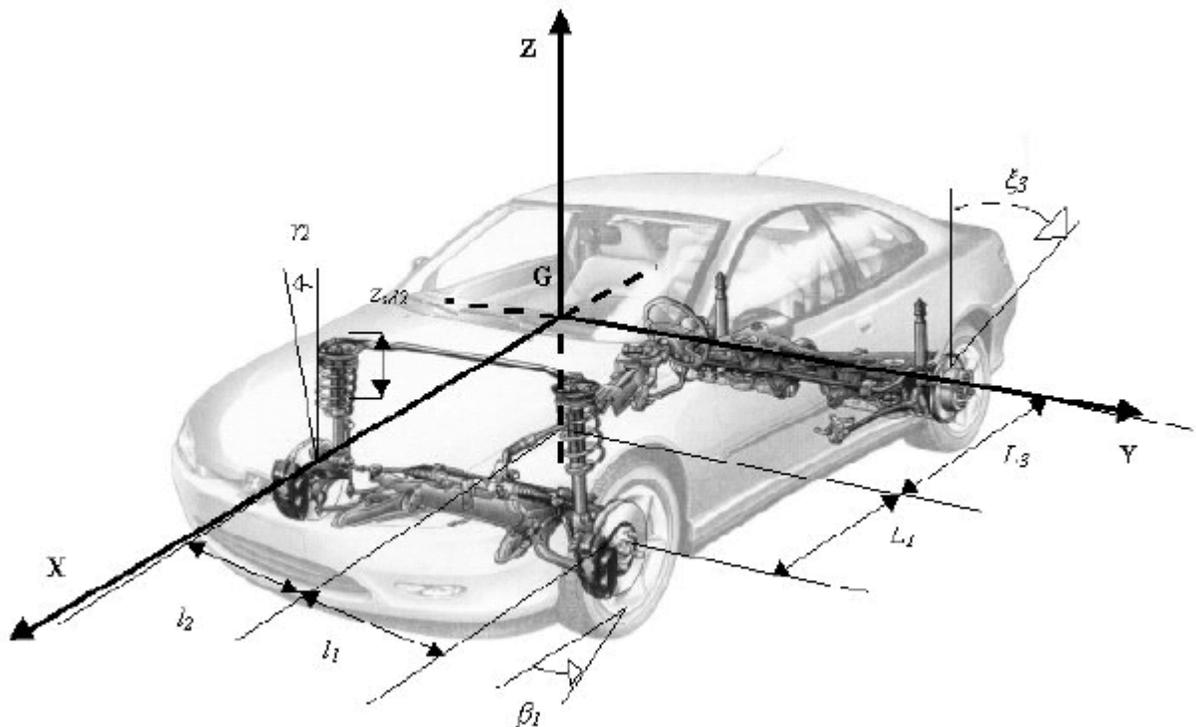


Figure 2.3 – Représentation des effets cinématiques des trains sur véhicule

Dans ce cas d'étude, seules les variations d'empattement et d'enroulement sur le pneumatique seront considérées. En effet, la voie est supposée nulle dans le freinage en ligne droite ; le carrossage est nécessairement symétrique entre droite et gauche et il n'y a pas d'action de braquage antisymétrique en ligne droite.

2.2.1.2.3.2 - Elasto-cinématique du train

Aux effets purement cinématiques du train, viennent se rajouter des effets élasto-cinématiques dus aux cales élastiques interposées entre les éléments métalliques du train.

Comme explicité précédemment, le rôle premier de ces cales est de filtrer les vibrations provenant de la route et du moteur afin d'augmenter le confort vibratoire et acoustique des passagers. Si les liaisons étaient parfaitement rigides, alors toutes les vibrations se transmettraient intégralement à la caisse provoquant un inconfort flagrant. Si, en revanche les élasticités de cales sont « trop faibles », certes le filtrage permet d'atténuer grandement les vibrations, mais la roue « flotterait » et le guidage du plan de roue ne serait plus effectif. Entre ces deux situations extrêmes, il faut donc dégager un compromis entre le confort et la tenue de route qui conduit à dimensionner les cales élastiques.

La suspension n'est ainsi plus le seul organe à assurer le confort vibratoire des passagers. Les trains participent également à cette prestation et notamment au niveau des hautes fréquences pour la suspension. Ceci est très nettement perceptible pour les véhicules haut de gamme (Peugeot 406 V6 par exemple).

La description des effets élasto-cinématiques revient donc à décrire la variation des variables précédemment dépendantes du débattement en fonction des raideurs élastiques et des efforts s'appliquant sur le train. La variation d'une des variables v_i de la roue i est due à la déformation du train, dont la souplesse équivalente résulte d'une part du train métallique et d'autre part des cales élastiques, causée par les efforts pneumatiques s'appliquant sur le train :

- de la roue (i),
- et de la roue opposée (j) du même train.

Cette variation s'exprime, dans le cas d'étude qui nous intéresse, par la formule :

$$\Delta v_i^{elasto}(F_{xi}, F_{yi}, C_{xi}, C_{yi}, C_{zi}) = S_{xi} \cdot F_{xi} + S_{Myi} \cdot C_{yi} + S_{xj} \cdot F_{xj} + S_{Myj} \cdot C_{yj} \quad (2.14)$$

où l'indice j correspond à la roue opposée sur le train, et les couples C_{yi} sont générés par la force de freinage F_{xi} par le pneumatique, soit :

$$C_{yi}(t) = z_{ri}(t) \cdot F_{xi}(t) \quad (2.15)$$

Les paramètres S_i appelés souplesses ou flexibilités sont les inverses des raideurs élastiques du train mesurés sur véhicule. A l'heure actuelle, seuls ses paramètres peuvent être

identifiés de manière découplés. Il est en revanche plus difficile de caractériser les amortissements et inerties rattachés en mouvement pour caractériser totalement les modes vibratoires des trains.

Certaines de ces souplesses sont souvent nulles dans le cas général eu égard à la technologie du train employé. Il est alors possible d'écrire en particulier :

- pour l'empattement :

$$\Delta L_i^{elasto} = S_{Lxi} \cdot F_{xi} + S_{LMyi} \cdot C_{yi} + S_{Lxj} \cdot F_{xj} \quad (2.16)$$

- pour l'enroulement :

$$\Delta \xi_i^{elasto} = S_{\xi Myi} \cdot C_{yi} \quad (2.17)$$

On pourrait croire que ces effets sont peu significatifs et que leur impact est peu important. Il n'en est rien ; les effets cinématiques et élasto-cinématiques interviennent dans les mêmes ordres de grandeur sur la dynamique véhicule. Pour des sollicitations plus sévères, les effets élasto-cinématiques viennent ajouter des effets bénéfiques dans le guidage du plan de roue augmentant sensiblement le niveau de prestations du véhicule en comportement routier.

2.2.1.2.3.3 - Impacts sur les efforts de liaison

Typiquement, l'impact des efforts de liaison se situe suivant l'axe Z. Ces derniers sont dus à la remontée des efforts à la roue vers le train du véhicule. Ils sont alors fonction du plan de roue et de la description précédente des effets cinématiques du train.

Pour l'empattement (cf. **Figure 2.4**), l'angle v_i formé par la normale n_i au plan de variation d'empattement et par le sol (axe X) décrit le rapport entre effort de freinage et effort de liaison :

$$\tan v_i = \frac{F_{li}^{empattement}}{F_{xi}} \quad (2.18)$$

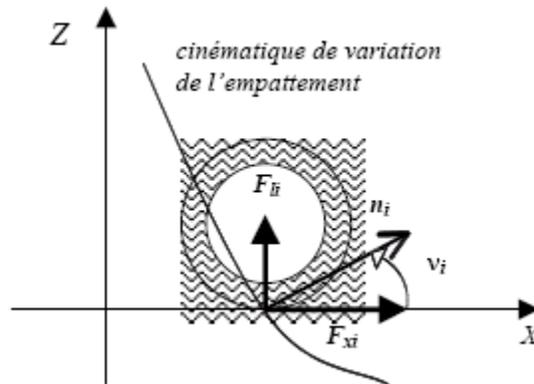


Figure 2.4 – Effort de liaison dû à la variation d'empattement

En écrivant par souci de simplification géométrique que :

$$\tan v_i = \frac{\partial L_i}{\partial z_{dsi}} \quad (2.19)$$

il vient :

$$F_{li}^{empatement}(z_{dsi}) = \pm F_{xi} \cdot \frac{\partial L_i}{\partial z_{dsi}} \quad (2.20)$$

les courbes $L_i(z_{dsi})$ étant conçues lors de la construction du train puis mesurées sur banc.

Pour l'enroulement (cf. **Figure 2.5**), en tenant le même raisonnement sur la normale au bras du train relié au centre roue, il vient :

$$F_{li}^{enroulement}(z_{dsi}) = \pm C_{fi} \cdot \frac{\partial \xi_i}{\partial z_{dsi}} \quad (2.21)$$

les courbe $\xi_i(z_{dsi})$ étant conçues lors de la construction du train puis mesurées sur banc.

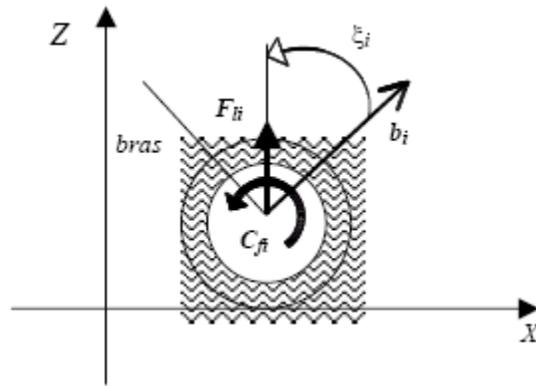


Figure 2.5 – Effort de liaison dû à la variation d'enroulement

L'effort de liaison total suivant l'axe Z est la somme de chacun de ces efforts découplés, soit :

$$F_{li}(t) = F_{li}^{enroulement} + F_{li}^{empatement} \quad (2.22)$$

2.2.1.3 - Modèle véhicule

2.2.1.3.1 - Couplages

Grâce aux équations précédentes, il est possible d'écrire le modèle précédent sous la forme d'une représentation d'état non-linéaire de la forme :

$$\dot{x} = f(x, u, p) \quad (2.23)$$

avec le vecteur d'état :

$$x(t) = \begin{pmatrix} v_x \\ \omega_1 = \omega_2 \\ \omega_3 = \omega_4 \\ z_G \\ \varphi \\ z_{r1} = z_{r2} \\ z_{r3} = z_{r4} \end{pmatrix} \quad (2.24)$$

le vecteur de commande :

$$u(t) = \begin{pmatrix} C_{f1} = C_{f2} \\ C_{f2} = C_{f4} \\ F_{S1} = F_{S2} \\ F_{S3} = F_{S4} \end{pmatrix} \quad (2.25)$$

et le vecteur de perturbations :

$$p(t) = \begin{pmatrix} \mu_1 = \mu_2 \\ \mu_3 = \mu_4 \\ z_{sol1} = z_{sol2} \\ z_{sol3} = z_{sol4} \\ \Delta v_{vent} \end{pmatrix} \quad (2.26)$$

Dans ce modèle, une liberté totale est laissée au niveau de la commande des suspensions, qui sera détaillée dans le paragraphe 2.2.3 - . Il n'en reste pas moins que ce modèle de connaissances est le plus détaillé possible (sous respect des hypothèses simplificatrices du cas d'étude), l'incertitude majeure étant due au modèle du pneumatique.

La forme analytique de la représentation n'offre pas de réel intérêt en soi sans hypothèse simplificatrice. En revanche, il est bien plus important d'en donner une représentation sous forme de schéma-blocs afin d'appréhender les divers couplages entre les dynamiques longitudinale et verticale.

La **Figure 2.6** représente le schéma bloc du modèle.

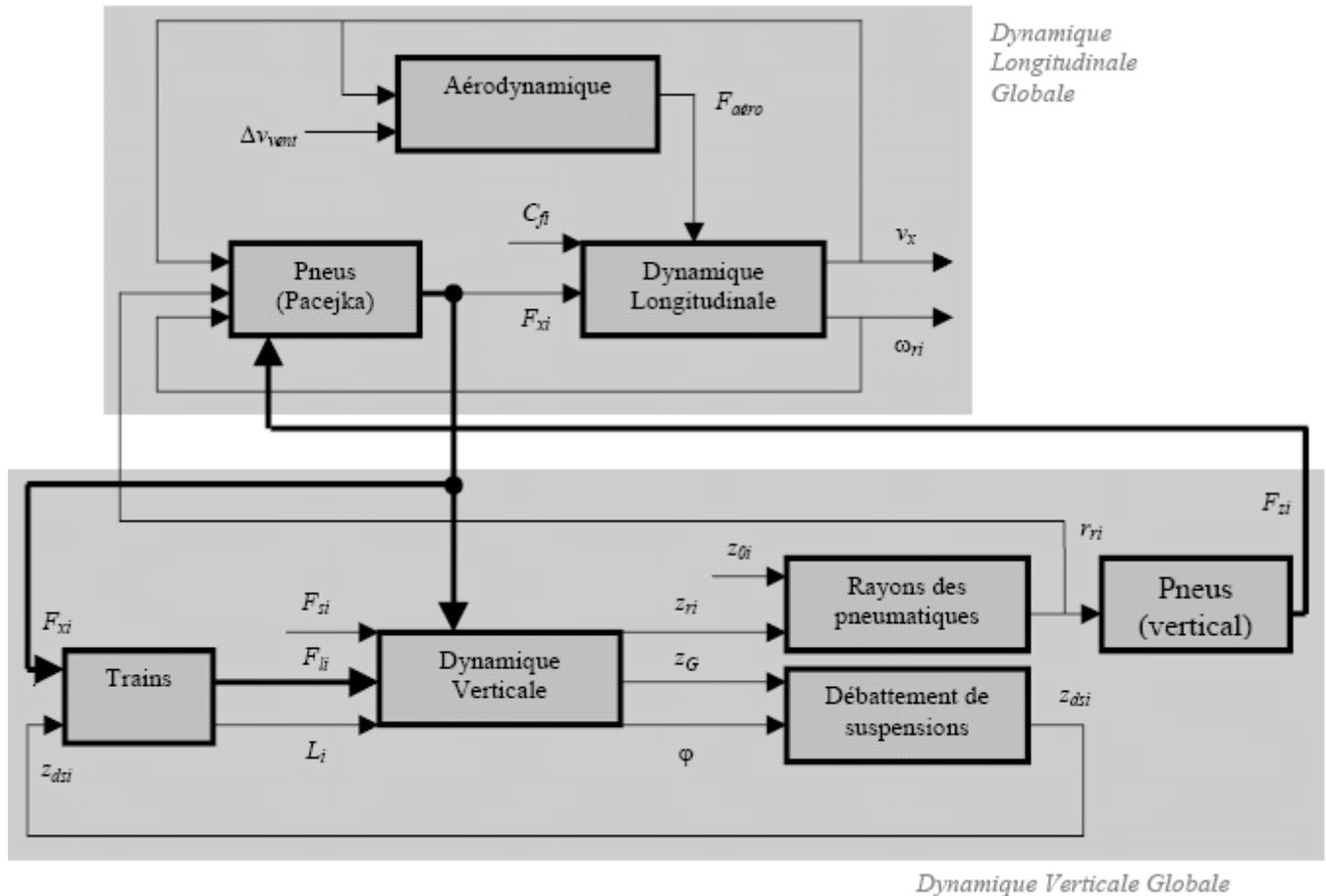


Figure 2.6 – Schéma bloc du modèle véhicule à sept degrés de liberté
(—) avec les principaux couplages

Les principaux couplages qui apparaissent sont :

- d'une part, le couplage au niveau du pneumatique entre la force de freinage générée et la charge normale sur le pneumatique qui est fonction des variations d'altitude des roues et de la caisse ;
- d'autre part, l'influence des forces de freinage sur la caisse, à la fois à travers les effets induits par le train du véhicule et également par les reports de charge qui s'exercent sur la caisse.

Les couplages induits par les trains sont contrôlés par conception. Cependant, les reports de charge agissant sur la caisse et la dépendance des forces de freinage vis-à-vis de la charge normale sur le pneumatique sont, quant à eux, des effets non désirés et pourtant toujours présents quelle que soit la conception du véhicule (cf. paragraphe 2.2.3 -).

Afin de gérer ces couplages forts entre dynamiques longitudinale et verticale et hormis la conception du train qui doit répondre à divers critères dans le comportement routier du véhicule, le système de suspension, étudié au paragraphe 2.2.3 -, représente alors la seule latitude restante au concepteur.

Afin de faciliter la compréhension dans l'étude des suspensions, deux modèles simplifiés par rapport au modèle de connaissance sont dégagés pour appréhender les effets dynamiques prépondérants.

2.2.1.3.2 - Le modèle « monoroue »

De nombreuses études théoriques [Sammier2000], [Karnopp87] ne considèrent qu'un quart de véhicule pour l'étude des suspensions : c'est le modèle « monoroue » [Hernette95].

A partir du modèle de connaissances, nous allons établir une justification de l'adoption de ce modèle simplifié. Le modèle monoroue se borne à l'étude dynamique suivant l'axe vertical Z.

L'aérodynamique est ici négligée pour simplifier sans perte de généralité, mais pourrait être intégrée dans ce modèle dans les perturbations exogènes. Les mouvements de tangage seront également supposés faibles. Sous ces hypothèses, l'équation (2.2) décrivant l'accélération du véhicule devient :

$$m_t \cdot \dot{v}_x = \sum_{i=1}^4 F_{xi}(t) \quad (2.27)$$

Le tangage du véhicule peut également être simplifié, soit :

$$\begin{aligned} I_y \cdot \ddot{\varphi}(t) = & -L_1 \cdot (F_{S1}(t) + F_{l1}(t)) - L_2 \cdot (F_{S2}(t) + F_{l2}(t)) \\ & + L_3 \cdot (F_{S3}(t) + F_{l3}(t)) + L_4 \cdot (F_{S4}(t) + F_{l4}(t)) - h \sum_{i=1}^4 F_{xi}(t) \end{aligned} \quad (2.28)$$

en supposant que les bras de levier pour les reports de charge peuvent être considérés comme quasi-constants égaux à h, et que les variations d'empattements sont négligeables par rapport à leurs valeurs nominales.

Enfin, le pompage de la caisse est régi par :

$$m_s \cdot \dot{v}_z = \sum_{i=1}^4 [F_{Si}(t) + F_{li}(t)] - m_s \cdot g \quad (2.29)$$

En notant les efforts verticaux totaux sur la caisse F_{vi} où

$$F_{vi}(t) = F_{Si}(t) + F_{li}(t) \quad (2.30)$$

les trois dernières équations simplifiées peuvent être condensées sous l'écriture matricielle :

$$\begin{pmatrix} \ddot{z}_G(t) \\ \ddot{\varphi}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{m_s} & 0 \\ 0 & \frac{1}{I_y} \end{pmatrix} \left\{ \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -L_1 & -L_2 & L_3 & L_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{v1}(t) \\ F_{v2}(t) \\ F_{v3}(t) \\ F_{v4}(t) \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} m_s \cdot g \\ h \cdot m_t \cdot \dot{v}_x \end{pmatrix} \right\} \quad (2.31)$$

L'équation (2.12) peut se résumer par une seconde écriture matricielle :

$$\begin{pmatrix} z_{c1}(t) \\ z_{c2}(t) \\ z_{c3}(t) \\ z_{c4}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & -L_1 \\ 1 & -L_2 \\ 1 & L_3 \\ 1 & L_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_G(t) \\ \varphi(t) \end{pmatrix} \quad (2.32)$$

La dérivée seconde de cette dernière équation permet d'écrire en la reportant dans (2.31) :

$$\ddot{z}_c(t) = A_m \cdot F_v(t) - \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix} g - \begin{pmatrix} L_1 \\ L_2 \\ -L_3 \\ -L_4 \end{pmatrix} \frac{h \cdot m_t}{I_y} \dot{v}_x \quad (2.33)$$

où

$$z_c(t) = \begin{pmatrix} z_{c1}(t) \\ z_{c2}(t) \\ z_{c3}(t) \\ z_{c4}(t) \end{pmatrix}, F_v(t) = \begin{pmatrix} F_{v1}(t) \\ F_{v2}(t) \\ F_{v3}(t) \\ F_{v4}(t) \end{pmatrix}, \quad (2.34)$$

Et

$$A_m = \begin{pmatrix} \frac{1}{m_s} + \frac{L_1^2}{I_y} & \frac{1}{m_s} - \frac{L_1 L_2}{I_y} & \frac{1}{m_s} - \frac{L_1 L_3}{I_y} & \frac{1}{m_s} - \frac{L_1 L_4}{I_y} \\ \frac{1}{m_s} - \frac{L_1 L_2}{I_y} & \frac{1}{m_s} + \frac{L_1^2}{I_y} & \frac{1}{m_s} - \frac{L_2 L_3}{I_y} & \frac{1}{m_s} - \frac{L_2 L_4}{I_y} \\ \frac{1}{m_s} - \frac{L_1 L_3}{I_y} & \frac{1}{m_s} - \frac{L_2 L_3}{I_y} & \frac{1}{m_s} + \frac{L_3^2}{I_y} & \frac{1}{m_s} - \frac{L_3 L_4}{I_y} \\ \frac{1}{m_s} - \frac{L_1 L_4}{I_y} & \frac{1}{m_s} - \frac{L_2 L_4}{I_y} & \frac{1}{m_s} - \frac{L_3 L_4}{I_y} & \frac{1}{m_s} + \frac{L_4^2}{I_y} \end{pmatrix} \quad (2.35)$$

En gardant l'hypothèse d'une symétrie entre gauche et droite pour le véhicule, il vient :

$$\begin{cases} L_1 = L_2 = L_{av} \\ L_3 = L_4 = L_{ar} \end{cases} \quad (2.36)$$

Deux degrés de liberté servent alors pour décrire les altitudes de caisse avant et arrière.

L'équation (2.33) peut être simplifiée par :

$$\begin{pmatrix} \ddot{z}_{cav}(t) \\ \ddot{z}_{car}(t) \end{pmatrix} = \hat{A}_m \begin{pmatrix} F_{vav}(t) \\ F_{var}(t) \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} g + \begin{pmatrix} -L_{av} \\ L_{ar} \end{pmatrix} \frac{h.m_t}{I_y} \dot{v}_x \quad (2.37)$$

avec

$$\hat{A}_m = \begin{pmatrix} \frac{1}{m_s} + \frac{L_A^2}{I_y} & \frac{1}{m_s} - \frac{L_{av}L_{ar}}{I_y} \\ \frac{1}{m_s} - \frac{L_{av}L_{ar}}{I_y} & \frac{1}{m_s} + \frac{L_A^2}{I_y} \end{pmatrix} \quad (2.38)$$

Les termes non diagonaux de cette matrice représentent ainsi les seuls termes de couplage entre l'avant et l'arrière du véhicule. Il existe une valeur particulière de la masse suspendue pour laquelle ces termes s'annulent, soit :

$$m_s^0 = \frac{I_y}{L_{av}L_{ar}} \quad (2.39)$$

Soit, le système devient :

$$\begin{pmatrix} \ddot{z}_{cav}(t) \\ \ddot{z}_{car}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{m_{sav}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_{sar}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{vav}(t) \\ F_{var}(t) \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} g + \begin{pmatrix} F_{0av}(t) \\ F_{0ar}(t) \end{pmatrix} \quad (2.40)$$

avec :

$$\begin{cases} m_{sav} = \frac{L_{ar}}{L_{av}+L_{ar}} m_s^0 \\ m_{sar} = \frac{L_{av}}{L_{ar}+L_{ar}} m_s^0 \end{cases} \quad (2.41)$$

et

$$\begin{cases} F_{0av}(t) = -L_{av} \frac{h.m_s^0.m_t^0}{I_y} \dot{v}_x \\ F_{0ar}(t) = +L_{ar} \frac{h.m_s^0.m_t^0}{I_y} \dot{v}_x \end{cases} \quad (2.42)$$

Ce système est alors entièrement découplé pour la dynamique verticale entre l'avant et l'arrière du véhicule. Les masses équivalentes décrites par l'équation (2.41) correspondent à la répartition statique de la masse suspendue sur les trains avant et arrière du véhicule. Il faut également noter que les forces F_{0i} dues au report de charge pendant les phases de freinage ou d'accélération peuvent être interprétées comme des perturbations exogènes vues du modèle monoroue.

Lorsque le concepteur a le choix de placer la suspension avec des masses et des inerties connues, on peut alors adapter les points d'ancrage de façon à vérifier l'équation précédente

permettant d'annuler les couplages inertiels [Ramus2001]. Dans le contexte de la dynamique véhicule, il n'est pas possible de choisir librement les points d'ancrage de la suspension. Même si cela était possible, la masse suspendue varie selon l'état de chargement et l'hypothèse d'empattement fixe bien que justifiée au premier ordre n'est pas vérifiée dans la réalité. Ainsi, les termes de couplage diagonaux apparaissent. Néanmoins, il est possible de quantifier leurs valeurs relatives pour l'ensemble des configurations des véhicules. En écrivant que la masse suspendue est égale à la masse nominale à une incertitude multiplicative près, soit :

$$m_s = m_s^0 \cdot (1 + \delta_m) \quad (2.43)$$

la matrice \dot{A}_m peut être alors réécrite sous la forme :

$$\dot{A}_m = \frac{1}{m_s} \begin{pmatrix} 1 + (1 + \delta_m) \frac{L_{av}}{L_{ar}} & \delta_m \\ \delta_m & 1 + (1 + \delta_m) \frac{L_{ar}}{L_{av}} \end{pmatrix} \quad (2.40)$$

Sous cette forme, il est facile de déduire l'erreur relative entre les termes non diagonaux et diagonaux. Pour une masse suspendue plus faible de 20% que la masse nominale, l'erreur relative est voisine de 20%.

Ainsi, les interactions dues aux termes de couplage sont négligées en première approximation. On peut donc considérer le véhicule comme deux systèmes monoroue disjoints dans une première phase (cf. **Figure 2.7**). Il faut alors vérifier la concordance du système complet a posteriori : c'est l'accord avant-arrière de la suspension du véhicule.

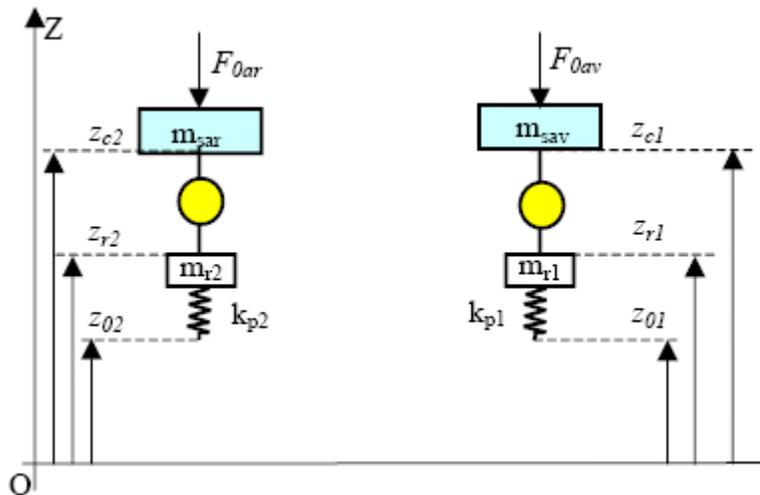


Figure 2.7 – Modèle véhicule simplifié avec deux modèles mono-roue disjoints

2.2.1.3.3 - Le cas particulier du bras tiré

La complexité des efforts de liaison générés par les trains est souvent simplifiée afin de revenir à un modèle plus simple comprenant seulement l'effort dû à un bras tiré [Halconrui95], représenté **Figure 2.8**.

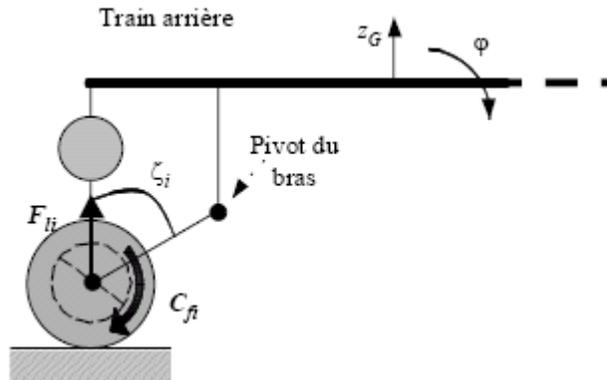


Figure 2.8 – Schéma du bras tiré sur le train arrière

Sur la plupart des véhicules Citroën à suspension oléopneumatique (de la DS à la C5), le train arrière peut être effectivement décrit par un bras tiré, où la variation d'enroulement du train arrière en fonction du débattement permet de générer un effort de liaison s'opposant au tangage de la caisse. Cet effet porte également le nom d'effet Brouilhet [Halconrui95], [Gay2000] où les efforts du train ont une influence sur les mouvements de la caisse du véhicule.

On pourrait penser que ce modèle n'est valable que pour ces véhicules, la plupart des véhicules Peugeot étant à technologie multi-bras (Peugeot 605, 406). Sans pour autant vouloir faire office d'un quelconque théorème, lors d'une phase de freinage en ligne droite, les trains à base de multi-bras sont conçus de manière à obtenir le même effet Brouilhet que le bras tiré.

Afin de discerner le phénomène, l'effort de liaison est purement cinématique et du uniquement à la variation d'enroulement ; l'équation (2.22) devient :

$$F_{li}(t) = F_{li}^{enroulement}(t) = C_{fi} \cdot \frac{\partial \xi_i}{\partial z_{dsi}} \quad (2.45)$$

pour les roues arrières uniquement. En supposant également que la variation d'enroulement vis-à-vis du débattement de la roue est constante, soit :

$$\frac{\partial \xi_i}{\partial z_{dsi}}(z_{dsi}(t)) = \frac{1}{d_i} \quad (2.46)$$

où d_i représente la longueur du bras de levier équivalente, alors, l'équation (2.45) se simplifie sous la forme :

$$F_{li}(t) = \frac{C_{fi}(t)}{d_i} \quad (2.47)$$

Une dernière approximation consiste à négliger la dynamique de rotation de la roue (de l'ordre de 20 Hz) devant la dynamique des mouvements de caisse (de l'ordre de 1 Hz).

L'équation (2.3) permet alors d'écrire que :

$$C_{fi}(t) - r_{ri}(t).F_{xi}(t) = 0 \quad (2.48)$$

Il vient finalement pour le train arrière :

$$F_{li}(t) = \frac{r_{ri}(t)}{d_i} F_{xi}(t) \quad (2.49)$$

Les effets dus au train avant dans une phase de freinage peuvent être négligés dans un premier temps. En revanche, lors d'une phase d'accélération (qui ne sera pas étudiée explicitement ici), les effets Brouilhet dus à la variation d'empattement du train avant sont alors prépondérants.

En appliquant l'équation précédente à la dynamique verticale de la caisse sans aérodynamique, il vient pour le mouvement de tangage :

$$\begin{aligned} I_y \ddot{\varphi}(t) = & -L_1(t).F_{s1}(t) - L_2(t).F_{s2}(t) + L_3(t).F_{s3}(t) + L_4(t).F_{s4}(t) \\ & - z_{c1}(t).F_{x1}(t) - z_{c2}(t).F_{x2}(t) \\ & + \left(\frac{r_{r3}(t)}{d_3} - z_{c3}(t) \right).F_{x3}(t) + \left(\frac{r_{r4}(t)}{d_4} - z_{c4}(t) \right).F_{x4}(t) \end{aligned} \quad (2.50)$$

et pour le mouvement de pompage :

$$m_s.(\dot{v}_z - v_x.\dot{\varphi}) = \sum_{i=1}^4 F_{si}(t) + \sum_{j=3}^4 \frac{r_{rj}(t)}{d_j} F_{xj}(t) - m_s.g.\cos(\varphi(t)) \quad (2.51)$$

Ainsi, la présence du bras tiré permet de limiter le mouvement de tangage du aux reports de charge lors du freinage [Guillemard96].

2.2.2 - Modélisation du profil routier

Avant de décrire le rôle de la suspension dans la dynamique du véhicule, il est auparavant intéressant de disposer d'une modélisation du profil routier. En effet, le fait que la route présente

un profil non plan influe, comme chacun le sait, sur le confort des passagers (ressenti des vibrations) et sur la tenue de route (décollement des roues sur des bosses) et sur la sécurité (crevaison des pneumatiques).

Deux types d'approches sont possibles pour cette modélisation. Une première est dite stochastique car elle s'intéresse à la variation d'altitude du sol comme mouvement brownien ; une deuxième est dite déterministe décrivant alors des obstacles isolés.

2.2.2.1 - Modèles stochastiques

Un modèle stochastique, historiquement introduit dans [Dodds73], considère que la vitesse d'élongation verticale du profil routier $\dot{z}_0(t)$ est un bruit blanc de densité spectrale de puissance (DSP) dépendante de la vitesse v_x du véhicule, soit :

$$\hat{S}_{z_0} = DSP(\dot{z}_0(t)) = h_{sol} \cdot v_x \quad (2.54)$$

où h_{sol} est un paramètre image de la rugosité de la route.

Ainsi, plus la vitesse du véhicule augmente et plus l'amplitude des perturbations provenant de la route est importante. Il est alors aisé de remarquer que cette modélisation est un cas particulier de la relation (2.53) :

$$\hat{S}_{z_0} = S_{z_0} \left(\omega \ll \omega_0, v_1 = 1, H_0 = \omega_0 \sqrt{\frac{h_{sol} v_x}{c}} \right) \quad (2.55)$$

2.2.2.2 - Modèles déterministes

Un complément aux modèles stochastiques qui tentent de traduire la diversité des profils routiers est l'utilisation de modèles déterministes permettant de décrire des situations particulières. Un « dos d'âne », un trottoir à franchir se prêtent bien à cette description.

Un profil périodique constitué par des pavés est un cas sévère lors du freinage en ligne droite, pouvant amener à décoller les roues. C'est ce profil représenté en **Figure 2.9** qui est utilisé dans la suite pour analyser l'influence de la suspension sur la sécurité et le confort.

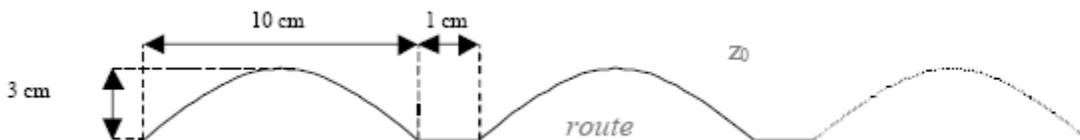


Figure 2.9 – Profil routier périodique de pavés

2.2.3 - Systèmes de suspension

La suspension du véhicule est un des organes qui a bénéficié de nombreuses études théoriques et pratiques lors des vingt dernières années [Hrovat97], [Karnopp87], [Alirand91], [Hernette95]. De nombreuses déclinaisons technologiques sont possibles. Dans cette étude, nous rappelons le rôle de la suspension ainsi que les compromis auxquelles elle doit faire face. L'exemple de la suspension oléopneumatique Citroën sert de base illustrative et les inconvénients inhérents à ce système sont corrigés par une nouvelle version de la suspension CRONE dite hybride.

2.2.3.1 - Rôle de la suspension

L'organe de suspension a été conçu historiquement pour assurer deux fonctions principales : l'isolation vibratoire de la caisse et l'atténuation du rebond de roue pour améliorer la tenue de route sur sol dégradé.

2.2.3.1.1 - L'amélioration du confort vibratoire

La plupart des vibrations provenant de la route se transmettent à la caisse et donc aux passagers via les organes de la liaison au sol. Le rôle de la suspension est alors de filtrer autant que possible ces vibrations, améliorant ainsi le confort des occupants. Néanmoins, la physiologie du corps humain n'offre pas la même sensibilité suivant les fréquences transmises. On note que l'abdomen par exemple présente une fréquence de résonance entre 4 et 8 Hz [Moreau95]. De même, en dessous de 1 Hz, la cinétose apparaît, phénomène plus connu sous le nom de « mal de mer » [Guillemard96]. La suspension doit donc filtrer au mieux les fréquences au-delà de 1 Hz sans agir trop précocement pour ne pas déclencher de cinétose.

Comme cela a été souligné précédemment, les cales élastiques composant les trains du véhicule permettent également de filtrer les vibrations provenant de la route et des autres sources d'excitation (moteur, etc.). Ainsi, la suspension n'est pas l'unique organe utilisé pour le filtrage, et, le rôle des cales élastiques est excessivement important au-delà de 10 Hz.

On note qu'une suspension de raideur faible dite « souple » favorise le filtrage et améliore le confort vibratoire, mais diminue la tenue de caisse, c'est-à-dire le confort basse fréquence.

2.2.3.1.2 - L'amélioration de la tenue de route

Afin de générer les forces de guidage et de traction, le pneumatique doit supporter une charge normale, comme décrit par le modèle de Pacejka (cf. paragraphe 2.2.1.1.2 -). Sur un sol dégradé, le battement de roue fait varier la charge normale dynamique. Au pire, si la roue est décollée, alors le pneumatique ne générera plus aucune force de traction/freinage ou de guidage.

La suspension permet alors d'atténuer les variations de charge normale sur le pneumatique (sans pour autant pouvoir les annuler).

Une suspension de raideur élevée dite « ferme » permet alors d'atténuer fortement les débattements verticaux et privilégie donc la tenue de route.

2.2.3.1.3 - La gestion du dilemme confort - tenue de route

Les conclusions précédentes sont donc antinomiques. Il n'est pas possible d'avoir une suspension permettant d'avoir simultanément confort et tenue de route optimaux [Hrovat97]. Les outils de la commande CRONE optimale ont permis de démontrer mathématiquement ce résultat en particulier [Moreau95]. Il est donc nécessaire de dégager un compromis entre le confort et la tenue de route d'un véhicule que ce soit dans le cadre du dimensionnement d'un système passif ou actif.

Lorsqu'un compromis acceptable est déterminé, la suspension doit également permettre :

- de minimiser les variations des charges nominales sur les pneumatiques permettant ainsi d'assurer la motricité et la stabilité du véhicule ;
- d'agir dans les courses de débattement imposées par construction ;
- de maintenir l'assiette du véhicule dans des limites acceptables pour la conduite du conducteur ;
- de maintenir la caisse à une hauteur minimale malgré les différents chargements possibles ;
- etc.

2.2.3.2 - Suspension oléopneumatique

Pour illustrer notre propos, la suspension oléopneumatique sert de base à notre étude.

2.2.3.2.1 - Principe de fonctionnement

Le système, représenté **Figure 2.10**, est composé d'un correcteur d'assiette et d'une sphère comprenant à la fois du gaz et de l'huile séparés par une membrane imperméable, justifiant l'appellation de suspension oléopneumatique.

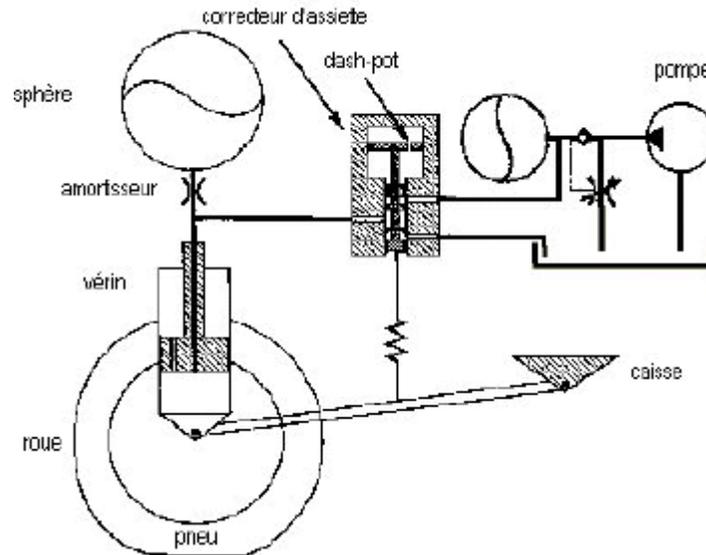


Figure 2.10 – Schéma de la suspension oléopneumatique

L'azote qui est comprimé par le déplacement d'huile dans le vérin lors du débattement de suspension joue le rôle de ressort grâce à la compressibilité du gaz. Le passage de l'huile à travers des orifices est contraint par des clapets de raideurs prédéfinis (cf. **Figure 2.15**), permettant ainsi d'amortir les mouvements de la caisse et de la roue.

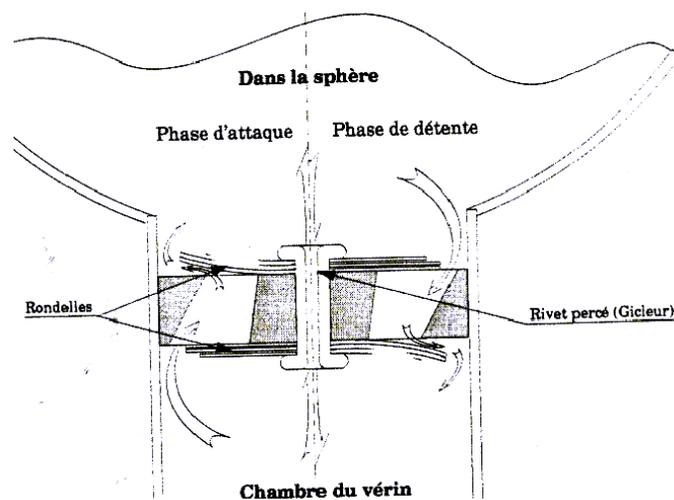


Figure 2.11 – Détails de l'amortisseur de suspension oléopneumatique

Le correcteur d'assiette permet, quant à lui, de réguler le débattement de la suspension autour d'une valeur sensiblement égale à la moitié de sa course. En effet, lors d'un chargement du véhicule, la caisse s'affaisse, mais, le déplacement du tiroir par l'intermédiaire du bras de suspension permet de réinjecter un volume d'huile provenant de l'accumulateur. Ce volume

d'huile rehausse la pression de suspension et permet de contrecarrer l'affaissement de la caisse en la maintenant à une hauteur constante malgré la variation de charge.

2.2.3.2.2 - Modélisation

D'après les conclusions sur le modèle de connaissances, il est possible de ramener l'étude à deux modèles monoroue pour l'avant et l'arrière du véhicule respectivement.

2.2.3.2.2.1 - Mise en équation

Le modèle monoroue (cf. paragraphe 2.2.1.3.2 -) s'intéresse aux mouvements verticaux de la roue et de la caisse, comme décrit par la **Figure 2.12**.

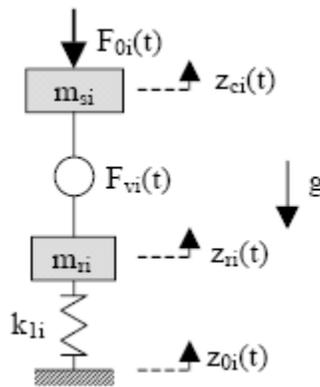


Figure 2.12 – Schéma du modèle mono-roue

En reprenant l'équation (2.41), l'équation différentielle qui décrit le comportement dynamique de la caisse devient :

$$m_{si} \cdot \ddot{z}_{ci}(t) = F_{vi}(t) - m_{si} \cdot f + F_{0i}(t) \quad (2.56)$$

L'équation différentielle qui décrit le comportement dynamique de la roue devient quant à elle :

$$m_{ri} \cdot \ddot{z}_{ri}(t) = -F_{vi}(t) - m_{ri} \cdot g + F_{zi}(t) \quad (2.57)$$

avec la force normale agissant sur le pneumatique qui est toujours égale à

$$F_{zi}(t) = k_{pi} \cdot (r_{li} + z_{oi}(t) - z_{ri}(t)) \quad (2.58)$$

Il reste à décrire la force développée par la suspension.

2.2.3.2.2.2 - Force développée par la suspension hydraulique

La suspension développe un effort fonction de son débattement. Cet effort est du :

- à la sphère de suspension qui crée une raideur équivalente de suspension
- à l'amortisseur de suspension
- et au correcteur d'assiette.

La force de raideur développée par la sphère est :

$$F_{si}^{sphère}(t) = k_{2i}(z_{dsi}(t)) \cdot z_{dsi}(t) \quad (2.59)$$

où k_{2i} est une raideur non-linéaire dépendant notamment du débattement de suspension.

Comme écrit précédemment, la force développée par l'amortisseur est due à la restriction hydraulique lors du passage d'huile entre la sphère et le vérin de suspension. Le phénomène prépondérant considéré est le frottement visqueux non-linéaire dicté par le choix des clapets, soit:

$$F_{si}^{amort}(t) = b_{2i}(\dot{z}_{dsi}(t)) \cdot \dot{z}_{dsi}(t) \quad (2.60)$$

Le correcteur d'assiette a pour but de réguler la hauteur de la caisse en injectant ou en retranchant de l'huile de suspension grâce à un distributeur. Ce distributeur est alimenté en haute pression par un accumulateur qui est remis automatiquement sous pression par une pompe hydraulique et un conjoncteur-disjoncteur. Le distributeur peut également évacuer du liquide par retour à la bache. Le débit de suspension est alors fonction du débattement de suspension et de la cinématique du au bras de suspension qui agit sur le distributeur, soit [Hernette95] :

$$q_{si}(t) = \lambda_{2i} \cdot (z_{ri}(t) - z_{ci}(t)) \quad (2.61)$$

L'injection d'huile sous pression a donc pour effet de pousser le vérin de suspension, d'où la position verticale du vérin est dictée par :

$$z_{vi}(t) = z_{ri}(t) + \frac{1}{S_{vi}} \cdot \int q_{si}(t) dt \quad (2.62)$$

Remarque

Il est également possible de tenir compte de la dynamique du distributeur imposée par le déplacement du tiroir par [Moreau2002] :

$$\tau_{distributeur} \cdot \dot{q}_{si}(t) + q_{si}(t) = \lambda_{2i} \cdot (z_{ri}(t) - z_{ci}(t)) \quad (2.63)$$

La force générée par la suspension est alors :

$$F_{si}(t) = F_{si}^{sphère}(t) + F_{si}^{amort} \quad (2.64)$$

soit

$$F_{si}(t) = k_{2i} \cdot z_{dsi}(t) + b_{2i} \cdot \dot{z}_{dsi}(t) \quad (2.65)$$

En introduisant l'équation (2.62) dans la relation (2.65), celle-ci peut être réécrite sous la forme :

$$F_{si}(t) = k_{2i} \cdot (z_{ri}(t) - z_{ci}(t)) + b_{2i} \cdot (\dot{z}_{ri}(t) - \dot{z}_{ci}(t)) + F_{si}^{corr}(t) \quad (2.66)$$

avec

$$F_{si}^{corr}(t) = \frac{b_{2i}}{s_{vi}} \cdot q_{si}(t) + \frac{k_{2i}}{s_{vi}} \cdot \int q_{si}(t) dt \quad (2.67)$$

la force développée par le correcteur d'assiette.

Il existe donc une équivalence directe entre l'activation en débit q_{si} et l'effort F^{corr} du correcteur d'assiette.

2.2.3.2.2.3 - Modèle linéarisé

Le modèle précédent peut être linéarisé autour du point d'équilibre statique [Moreau95], [Sammier2000], [Karnopp87].

Dans une première étape, il faut calculer le point d'équilibre statique du modèle. Pour ce faire, la raideur de suspension est linéarisée autour du point d'équilibre statique [Guillemard96] :

$$k_{2i}^{lin} = \frac{\gamma(m_{si}g)^2}{P_{0i}V_{0i}} \quad (2.68)$$

où P_{0i} et V_{0i} sont respectivement les pression et volume de tarage de la sphère de suspension.

L'hypothèse d'une transformation adiabatique permet de couvrir un large domaine de fonctionnement [Alirand91]. Néanmoins, ceci n'est vrai qu'à partir d'une certaine fréquence d'excitation où les échanges de chaleur n'ont pas le temps de se réaliser. On pourrait revenir sur cette hypothèse, car, dans la réalité, le gaz subit une transformation polytropicque. Il existe une fréquence de coupure liée au comportement thermique de la sphère.

L'ensemble des équations régissant le modèle mono-roue est alors réécrit à l'équilibre

$$F_{vi}^{éq} = m_{si} \cdot g \quad (2.69)$$

et pour la masse non suspendue :

$$F_{zi}^{éq} = F_{vi}^{éq} + m_{ri} \cdot g \quad (2.70)$$

De plus, en supposant que seule la suspension agit lors de l'équilibre statique, alors :

$$F_{vi}^{éq} = F_{si}^{éq} \quad (2.71)$$

La force développée à l'équilibre statique par la suspension peut donc s'écrire en vertu de l'équation (2.68) :

$$F_{si}^{éq} = k_{2i}^{lin} \cdot (z_{ri}^{éq} - z_{ci}^{éq}) + F_{si}^{corr\ éq} \quad (2.72)$$

L'écriture de la charge statique sur le pneumatique devient :

$$F_{zi}^{\acute{e}q} = k_{pi} \cdot (r_{li} + z_{0i}^{\acute{e}q} - z_{ri}^{\acute{e}q}) \quad (2.73)$$

La résolution de ce système donne les positions verticales des deux masses à l'équilibre, soit

$$\begin{cases} z_{ri}^{\acute{e}q} = r_{li} + z_{0i}^{\acute{e}q} - \frac{(m_{ri} + m_{si}) \cdot g}{k_{pi}} \\ z_{ci}^{\acute{e}q} - z_{ri}^{\acute{e}q} = \frac{F_{si}^{corr \acute{e}q} - m_{si} \cdot g}{k_{zi}} \end{cases} \quad (2.74)$$

La position d'équilibre du centre roue est entièrement imposée par la charge totale pesant sur le pneumatique, alors que la position statique de la caisse peut être modifiée par l'action du correcteur d'assiette.

Les positions peuvent être exprimées comme de petits déplacements autour du point d'équilibre statique :

$$\begin{cases} z_{ri}^d(t) = z_{ri}(t) - z_{ri}^{\acute{e}q} \\ z_{ci}^d(t) = z_{ci}(t) - z_{ci}^{\acute{e}q} \end{cases} \quad (2.75)$$

En faisant également l'hypothèse de faibles vitesses de débattement, l'amortissement de suspension peut être linéarisé, soit :

$$b_{2i}^{lin} = b_{2i} (\dot{z}_{vi}(t) - \dot{z}_{ci}(t)) \Big|_{\dot{z}_{vi}(t) - \dot{z}_{ci}(t) \rightarrow 0} \quad (2.76)$$

Le modèle est donc linéarisé autour du point d'équilibre statique ; le poids n'apparaît plus ainsi dans les équations.

Soit, pour la caisse :

$$m_{si} \cdot \ddot{z}_{ci}^d(t) = F_{si}^{lin}(t) + F_{li}(t) + F_{0i}(t) \quad (2.77)$$

pour la roue :

$$m_{ri} \cdot \ddot{z}_{ri}^d(t) = -F_{si}^{lin}(t) + F_{li}(t) + F_{zi}^{lin}(t) \quad (2.78)$$

avec la force normale :

$$F_{zi}^{lin}(t) = k_{pi} \cdot (z_{0i}(t) - z_{ri}(t)) \quad (2.79)$$

et la force linéaire développée par la suspension devient :

$$F_{si}^{lin}(t) = K_{Psi} \cdot (z_{ri}^d(t) - z_{ci}^d(t)) + K_{Isi} \int (z_{ri}^d(t) - z_{ci}^d(t)) dt + K_{Dsi} \cdot (\dot{z}_{ri}^d(t) - \dot{z}_{ci}^d(t)) \quad (2.80)$$

avec

$$\begin{cases} K_{Psi} = k_{2i} + \frac{\lambda_{2i}}{s_{vi}} b_{2i} \\ K_{I_{si}} = \frac{\lambda_{2i}}{s_{vi}} k_{2i} \\ K_{D_{si}} = b_{2i} \end{cases} \quad (2.81)$$

La force générée par la suspension oléopneumatique représente une action de type PID fonction uniquement du débattement de suspension.

La suspension décrite à présent sous la forme d'un bouclage par rétroaction, il est donc trivial de dire que l'action intégrale doit être limitée en fréquence afin de ne pas déstabiliser le système. Ceci est réalisé en pratique par le dimensionnement des sections de laminage du dash-pot représenté en **Figure 2.10**. Néanmoins, limiter l'action intégrale revient à ne pas pouvoir compenser les perturbations dynamiques au-delà d'une certaine fréquence. C'est malheureusement le cas des reports de charge que le correcteur d'assiette ne compense pas dans la pratique.

La transformée de Laplace de l'équation (2.80) sous hypothèse de conditions initiales nulles permet d'établir la fonction de transfert force – débattement de la suspension, soit :

$$C_{si}(s) = \frac{F_{si}^{lin}(s)}{Z_{ri}^d(s) - Z_{ci}^d(s)} = K_{Psi} + \frac{K_{I_{si}}}{s} + K_{D_{si}}s \quad (2.82)$$

Le schéma fonctionnel de la **Figure 2.13** est une traduction graphique des deux équations (2.77) et (2.78) qui décrivent le comportement dynamique de la caisse et de la roue autour de la position d'équilibre statique. Ce schéma fait apparaître deux sous-systèmes « naturellement » bouclés. Il présente un intérêt pour l'analyse de la dynamique verticale d'un véhicule de tourisme. En effet, pour ce type de véhicule, les dynamiques de roue (sous-système rapide) et de caisse (sous-système lent) sont parfaitement découplées puisque le mode de roue se situe environ autour de 15 Hz et le mode de caisse au voisinage de 1 Hz.

Ainsi l'influence de la suspension sur la roue et sur la caisse peut être analysée séparément [David2001]. Avec cette représentation, il est notamment facile de montrer que la suspension vis-à-vis de la caisse a le même rôle que le correcteur d'une boucle de commande [Moreau95], [Ramus2001] où le procédé à réguler est défini par :

$$G_i(s) = \frac{Z_{ci}^d(s)}{F_{si}^{lin}(s)} = \frac{1}{m_{si} \cdot s^2} \quad (2.83)$$

$$Q = \frac{2\sqrt{2}\zeta_{si}^2}{\sqrt{1+8\zeta_{si}^2-1-4\zeta_{si}^2+8\zeta_{si}^4}} \quad (2.84)$$

avec le coefficient d'amortissement réduit

$$\zeta_{si} = \frac{b_{2i}}{2\sqrt{k_{2i}m_{2i}}} \quad (2.85)$$

A titre de comparaison, les variations des facteurs de résonance respectifs aux suspensions mécanique et hydraulique en fonction de la masse suspendue sont représentées sur la **Figure 2.20**.

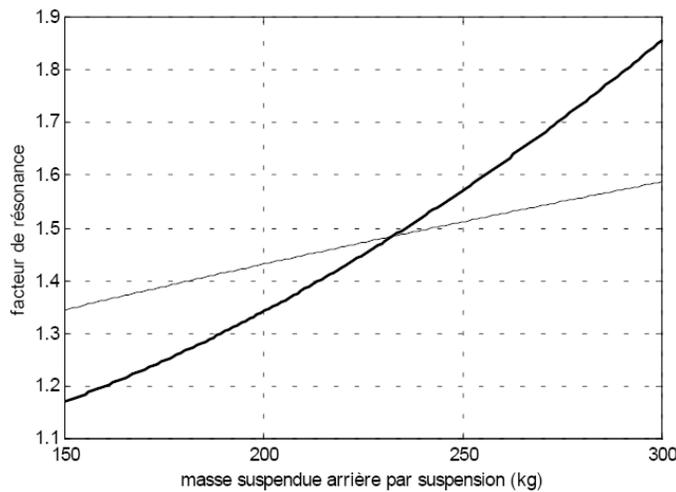


Figure 2.14 – Variation du facteur de résonance pour (—) une suspension mécanique et (—) une suspension oléopneumatique

La variation du facteur de résonance en fonction de la masse suspendue est donc plus importante pour une suspension oléopneumatique. Ainsi, la suspension hydraulique présente un comportement dynamique plus assujéti à l'état de charge du véhicule, ce qui peut constituer un inconvénient dans l'agrément de conduite.

2.2.3.2.4 - Résumé des inconvénients du système

La suspension oléopneumatique, bien que possédant des avantages intrinsèques forts, possède deux inconvénients :

- le correcteur d'assiette par son action nécessairement lente ne peut seulement rejeter que les perturbations dues aux variations de chargements (montées et descentes de bagages et de passagers) et non celles dues aux reports de charge (ayant une dynamique liée aux mouvements de caisse) ;
- le facteur d'amortissement est fortement influencé par l'état de chargement du véhicule.

La première difficulté a été surmontée avec la suspension Hydractive III équipant la Citroën C5. Le système mécanique du correcteur de hauteur a laissé place à une électrovanne tout ou rien piloté par un micro-contrôleur (inclus dans le boîtier de servitude intelligent Citroën). Il est donc possible de modifier à volonté la hauteur de caisse sans risque de déstabiliser la commande.

Dans la suite, une solution alternative est proposée où des servo-valves proportionnelles, plus coûteuses que des électrovannes « tout ou rien », permettent également de contrer les mouvements de caisse dus aux reports de charge.

La deuxième difficulté peut être également surmontée par l'utilisation de la suspension CRONE [Oustaloup96].

2.2.3.3 - Suspension pilotée

La suspension pilotée se présente comme une alternative aux suspensions actives. De part son coût et sa demande énergétique moindres, elle a bénéficié de nombreux développements technologiques [Abadie98], [Nakayama96] et de synthèses de lois de commande [Moreau95],[Sammier2000].

Le principal intérêt des suspensions pilotées réside dans le fait que l'on pilote seulement l'énergie dissipée à travers l'amortisseur de suspension. Ainsi, seule une énergie de commande est nécessaire, très souvent dérisoire par rapport à la puissance demandée par une solution active. En contre partie, la suspension pilotée a un potentiel bien moindre quant aux forces générées.

2.2.3.3.1 - Technologies d'amortisseurs pilotés

On peut dénombrer deux types de suspensions pilotées utilisant toutes, des amortisseurs pilotés.

Le premier type se base sur des amortisseurs variables pilotés à plusieurs lois d'amortissement [Nakayama96]. Pour chaque loi, correspond une ouverture sélective des clapets laissant passer l'huile de l'amortisseur et formant une restriction donnée. Ouverture et fermeture des clapets sont commandées par un moteur pas à pas. Cette technologie permet ainsi de faire apparaître plusieurs lois d'amortissement sélectionnées en temps-réel par la commande de suspension, comme présenté en **Figure 2.15**.

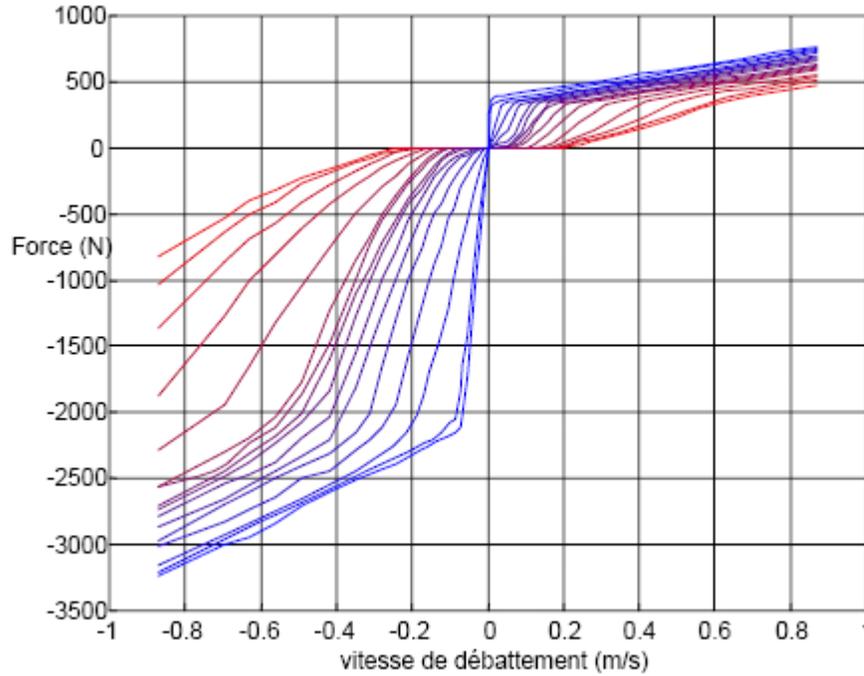


Figure 2.15 – Diagramme force – vitesse de débattement pour l'amortisseur à 16 états

La force de l'amortisseur est alors définie par :

$$\begin{cases} F_{si}^{amort}(t) = b_{2i}^{amort}(n^{amort}(t), \dot{z}_{dsi}(t)) \cdot \dot{z}_{dsi}(t) \\ n^{amort} \in [1; n_{max}^{amort}] \end{cases} \quad (2.86)$$

Un tel dispositif équipe notamment les Peugeot 406 et 607.

Une technologie permet de pallier l'inconvénient d'avoir plusieurs lois d'amortissement distinctes : c'est l'amortisseur continûment variable [Abadie98], [Moreau95]. Une solution novatrice est utilisée, dans ce cas, pour réaliser une valve pilotée qui permet également de contrôler la restriction hydraulique, de manière totalement continue, lors du passage de l'huile de l'amortisseur. Il est alors possible de générer une force dissipative variant continûment en fonction de la commande de suspension dans les limites physiques de l'amortisseur, soit :

$$\begin{cases} F_{si}^{amort}(t) = b_{2i}^{amort}(t) \cdot \dot{z}_{dsi}(t) \\ F_{min}^{amort}(\dot{z}_{dsi}(t)) \leq F_{si}^{amort}(t) \leq F_{max}^{amort}(\dot{z}_{dsi}(t)) \end{cases} \quad (2.87)$$

A titre d'exemple, le domaine d'action de l'amortisseur continûment variable est représenté en **Figure 2.16**.

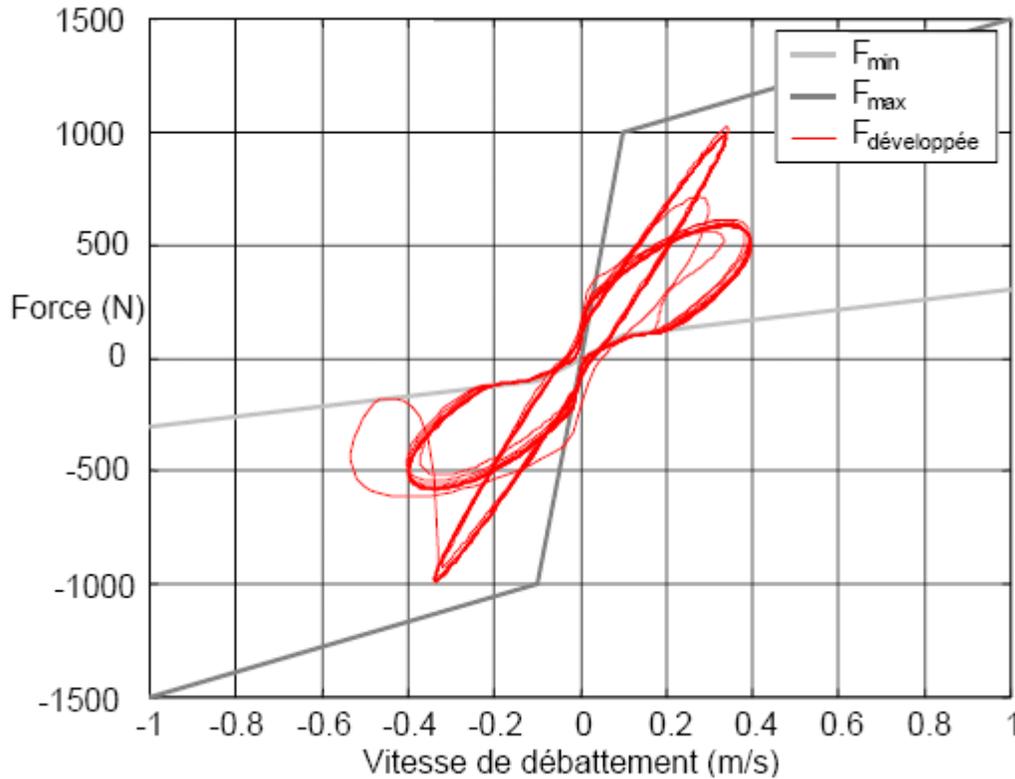


Figure 2.16 – Diagramme force – vitesse de débattement pour l'amortisseur continûment variable

La force développée par l'amortisseur continûment variable peut donc librement évoluer entre les limites minimale et maximale imposées technologiquement par la conception des restrictions hydrauliques.

Dans la suite, l'amortisseur continûment variable est choisi en raison de son plus large domaine d'action.

Il faut à présent spécifier une loi de commande pour l'amortisseur piloté qui est alors implanté sur l'architecture hydraulique (les développements pouvant être également transposés à une suspension métallique). Compte tenu du schéma de la **Figure 2.17**, une loi par rétroaction sera choisie afin de réguler le débattement de suspension autour de sa position d'équilibre statique. Il faut synthétiser la loi :

$$b_{2i}^{amort}(t) = h^{amort}(\dot{z}_{dsi}(t)) \quad (2.88)$$

2.3 - La suspension CRONE : principe et solutions technologiques

Dans une première partie, le principe de la suspension CRONE, qui est fondé sur la dérivation non entière [Moreau95], est rappelé. L'appellation CRONE qui lui est attribuée provient de ce que son transfert est issu de la partie non entière de la transmittance en boucle ouverte de la commande CRONE [Oustaloup96]. Cette appellation respecte ainsi la spécification structurelle de l'approche CRONE utilisée tant en matière de commande que de suspension. Les performances, présentées comparativement à celle d'une suspension traditionnelle [Moreau95], révèlent qu'une suspension CRONE permet, non seulement, d'améliorer l'isolation vibratoire (confort aux moyennes et hautes fréquences), mais également de désensibiliser la tenue de caisse (confort aux basses fréquences) aux incertitudes paramétriques. Il est à noter que cette désensibilisation peut aller jusqu'à la robustesse de la tenue de caisse vis-à-vis des variations de la masse suspendue lorsque cette dernière est le seul paramètre incertain pris en compte.

A partir du concept de la suspension CRONE, plusieurs solutions technologiques ont été étudiées pour sa mise en œuvre [Moreau95], [David2001]. L'une d'entre elles, appelée suspension CRONE active basse fréquence, fait l'objet d'une deuxième partie. Réalisée en technologie hydropneumatique, elle se compose d'une sphère de suspension, d'un amortisseur continûment variable et d'un correcteur de hauteur rapide. Ce dernier constitue un système « by-wire » dans la mesure où le distributeur du correcteur de hauteur traditionnel à commande mécanique est remplacé par un capteur, une unité de contrôle et une servovalve dont la bande passante est volontairement limitée à 10 Hz. L'objectif d'un tel correcteur de hauteur est non seulement de compenser la course due à la charge statique, mais aussi les reports de charge grâce à l'utilisation d'une commande par anticipation. De plus, il permet d'obtenir aux basses fréquences, au voisinage du mode de caisse, des points de fonctionnement dans les quadrants 2 et 4 du diagramme force – vitesse de la suspension (cf. **Figure 2.17**). Ce fonctionnement complémentaire à celui de l'amortisseur continûment variable dans les quadrants 1 et 3 (cf. **Figure 2.16** et **Figure 2.17**) permet une mise en œuvre conforme au principe de la suspension CRONE.

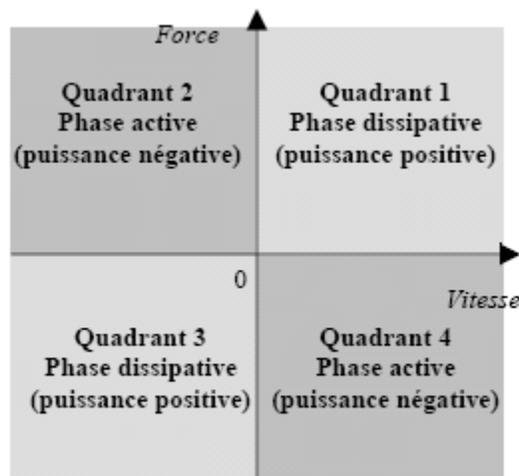


Figure 2.17 – Diagramme force – vitesse découpé en quatre quadrants

2.3.1 - Principe

Le principe de la suspension CRONE (suspension à Comportement Robuste d'Ordre Non Entier), découle naturellement de sa méthode de synthèse. En effet, puisque la suspension joue le même rôle que le correcteur d'une boucle de commande, il est possible de suivre une méthode de synthèse de loi de commande telle que *robust loop shaping*, c'est-à-dire une approche robuste de mise en forme de la boucle de commande. La première étape consiste à définir les spécifications nécessaires à la synthèse pour l'état paramétrique nominal du procédé. Celles-ci sont fréquentielles car établies directement à partir du calibrage des fonctions de sensibilité [Ramus2001]. La deuxième étape réside dans la traduction des spécifications fréquentielles sur la boucle fermée en spécifications fréquentielles sur la boucle ouverte pour le procédé nominal, spécifications qui prennent en compte le comportement du procédé à la fois :

- aux basses fréquences afin d'assurer une bonne précision statique ;
- aux moyennes fréquences, au voisinage de ω_u , pour obtenir la robustesse du degré de stabilité ;
- aux hautes fréquences afin de prendre en compte la sensibilité de l'entrée du procédé.

Etant donné qu'une variation de masse se traduit par une variation de gain en boucle ouverte, le comportement en boucle ouverte peut être décrit par une fonction de transfert fondée sur la dérivation non entière réelle bornée en fréquence, soit :

$$\beta(s) = K \left(\frac{1+\frac{s}{\omega_b}}{\frac{s}{\omega_b}} \right)^{n_b} \left(\frac{1+\frac{s}{\omega_h}}{1+\frac{s}{\omega_b}} \right)^n \frac{1}{\left(1+\frac{s}{\omega_h}\right)^{n_h}} \quad (2.89)$$

où ω_b et ω_h désignent les fréquences transitionnelles basse et haute, n l'ordre non entier compris entre 1 et 2, n_b et n_h les ordres des comportements asymptotiques en basse et haute fréquences, et K une constante qui assure un gain unité à la fréquence ω_u , telle que

$$K = \left(\frac{\omega_u}{\omega_b} \right)^{n_b} \frac{\left(1 + \left(\frac{\omega_u}{\omega_b}\right)^2\right)^{\frac{n-n_b}{2}}}{\left(1 + \left(\frac{\omega_u}{\omega_h}\right)^2\right)^{\frac{n-n_h}{2}}} \quad (2.90)$$

Afin d'assurer une erreur statique nulle lors des variations de la perturbation en entrée du procédé (report de charge au freinage ou à l'accélération) et sachant que l'ordre du comportement asymptotique du procédé en basse fréquence ($\omega < \omega_b$) est 2, l'ordre n_b du proportionnel – intégrateur doit être de 3.

Afin de limiter la sensibilité de l'entrée du procédé et sachant que l'ordre du comportement asymptotique du procédé en haute fréquence ($\omega > \omega_h$) est 2, l'ordre n_h du filtre passe-bas doit être au minimum de 2.

En considérant $\omega \ll \omega_h$ et $\omega \gg \omega_b$, K se réduit à $(\omega_u/\omega_h)^n$ et au voisinage de ω_u (soit $s = j\omega_u$) $\beta(s)$ à :

$$\beta(s) = \left(\frac{\omega_u}{s}\right)^n \quad (2.91)$$

fonction de transfert qui décrit le gabarit vertical de la commande CRONE de deuxième génération [Oustaloup91]. L'identification des relations (2.83) et (2.92) conduit à l'expression de $C_s(s)$, soit:

$$C_s(s) = C_0 s^2 \left(\frac{1+\frac{s}{\omega_b}}{\frac{s}{\omega_b}}\right)^3 \left(\frac{1+\frac{s}{\omega_h}}{1+\frac{s}{\omega_b}}\right)^n \frac{1}{\left(1+\frac{s}{\omega_h}\right)^{n_h}} \quad (2.92)$$

avec le gain

$$C_0 = K m_s^0 \quad (2.93)$$

Pour $\omega \ll \omega_b$, l'expression de $C_s(s)$ se réduit à :

$$C(s) = C_0 \left(\frac{\omega_b}{s}\right) \quad (2.94)$$

Ce comportement intégrateur basse fréquence ne peut être obtenu qu'avec une suspension active équipée d'un correcteur d'assiette [Moreau98].

Pour $\omega_b < \omega < \omega_h$ l'expression de $C_s(s)$ se réduit à :

$$C_s(s) = C_0 \left(\frac{1+\frac{s}{\omega_b}}{\frac{s}{\omega_b}}\right)^m \quad (2.95)$$

avec $m = 2 - n$ compris entre 0 et 1. Lorsque les incertitudes sur la masse suspendue sont importantes, les fréquences transitionnelles ω_b et ω_h sont suffisamment éloignées pour qu'un comportement asymptotique d'ordre non entier apparaisse. Dans ce cas, l'expression de $C_s(s)$ n'est autre que celle d'un dérivateur d'ordre non entier réel borné en fréquence.

Pour $\omega \gg \omega_h$ et pour $n_h = 2$, l'expression de $C_s(s)$ se réduit à :

$$C_s(s) = C_0 \left(\frac{\omega_h}{\omega_b}\right)^m \quad (2.96)$$

A partir de la relation (2.95), en considérant $n_h = 2$, $n = 2 - m$ et en introduisant le terme ω_b^2 dans l'expression du gain C_0 , l'expression de $C_s(s)$ est de la forme :

$$C_s(s) = C_0 \left(\frac{1+\frac{s}{\omega_b}}{\frac{s}{\omega_b}}\right) \left(\frac{1+\frac{s}{\omega_b}}{1+\frac{s}{\omega_h}}\right)^m \quad (2.97)$$

Cette expression du transfert force – débattement de la suspension CRONE constitue son modèle de référence qu'il convient ensuite de mettre en œuvre.

Si les fréquences transitionnelles ω_b et ω_h sont suffisamment éloignées pour qu'un comportement asymptotique d'ordre non entier apparaisse, alors l'expression du facteur de résonance Q_{CRONE} du mode de caisse a pour expression :

$$Q_{CRONE} = \frac{1}{\sin\left((2-m)\frac{\pi}{2}\right)} \quad (2.98)$$

expression qui dépend uniquement de la valeur de l'ordre non entier m , contrairement à l'expression du facteur de résonance obtenu avec des suspensions traditionnelles qui est fonction de la masse suspendue soit du chargement du véhicule (relation (2.84)).

La réponse indicielle du débattement de suspension (**Figure 2.18**) illustre bien la robustesse du premier dépassement vis-à-vis des incertitudes de la masse suspendue.

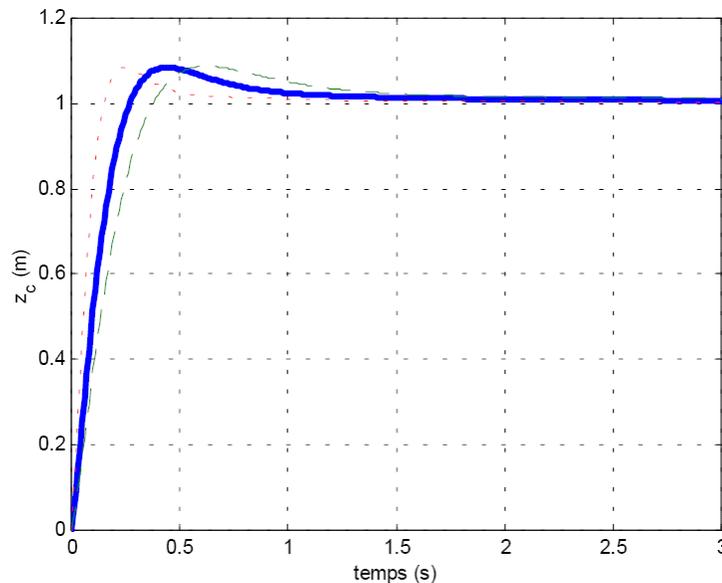


Figure 2.18 – Réponse indicielle de l'altitude relative de la caisse pour une masse suspendue (—) nominale, (---) réduite de 50% et (- -) augmentée de 50%

Valeurs numériques

b_2	2000 Ns/m	f_h	50 Hz	n	0,8
k_2	25000 N/m	f_b	0,1 Hz	N	5
m_c	475 kg	f_u	1,25 Hz		

Il est également intéressant de raisonner sur la boucle ouverte dans le plan de Black (cf. **Figure 2.19**) où le gabarit vertical obtenu par la dérivée non entière permet d'obtenir une marge de phase robuste vis-à-vis des variations de la masse suspendue

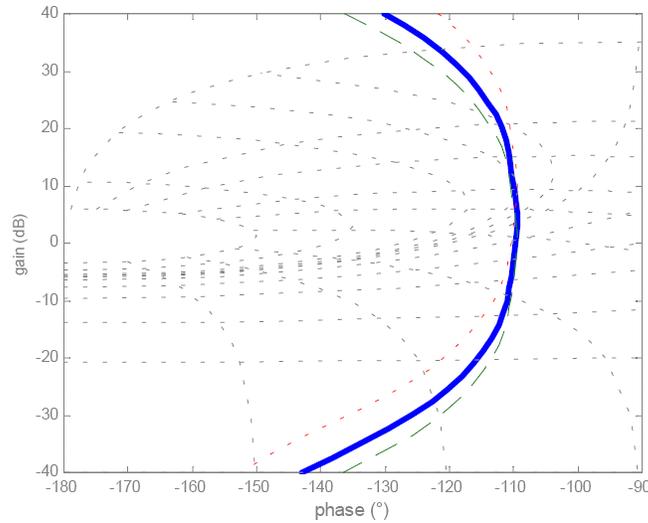


Figure 2.19 – Diagramme de Black de la boucle ouverte pour une masse suspendue (—) nominale, (---) réduite de 50% et (---) augmentée de 50%

2.3.1.1 - De la robustesse à la désensibilisation

D'après la relation (2.95), si l'on désire avoir une réponse robuste vis-à-vis de tous les états de chargement, alors il faut augmenter le gabarit vertical dans le plan de Black, et donc augmenter la plage de fréquence définie par $[\omega_{bi}, \omega_{hi}]$.

Néanmoins, augmenter la longueur du gabarit vertical a pour effet d'augmenter en haute fréquence la sensibilité de l'entrée du procédé, problème bien connu en commande.

Cette remarque revêt également toute son importance dans le domaine des suspensions automobile. En effet, la suspension doit atténuer les trépidations qui sont constituées par l'ensemble des vibrations comprises entre 4 et 30 Hz, à la limite de l'audible, et généralement de faibles amplitudes. Le facteur de démérite est alors défini par :

$$\text{démérite} = \sqrt{\int_{4 \text{ Hz}}^{30 \text{ Hz}} \ddot{z}_{ci}(f)^2 df} \quad (2.99)$$

qui n'est autre que l'énergie de l'accélération de la caisse dans la plage des fréquences des trépidations.

Plus on élargit la plage de fréquences $[\omega_{bi}, \omega_{hi}]$ plus on augmente alors le démérite de la suspension : c'est le compromis performance – robustesse de toute commande qui se traduit, pour la suspension, par le dilemme tenue de caisse – isolation vibratoire.

Il est donc primordial de garder à l'esprit un tel compromis et de réduire au maximum la plage de fréquences utilisée pour le gabarit vertical. L'appréciation du réglage de ce compromis étant le rôle d'une synthèse de la dynamique véhicule, il est donc préférable, à ce titre, de parler de désensibilisation aux variations de la masse suspendue et non de robustesse absolue.

2.3.1.2 - Optimisation de la suspension CRONE

2.3.1.2.1 - Critère d'optimalité

Le choix de la plage de fréquence $[\omega_{bi}, \omega_{hi}]$ étant issu du compromis performance – robustesse et la fréquence au gain unité étant égale à celle de la suspension traditionnelle à des fins de comparaison [Moreau95], le seul paramètre à optimiser reste l'ordre de dérivation non entier du correcteur représentant la suspension. C'est donc un des atouts importants de la suspension CRONE que de disposer d'un seul paramètre de synthèse de haut niveau à optimiser.

A cet effet, un critère linéaire quadratique est classiquement introduit [Moreau95] :

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left\{ \int_0^T (q_1 z_{ds}(t)^2 + q_2 (z_r(t) - z_0(t))^2 + q_3 \ddot{z}_c(t)^2) dt \right\} \quad (2.100)$$

Ce critère tient compte :

- de l'énergie emmagasinée lors du débattement de suspension,
- de l'énergie emmagasinée lors de la compression de la raideur radiale du pneumatique,
- de la puissance emmagasinée par le mouvement vertical de la caisse.

A travers le premier terme, le critère minimise donc le débattement de suspension. En effet, celui-ci doit rester dans les plages de fonctionnement prédéfinies par construction sous peine de rentrer en contact avec fins de course de suspension. On caractérise ainsi le fonctionnement de la suspension. Néanmoins, la raideur de suspension augmente progressivement lorsque le débattement s'approche des fins de course. Cette caractéristique non-linéaire permet d'améliorer sensiblement le confort lors de grands débattements, ce comportement n'étant pas pris en compte dans le modèle linéaire utilisé.

A travers le deuxième terme, le critère minimise également l'écrasement du pneumatique. Comme la force normale est une fonction linéaire de ce dernier, la contrainte porte finalement sur la variation des appuis au sol. Comme décrit dans le modèle de Pacejka au paragraphe 2.2.1.1.2 -, l'appui au sol conditionne les forces longitudinales et latérales générées par le pneumatique, soit, en définitive, la tenue de route.

Enfin, à travers le dernier terme, c'est l'accélération de la caisse qui doit être minimisée. Intuitivement, si les variations de la caisse sont nulles, alors le confort des passagers est maximisé. Ce terme traduit donc simplement le niveau de confort « basse fréquence » à bord du véhicule.

Ces trois critères définissent donc des objectifs contradictoires [Moreau95], la résolution du critère global permettant d'assurer un compromis qu'il est possible de déplacer à travers le choix des pondérations.

2.3.1.2.2 - Résolution

En notant

$$r(t) = \begin{pmatrix} z_{ds}(t) \\ z_r(t) - z_0(t) \\ \ddot{z}_c(t) \end{pmatrix} \quad (2.101)$$

et

$$J_i = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left\{ \int_0^T r_i(t)^2 dt \right\} \quad (2.102)$$

le critère global peut donc se réécrire :

$$J = \sum_{i=1}^3 q_i J_i \quad (2.103)$$

En introduisant l'égalité de Parseval, il vient [Moreau95] :

$$J_i = \int_{-\infty}^{+\infty} [|H_i(j\omega)|^2 \cdot DSP\{\dot{z}_0(t)\}] d\omega \quad (2.104)$$

avec les fonctions de transfert associées :

$$H_i(s) = \frac{R_i(s)}{s \cdot Z_{0i}(s)} \quad (2.105)$$

Tous calculs effectués, ces dernières sont égales à :

$$H_1(s) = \frac{Z_{ds}(s)}{s \cdot Z_0(s)} = -\frac{1}{s} \frac{P_{32}(s)}{1 + P_{33}(s)(C(s) - k_2)} \quad (2.106)$$

$$H_2(s) = \frac{Z_r(s) - Z_0(s)}{s \cdot Z_0(s)} = -\frac{1}{k_1 s} \left(P_{12}(s) + \frac{P_{13}(s) P_{32}(s)}{1 + P_{33}(s)(C(s) - k_2)} \right) \quad (2.107)$$

$$H_3(s) = \frac{A_c(s)}{s \cdot Z_0(s)} = -\frac{1}{s} \left(P_{22}(s) + \frac{P_{23}(s) P_{32}(s)}{1 + P_{33}(s)(C(s) - k_2)} \right) \quad (2.108)$$

avec

$$P_{ij}(s) = \frac{P_{ij}(s)}{m_1 m_2 s^4 + b_1 m_2 s^3 + (m_1 k_2 + m_2 (k_1 + k_2)) s^2 + b_1 k_2 s + k_1 k_2} \quad (2.109)$$

$$[P_{ij}(s)] = \begin{pmatrix} -k_2(b_1s + k_1) & s^2(m_1m_2s^2 + (m_1 + m_2)k_2) & m_2p^2(b_1s + k_1) \\ s^2(m_1s^2 + b_1s + k_1 + k_2) & k_2s^2(b_1s + k_1) & s^2(m_1s^2 + b_1s + k_1) \\ m_1s^2 + b_1s + k_1 & -m_2s^2(b_1s + k_1) & (m_1 + m_2)s^2 + b_1s + k_1 \end{pmatrix} \quad (2.110)$$

et $C(s)$ le correcteur défini par le schéma fonctionnel de la **Figure 2.13**.

A ce stade, il est possible de prendre en compte le type de route via la densité spectrale de puissance du signal de la route décrit au paragraphe 2.2.2.1 - . Il est donc possible d'optimiser la réponse de la suspension en fonction du profil routier reconnu.

Faute d'information précise sur ce sujet, il est choisi de prendre la modélisation décrite au paragraphe 2.2.2.1 - , soit :

$$J_i = h_{sol} v_x \int_{-\infty}^{+\infty} |H_i(j\omega)|^2 d\omega \quad (2.111)$$

Connaissant chacune des fonctions de transfert du modèle mono-roue linéaire, il est alors possible de calculer numériquement chacun des sous-critères J_i .

Il est également intéressant d'introduire les critères réduits :

$$\hat{J}_i = \frac{J_i}{J_{sti}} \quad (2.112)$$

avec J_{sti} la valeur du critère J_i pour la suspension hydraulique traditionnelle.

Ainsi, si le critère réduit est inférieur à 1, alors la suspension CRONE est meilleure que la suspension traditionnelle pour la plage de fréquence usuelle d'étude [0.1 Hz; 50 Hz].

Le problème d'optimisation peut alors se résumer à la détermination de l'ordre non entier optimal n_{opt} tel que :

$$n_{opt} = \arg \min_n \hat{J} = \arg \min_n \frac{\sum_{i=1}^3 q_i \cdot \hat{J}_i}{\sum_{i=1}^3 q_i} \quad (2.113)$$

2.3.1.2.3 - Ordre de dérivation optimal

Deux stratégies sont alors définies. La première consiste à privilégier le confort de suspension « basse-fréquence » avec le choix des pondérations :

$$(q_1 = 1; q_2 = 1; q_3 = 20) \quad (2.114)$$

qui donne les ordres optimaux :

$$[n_{opt}^{av} = 0,564; n_{opt}^{ar} = 0,586] \text{ confort} \quad (2.115)$$

La deuxième stratégie favorise la tenue de route avec le choix des pondérations :

$$(q_1 = 1; q_2 = 20; q_3 = 1) \quad (2.116)$$

qui donne les ordres optimaux :

$$[n_{opt}^{av} = 0,982; n_{opt}^{ar} = 0,938] \text{ tenue de route} \quad (2.117)$$

A titre de comparaison, ces résultats sont reportés, en **Figure 2.20**, avec la dépendance de l'ensemble des critères selon l'ordre de dérivation non entier.

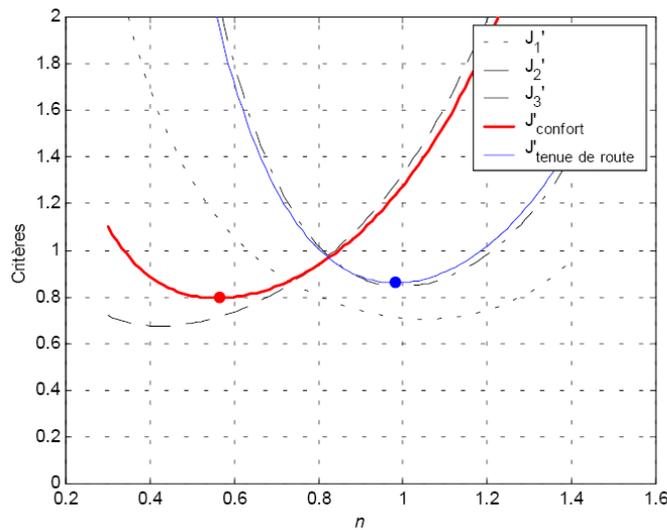


Figure 2.20 – Critères d'optimalité pour les suspensions orientées respectivement (—) confort et (—) tenue de route

La **Figure 2.20** illustre le fait que la suspension ne puisse à la fois satisfaire les divers critères. Un compromis doit donc être nécessairement dégagé. A ce titre, la suspension CRONE permet :

- d'assurer une désensibilisation de la réponse de la suspension à l'incertitude sur la masse suspendue contrairement à la suspension oléopneumatique ;
- de synthétiser une commande via l'optimisation de l'ordre de dérivation non entier, unique paramètre à optimiser, issu d'un compromis entre les diverses exigences auxquelles doit faire face une suspension.

Les deux stratégies, l'une orientée confort et l'autre orientée tenue de route, ne sont pas sans incidence sur la dynamique véhicule. Il est alors intéressant de comprendre quels sont leurs avantages et leurs inconvénients relatifs.

Auparavant, le deuxième inconvénient de la suspension oléopneumatique doit être contourné. Le correcteur d'assiette en raison de son action intégrale nécessairement lente ne peut

rejeter la dynamique de caisse due aux reports de charge. Il faut donc faire appel à une nouvelle architecture technologique, i.e. une suspension active, pour dépasser cette limitation.

Remarque

Pour une suspension hydraulique, il n'est pas possible de faire apparaître aussi directement la désensibilisation due à la loi de commande CRONE car la raideur de suspension est à présent largement dépendante de la masse suspendue comme l'indique l'équation (2.68). Une approche alternative consisterait à prendre explicitement la dépendance de la raideur de suspension hydraulique à la masse suspendue. Ainsi, le correcteur équivalent serait lui-même dépendant de la masse suspendue. La synthèse du correcteur CRONE est donc largement complexifiée : il faut alors définir un problème d'optimisation sous contraintes afin d'obtenir le meilleur placement fréquentiel possible du correcteur en dépit de sa dépendance au paramètre incertain.

2.3.2 - Commande par anticipation de la suspension CRONE active basse-fréquence

2.3.2.1 - Remarques préliminaires

Une suspension 100% active peut générer, par définition, à la fois des efforts de suspension dissipatifs et actifs contrairement à la suspension pilotée. Bien entendu, générer des efforts actifs demande une puissance non négligeable issue d'un générateur supplémentaire à bord du véhicule. Lors de manœuvres sévères de la part du conducteur ou encore sur route dégradée, il est possible d'avoir des appels de puissance de plusieurs chevaux [Guillemard96]. C'est pour cette raison majeure que, malgré son potentiel, la suspension active tarde à être implantée sur les véhicules série.

En tenant compte de cette remarque, la commande d'une suspension active basse fréquence est développée en n'activant la suspension que pour une plage de fréquences limitée permettant ainsi d'aboutir à une consommation énergétique acceptable.

Il est également intéressant de connaître, sans a priori, l'influence de la suspension active lors d'un freinage à décélération constante, c'est-à-dire dans un état quasi-statique pour le véhicule.

En écrivant le modèle mono-roue à l'équilibre quasi-statique, il vient :
- pour la force normale sur le pneumatique :

$$F_{zi}^{qs} = (m_{ri} + m_{ci}) \cdot g - F_{0i}^{qs} \quad (2.118)$$

- pour la position relative de la caisse :

$$z_{ci}^{qs} = z_{0i}^{qs} - \left(\frac{m_{ri} + m_{ci}}{k_{1i}} - \frac{m_{2i}}{k_{2i}} \right) \cdot g + \left(-\frac{1}{k_{2i}} \right) \cdot F_{li}^{qs} + \left(\frac{1}{k_{1i}} - \frac{1}{k_{2i}} \right) \cdot F_{0i}^{qs} - \frac{1}{k_{2i}} \cdot F_{si}^{corr\ qs} \quad (2.119)$$

Ces équations amènent à deux conclusions majeures :

- la charge normale sur le pneumatique est uniquement due à la charge statique et au report de charge. Il n'est donc pas possible d'influencer les variations de charge en quasi-statique avec une suspension active dans le cas du freinage en ligne droite.

Pourtant, la charge sur le pneumatique conditionne directement les performances du véhicule (cf. paragraphe 2.2.1.1 -) ;

- la hauteur de caisse est, quant à elle, influencée par les reports de charge mais, il est possible avec une suspension active (le correcteur d'assiette dans le cas de la suspension oléopneumatique) de limiter ces effets néfastes sur le confort. Les effets Brouilhet des trains permettent également de minimiser sensiblement ce phénomène.

A titre de conclusion intermédiaire, l'action en quasi-statique de la suspension active, dans le cas du freinage ligne droite, permet de corriger l'assiette du véhicule en dépit des reports de charge, mais ne peut contrer les variations de charge sur le pneumatique. Tout au plus, les amortisseurs permettent de freiner les mouvements de caisse, limitant ainsi la puissance à délivrer par les organes actifs.

2.3.2.2 - Servovalve proportionnelle basse-fréquence

Compte tenu des remarques précédentes, une nouvelle architecture dérivée de la suspension équipant les Formule 1 Williams [Wright89], est proposée en **Figure 2.21**. Elle est composée de l'amortisseur continûment variable et d'une servovalve proportionnelle basse-fréquence.

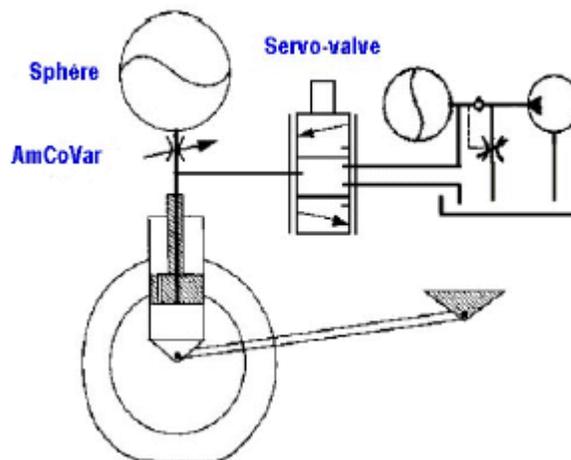


Figure 2.21 – Schéma de la suspension CRONE active basse fréquence

Alors que les mouvements de caisse de fréquence de l'ordre de l'hertz peuvent être maîtrisés par efforts actifs générés par la servovalve, les battements de roue de fréquence proche

de 12 Hz sont atténués par dissipation dans l'amortisseur continûment variable de bande passante plus importante que la servovalve.

Le diagramme de la **Figure 2.22** représente alors le transfert entre le courant de commande de la servovalve et la force développée par la suspension.

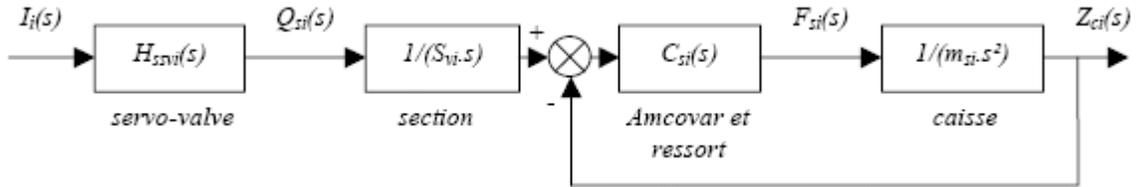


Figure 2.22 – Schéma bloc de la suspension CRONE hybride

D'après cette figure, il vient, en utilisant la transformée de Laplace sous l'hypothèse de conditions initiales nulles

$$\frac{F_{si}^{active}(s)}{Q_{si}(s)} = \frac{C_{si}(s)}{S_{vi}(s)} \quad (2.120)$$

où $C_{si}(s)$ est défini par la fonction de transfert (2.95).

La commande de la servovalve s'effectue classiquement par un courant de commande. La dynamique de cette dernière est généralement identifiée par un filtre passe-bas du deuxième ordre, soit :

$$\frac{Q_{si}(s)}{I_i(s)} = H_{ssvi}(s) = \frac{H_{0ssv}}{1 + \frac{2\zeta_{ssv}}{\omega_{0ssv}}s + \left(\frac{s}{\omega_{0ssv}}\right)^2} \quad (2.121)$$

Au final, la relation entre la force active générée et le courant de commande de la servovalve est :

$$\frac{F_{si}^{active}(s)}{I_i(s)} = \frac{H_{0ssv}C_{0i}}{S_{vi}s} \cdot \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_{bi}}}{1 + \frac{s}{\omega_{bi}}}\right)^{m_i} \cdot \frac{1}{1 + \frac{2\zeta_{ssv}}{\omega_{0ssv}}s + \left(\frac{s}{\omega_{0ssv}}\right)^2} \quad (2.122)$$

Le choix d'une bande passante de servovalve proche de 10 Hz permet alors de choisir une servovalve d'un prix modéré tout en permettant de maîtriser les dynamiques des reports de charge sur la caisse.

La commande de la servovalve doit être à présent synthétisée grâce à cette dernière expression afin de limiter au mieux les mouvements de caisse. Ainsi, le confort, notamment visuel du conducteur, peut être amélioré.

2.3.2.3 - Loi de commande par anticipation

Généralement, la suspension active est utilisée pour limiter les mouvements de caisse de l'ordre d'un hertz. Il est alors souhaitable d'annuler complètement le tangage lors du freinage de manière à garder la caisse toujours à l'horizontale [Gay2000]. Cette stratégie permet alors de favoriser le confort des passagers et le confort visuel du conducteur. Le mouvement de tangage est d'ailleurs maîtrisé en partie grâce aux effets Brouilhet et notamment grâce à la présence d'un effet similaire au bras tiré pour la majorité des trains arrière des véhicules de tourisme. La finalité est alors d'avoir un contrôle total des mouvements de tangage lors de la phase de freinage.

En reprenant l'équation simplifiée du tangage (2.28), il est immédiat de constater que l'on peut annuler tout mouvement de tangage en prenant :

$$\begin{cases} F_{sav}(t) + F_{lav}(t) = -\frac{h}{L_{av}} \cdot F_{xav}(t) \\ F_{sar}(t) + F_{lar}(t) = -\frac{h}{L_{ar}} \cdot F_{xar}(t) \end{cases} \quad (2.123)$$

pour les trains avant et arrière.

En phase de freinage, conformément aux conclusions du paragraphe 2.2.1.3.3 -, les effets Brouilhet peuvent être résumés par l'action d'un bras tiré à l'arrière du véhicule, soit :

$$\begin{cases} F_{lav}(t) = 0 \\ F_{lar}(t) = \frac{r_{lar}}{d_{ar}} \cdot F_{xar}(t) \end{cases} \quad (2.124)$$

en supposant le rayon sous charge du pneumatique peu différent de son rayon libre.

L'actionneur doit alors reprendre les efforts :

$$\begin{cases} F_{sav}^{active}(t) = -\frac{h}{L_{av}} \cdot \hat{F}_{xav}(t) \\ F_{sar}^{active}(t) = \left(\frac{h}{L_{ar}} - \frac{r_{lar}}{d_{ar}} \right) \cdot \hat{F}_{xar}(t) \end{cases} \quad (2.125)$$

Du point de vue de la suspension, l'équation (2.125) est une loi d'anticipation simplifiée permettant de réduire le tangage de la caisse. A l'aide de la relation (2.122), il est alors possible de piloter la servovalve en conséquence.

On remarque en revanche que la loi d'anticipation nécessite l'estimation des forces de freinage du véhicule. Il n'existe pas à l'heure actuelle de capteur permettant de mesurer ces informations. Il faut donc extraire une estimation à partir d'informations indirectes. En supposant qu'un capteur d'accélération longitudinale est disponible, ce dernier mesure la quantité :

$$a_x^{mesuré}(t) = \frac{\sum_{i=1}^4 F_{xi}(t)}{m_t} \quad (2.126)$$

Dans la conception du système de freinage, qui est abordé en détails au chapitre 3, la répartition de freinage entre l'avant et l'arrière est primordiale et doit donc être entièrement maîtrisée. A ce titre, la loi de répartition peut être écrite sous la forme :

$$F_{xar}(t) = \alpha_{freinage} \cdot F_{xav}(t) \quad (2.127)$$

avec $\alpha_{freinage}$ un coefficient déterminé par le système de freinage du véhicule.

Ainsi, il vient :

$$\begin{pmatrix} \hat{F}_{xav}(t) \\ \hat{F}_{xar}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ \alpha_{freinage} \end{pmatrix} \cdot \frac{m_t}{1+\alpha_{freinage}} \cdot a_x^{mesuré}(t) \quad (2.128)$$

que nous reportons dans l'expression (2.131) des forces actives de suspension pour l'anticipation, soit :

$$\begin{pmatrix} F_{sav}^{active}(t) \\ F_{sar}^{active}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{h}{L_{av}} \\ \left(\frac{h}{L_{ar}} - \frac{r_{lar}}{d_{ar}}\right) \cdot \alpha_{freinage} \end{pmatrix} \cdot \frac{m_t}{1+\alpha_{freinage}} \cdot a_x^{mesuré}(t) \quad (2.129)$$

relation décrivant la loi d'anticipation en utilisant un capteur d'accélération longitudinale (généralement peu coûteux).

Malgré tout, ce capteur n'est pas forcément suffisant pour une loi d'anticipation, et tient compte de la pente de la route qui n'est pas lié à la répartition de freinage. Dans il est ainsi préféré d'utiliser une estimée de cette accélération eu égard aux actions du conducteur sur les pédales de frein et d'accélérateur.

Remarque

Dans cette commande, une des hypothèses induites est que la servovalve fournit effectivement le débit de consigne. Le problème réel peut être plus complexe (comportement non-linéaire de la servovalve, débit de fuite, etc.). Il peut donc être nécessaire de synthétiser une boucle de régulation locale en débit.

2.3.3 - Suspension CRONE hybride

La commande de la suspension CRONE composée de l'amortisseur continûment variable et de servovalve est alors représentée schématique en **Figure 2.23**. Elle comprend :

- une loi d'anticipation permettant de réduire les mouvements de tangage par l'action limitée en fréquence des servovalves ;
- une loi de rétroaction CRONE optimale régissant le fonctionnement des amortisseurs continûment variables.

Chacune de ces lois est paramétrée par un ordre de dérivation non entier issu de la procédure d'optimisation selon les équations (2.92) et (2.120). A ce titre, il est possible d'orienter, en temps-réel, la stratégie de commande pour favoriser le confort ou la tenue de route. [Guillemard96],

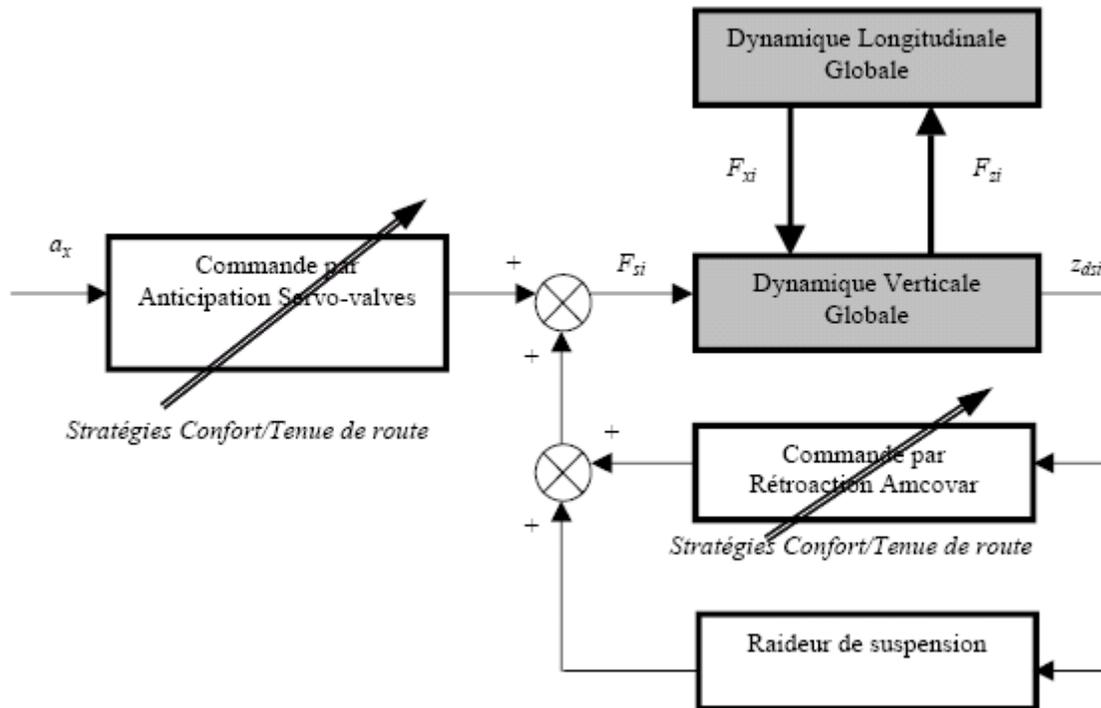


Figure 2.23 – Schéma de commande de la suspension CRONE hybride

Cette suspension peut donc être qualifiée d'hybride à double titre.

La première hybridation se situe au niveau technologique. En effet, la suspension comprend à la fois des actionneurs actifs, des amortisseurs pilotés et des éléments passifs (sphères de suspension). Deux actionneurs aux potentiels et dynamiques différents sont ainsi utilisés. Comme pour le cas d'un véhicule hybride où un moteur thermique et un moteur électrique sont utilisés conjointement, on peut alors parler de suspension hybride dans ce cas d'étude.

Néanmoins, cette terminologie ne présume en rien de la commande et il n'est pas rare d'avoir un système commandé par plusieurs actionneurs sans pour autant utiliser la dénomination de système hybride. En revanche, deux stratégies permettent de déplacer le compromis auquel doit faire face toute suspension (le confort ou la tenue de route). Au pilotage par des lois de

commande continues par anticipation et par rétroaction, s'ajoute un niveau de commande supplémentaire : les modes de fonctionnement basés sur des états discrets associés respectivement aux deux stratégies précédentes. Dès lors, la réunion d'une machine d'états et d'une commande continue définit une commande hybride [Riedinger99]. C'est donc au sens de la commande hybride qu'il est justifié de dénommer la suspension CRONE hybride.

2.3.4 - Performances

Ce paragraphe présente les performances de la suspension CRONE hybride pour divers scénarios de simulations.

Dans un premier temps, les avantages de la loi d'anticipation sont démontrés. Ensuite, le déplacement du compromis entre tenue de route et confort via les différentes stratégies est étudié.

2.3.4.1 - Confort par réduction du tangage

Dans une première simulation, le véhicule est freiné sur une route plane à une décélération proche de 0,6g. Pour ce faire, le conducteur appuie sur la pédale de frein à l'instant $t=3s$ et la relâche à $t=6s$. La **Figure 2.24** montre les évolutions du tangage et du pompage pour la suspension traditionnelle, la commande par rétroaction et la commande complète de la suspension CRONE. Pour démontrer explicitement le potentiel de la suspension active, les effets Brouilhet ont été négligés dans ce cas.

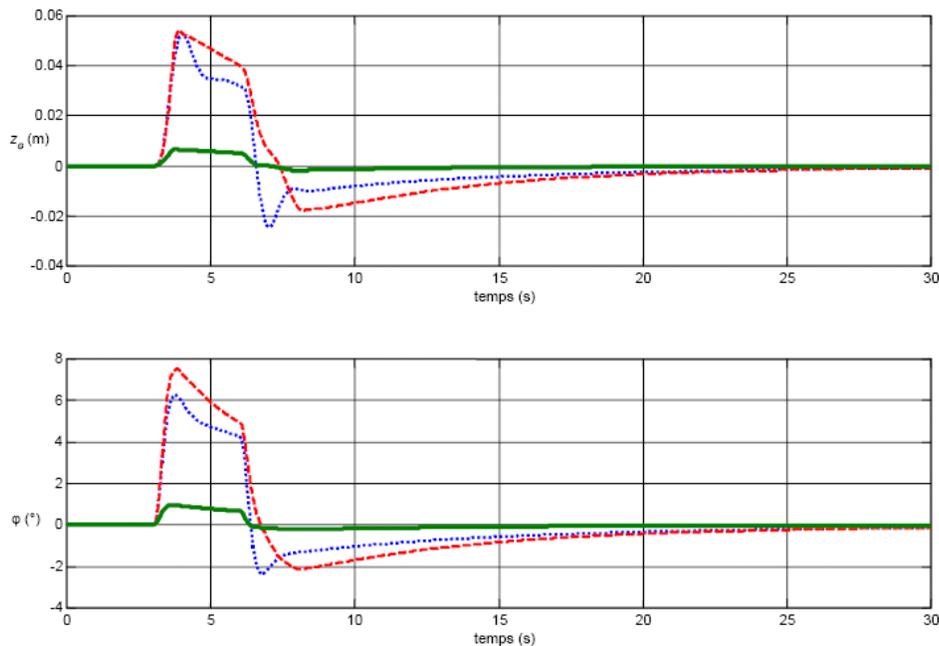


Figure 2.24 – Pompage et tangage pour (\cdots) la suspension traditionnelle, ($--$) la commande par rétroaction et (—) la commande complète

La commande des servovalves permet donc de rejeter activement les reports de charge permettant de réduire les mouvements de pompage et de tangage d'un facteur 10.

Ainsi, le confort des passagers a été grandement amélioré puisque la caisse reste quasiment à plat lors du freinage.

Dans la commande utilisée, l'écrasement des pneumatiques n'a pas été intégré dans la loi par anticipation ; il est également possible de tenir compte de ces variations de quelques centimètres pour améliorer la tenue de l'assiette.

La loi d'anticipation va toujours dans le sens du « soulagement » de la loi par rétroaction [Gay2000]. Ainsi, lors du freinage sur route bosselée, les amortisseurs pilotés garderont une marge de fonctionnement afin de filtrer les perturbations venant de la route, les perturbations dues aux reports de charge étant largement diminuées par la commande des servovalves par anticipation.

Une deuxième simulation est effectuée toujours en phase de freinage mais, cette fois-ci, sur route bosselée. Le profil routier est construit comme étant la somme de deux sinusoïdes permettant d'exciter les modes de caisse et de roue. Pour juger du confort, les maximums et écarts-type des accélérations de pompage et de tangage normalisés par rapport à la suspension traditionnelle sont introduits. Les résultats sont présentés en **Figure 2.25**.



Figure 2.25 – Maximums et écarts-type des accélérations de tangage et de pompage pour
 ■ la commande par rétroaction seule et
 □ la commande complète lors du freinage sur route bosselée

Globalement, l'utilisation conjointe de la loi d'anticipation et de la loi de rétroaction permet de réduire les mouvements de caisse. La loi d'anticipation ayant « soulagé » les amortisseurs des perturbations provenant des reports de charge, la commande par rétroaction de ceux-ci est alors plus efficace dans le filtrage des vibrations provenant du profil routier bosselé. Le confort vibratoire a donc été aussi amélioré par action conjointe des deux commandes.

2.3.4.2 - Déplacement du compromis entre Tenue de route et Confort

L'ajout de la commande des servovalves a permis d'améliorer le confort lors des phases de freinage. Néanmoins, il est important de quantifier également l'impact de la suspension CRONE hybride en matière de tenue de route. En effet, dans le cas souvent critique du freinage sur route bosselée, il devient important d'avoir des appuis au sol minimum afin de générer des forces de freinage pour arrêter le véhicule. Le cas de simulation précédent est repris afin de comparer à présent les deux stratégies : l'une orientée confort et l'autre tenue de route. Les distances d'arrêt, les écarts-type des forces normales sur le pneumatique ainsi que les maximums et écarts-type des accélérations de pompage et de tangage, après normalisation par rapport à la suspension traditionnelle sont représentés sur la **Figure 2.26**.

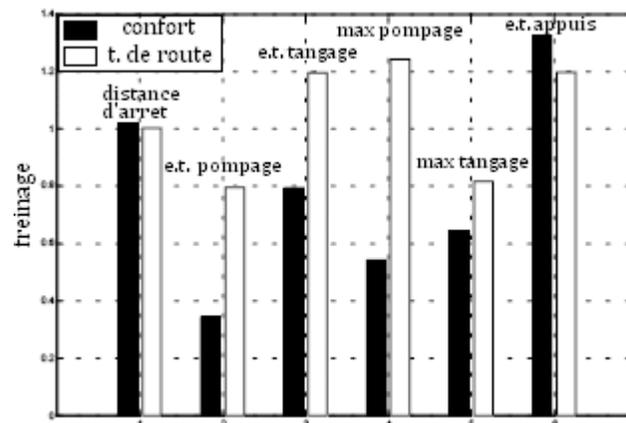


Figure 2.26 – Impact des stratégies ■ confort et □ tenue de route sur la dynamique véhicule lors du freinage sur route bosselée

Lorsque l'on choisit la stratégie orientée confort, alors les variations de tangage et de pompage sont minimisées. En revanche, les variations de charge sur le pneumatique sont plus importantes comparativement à la stratégie orientée tenue de route. Comme la charge dynamique sur le pneumatique conditionne les forces de freinage générées, la distance d'arrêt varie sensiblement.

Ces résultats restent modestes par rapport à la suspension traditionnelle : il n'a pas été pris en compte la non-linéarité du système traditionnel dans le système piloté. Les non linéarités de la suspension en termes de lois de raideur et d'amortissement permettent de réduire les mouvements de caisse et de roue, lois qui ne sont pas exploitées dans le système piloté présenté. Elles doivent donc être prises en compte dans la commande ou dans la conception du système asservi dans un but d'industrialisation.

Malgré tout, la stratégie orientée tenue de route dégrade le confort, mais elle réduit les variations dynamiques de la charge du pneumatique et donc permet de réduire la distance d'arrêt du véhicule.

Un dernier test de freinage à décélération maximale est mené sur le profil de route pavée décrite au paragraphe 2.2.2.2 - . Les distances d'arrêt obtenues sont tracées en **Figure 2.27**.

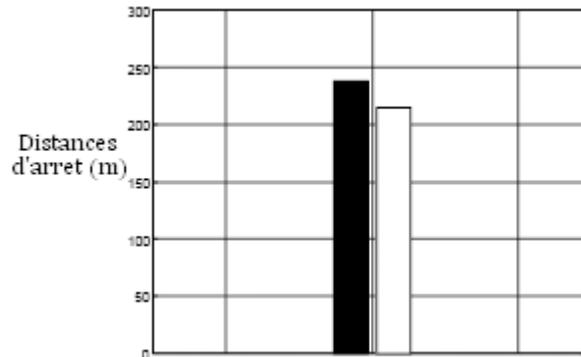


Figure 2.27 – Distances d'arrêt pour les stratégies ■ confort et □ tenue de route sur route pavée

La route pavée est une sollicitation sévère pour la suspension et peut mener à un décollement de la roue. Il est donc particulièrement critique de garder une force minimale appuyant le pneumatique sur la route. Dans ce cas, la distance d'arrêt peut être réduite d'environ 10% en utilisant la stratégie orientée tenue de route par rapport à la stratégie orientée confort.

L'ensemble de ces cas tests est donc une illustration de la gestion des diverses tâches contradictoires que doit accomplir une suspension. Cette gestion mène à l'élaboration d'une commande issue nécessairement d'un compromis. Favoriser le confort permet d'améliorer la vie à bord des passagers, mais dégrade la tenue de route. A l'inverse, une bonne tenue de route permet d'améliorer la prestation de freinage, mais dégrade l'isolation vibratoire de la caisse.

Dans un système passif, le compromis est figé par le dimensionnement des organes. En revanche, l'utilisation de systèmes mécatroniques permet de modifier, dans la logique de commande, la stratégie et donc de déplacer le compromis effectué.

Le cas d'illustration du freinage sur route bosselée permet alors de dégager la nécessité de synthétiser une commande hybride recensant un nombre fini de stratégies qui répondent respectivement à un ensemble de situations de vie particulières. Lors d'un roulage sur autoroute, il est intéressant de favoriser l'isolation vibratoire, donc d'opter pour la stratégie orientée confort. Lors d'un freinage sévère sur route dégradé, il faut sélectionner la stratégie orientée tenue de route.

2.4 - Conclusion

Dans ce chapitre, le cas du freinage en ligne droite sur route bosselée a été étudié. Après avoir souligné l'importance d'un modèle de connaissances et la complexité de la dynamique du véhicule, la modélisation simplifiée de la suspension oléopneumatique a permis de comprendre les avantages et inconvénients inhérents de ce système.

Afin de pallier ses inconvénients, un nouveau système de suspension composé de la sphère hydraulique, d'un amortisseur continûment variable et d'une servovalve proportionnelle est proposé. La commande de cette suspension fait apparaître deux niveaux :

- une loi de commande par anticipation sur les servovalves permettant de réduire les mouvements de caisse ;
- une loi de commande par rétroaction CRONE, désensibilisant la suspension par rapport aux variations de masse suspendue.

Lors de la synthèse de cette commande globale, il a été montré que la suspension doit faire face à de nombreux dilemmes, notamment entre le confort vibratoire et la tenue de route. Une approche optimale permet alors de prendre en compte ces objectifs contradictoires. A ce titre, la compacité de l'opérateur non entier permet de décrire le problème d'optimisation sur un unique paramètre à régler. Deux stratégies ont été retenues suivant le poids accordé aux dilemmes : l'une est orientée confort, l'autre tenue de route. Les prestations de cette suspension CRONE hybride ont été étudiées en simulation et ont permis de mettre en évidence :

- l'intérêt de la loi par anticipation permettant de réduire les mouvements de caisse, améliorant ainsi le confort et permettant de « soulager » la commande par rétroaction ;
- l'intérêt de disposer de deux stratégies différentes permettant de favoriser tantôt le confort dans les situations usuelles, tantôt la tenue de route dans les situations plus critiques.

A travers cette situation de vie particulière, les systèmes mécatroniques n'offrent donc pas la possibilité de s'affranchir des compromis réalisés classiquement sur des systèmes passifs. En revanche, il est possible de déplacer ces compromis grâce à la logique de commande. Les stratégies discriminées répondent ainsi de manière adaptée à la situation dans laquelle se trouve le véhicule.

Il est donc intéressant de synthétiser une commande hybride comprenant :

- à haut niveau, une machine d'état recensant l'ensemble des stratégies et les paramètres des lois continues associées ;
- à bas niveau, les commandes continues par rétroaction et par anticipation.

Une telle approche requiert la modélisation et la commande du second système objet de notre intérêt, le système ABS. Tel est l'objet du chapitre 3 qui traitera aussi de la commande coopérative suspension-ABS.

CHAPITRE III

COMMANDE HYBRIDE DE L'ABS ET DE LA SUSPENSION

Chapitre 3

Commande Hybride de l'ABS et de la Suspension

3.1 – Introduction

La commande hybride hiérarchisée offre une voie de développement possible afin de faire coopérer les différents systèmes de la liaison au sol. Ce type de commande est particulièrement bien adapté aux systèmes commutant sur plusieurs modes de fonctionnement. A ce titre, et afin de compléter également l'étude du freinage sur route bosselée du chapitre 2, le système de freinage et la commande hybride d'ABS en particulier sont étudiés.

Plusieurs technologies innovantes pour concevoir la fonction freinage sont possibles, la tendance actuelle s'orientant sur le freinage électro-hydraulique ou EHB.

L'ABS, qui permet d'éviter le blocage de la roue lors d'une phase de freinage, est alors appréhendé par une commande hybride. A haut niveau, un superviseur active ou inhibe son fonctionnement. A bas niveau, un contrôleur par anticipation innovant permet de dicter la consigne à suivre en termes de glissement du pneumatique dépendant du contact pneumatique – sol. Un contrôleur CRONE par rétroaction régule le glissement en dépit des incertitudes notables sur l'adhérence de ce contact. Les gains en termes de distance d'arrêt sont montrés à travers des cas de simulations sur plusieurs adhérences [Nouillant2002c].

Afin d'élargir la conception de commande hybride hiérarchisée, la problématique de freinage sur route bosselée du chapitre 2 est élargie via une commande coopérative suspension active – ABS qui permet alors d'améliorer les performances du véhicule dans cette situation critique.

3.2 - Systèmes de freinage

Plusieurs systèmes de freinage ont historiquement équipé les automobiles. A l'heure actuelle, la quasi-totalité des véhicules de tourisme possède un freinage hydraulique qui permet notamment d'assister la demande du conducteur. La tendance est alors de supprimer ce lien mécanique/hydraulique qui existe entre la pédale du conducteur et les étriers de frein au profit d'une liaison par câble électrique (Brake-by-Wire) répercutant ainsi la demande du conducteur uniquement sous forme d'un signal et non de puissance : ce sont les solutions électro-hydrauliques ou EHB (Electro Hydraulic Brake) et électro-mécaniques ou EMB (Electro Mechanical Brake) [Hamrs2001]. Nous allons étudier dans notre cas un système de freinage hydraulique avec un système ABS. Sa modélisation est traitée dans la partie suivante.

- **Modélisation**

Le schéma de principe du circuit hydraulique avec système ABS comportant des servovalves est représenté en **Figure 3.1**.

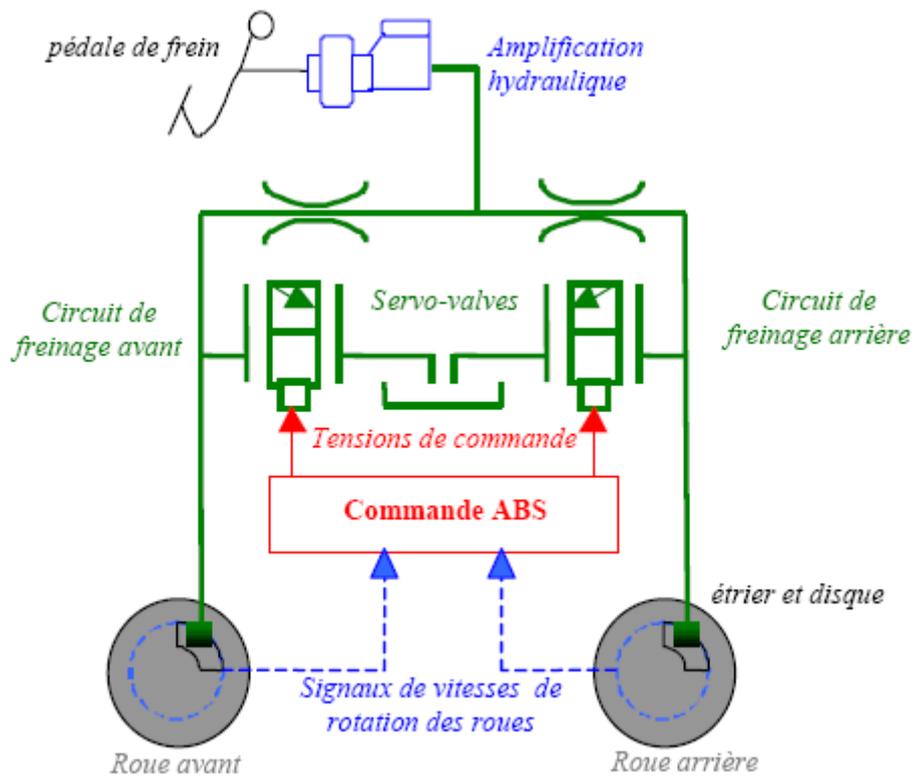


Figure 3.1 – Schéma de principe d'un système hydraulique de freinage avec ABS avec les (—) lignes hydrauliques, les (---) signaux et (—) commandes électriques

La relation déplacement de la pédale – force agissant sur le maître cylindre peut être modélisée par un simple gain constant en raison de la faible dynamique du conducteur devant celle du dispositif, soit :

$$F_{mc} = K_{assist} \cdot D_{pédale}(t), \quad (3.1)$$

Une modélisation simplifiée du circuit de freinage est représentée en **Figure 3.2**. Elle ne fait pas apparaître l'alimentation en liquide, due au réservoir, par soucis de simplicité.

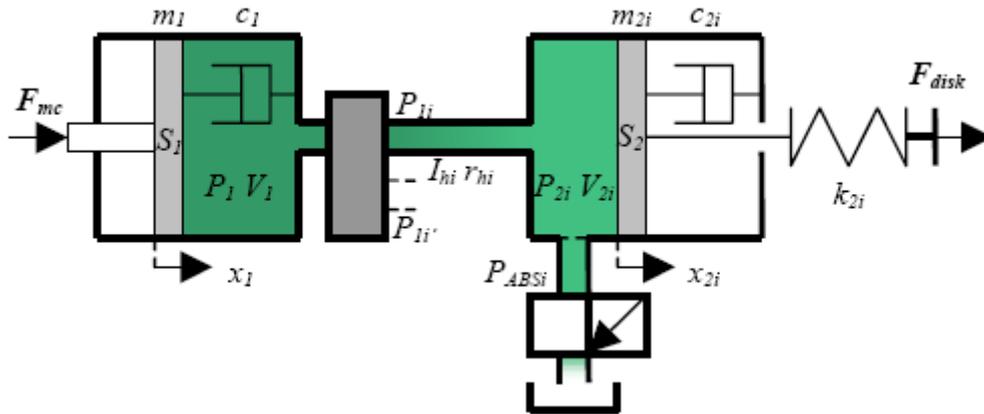


Figure 3.2 – Schéma du modèle du circuit hydraulique

Le mouvement du piston primaire est régi par :

$$m_1 \ddot{x}_1(t) = F_{mc} - P_1(t) \cdot S_1 - c_1 \dot{x}_1(t), \quad (3.2)$$

qui conduit à l'évolution de la pression aval :

$$\dot{P}_1(t) = \frac{B}{V_1} (\dot{x}_1(t) \cdot S_1 - \sum_i Q_i), \quad (3.3)$$

La répartition de freinage est supposée connue et donnée par un facteur $\alpha_{freinage}$ variable au cours du temps :

$$\begin{pmatrix} P_{11}(t) \\ P_{12}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ \alpha_{freinage} \end{pmatrix} \frac{1}{1 + \alpha_{freinage}} P_1(t), \quad (3.4.1)$$

Tel que :

$$\alpha_{freinage}(a_x(t)) = \frac{\frac{L_{av}}{h} + \frac{a_x(t)}{g}}{\frac{L_{ar}}{h} - \frac{a_x(t)}{g}}, \quad (3.4.2)$$

Pour chacune des lignes, le débit du fluide est alors :

$$I_{hi} \cdot \dot{Q}_i(t) = P_{1i}(t) - P_{2i}(t) - r_{hi} \cdot Q_i(t), \quad (3.5)$$

La pression en amont du second piston évolue selon :

$$\dot{P}_{2i}(t) = \frac{B}{V_{2i}}(Q_i(t) - \dot{x}_{2i}(t) \cdot S_{2i}), \quad (3.6)$$

qui conduit au mouvement du second piston dicté par :

$$m_{2i} \cdot \ddot{x}_{2i}(t) = P_{2i}(t) \cdot S_{2i} - F_{diski}(x_{2i}(t)) - c_{2i} \cdot \dot{x}_{2i}(t), \quad (3.7)$$

La pression P_{2i} peut alors être modulée par les servovalves ABS contrôlées en pression ou encore par des électrovannes ABS tout ou rien (TOR).

Le mouvement du piston génère alors une force non linéaire sur le disque de frein :

$$F_{disk}(x_2(t)) = f(k_{2i}(x_2(t)), x_2(t)), \quad (3.8)$$

où les caractéristiques de la raideur non linéaire équivalente en raison du jeu inhérent au système notamment, sont :

$$\begin{cases} f \equiv 0 \\ f(x_2) = k_{2i}(x_{2i}) \cdot (x_{2i} - x_i^0) \end{cases} \quad \text{si} \quad \begin{cases} x_{2i} < x_i^0 \\ x_{2i} \geq x_i^0 \end{cases}, \quad (3.9)$$

$$\begin{cases} k_{2i}(x_{2i}) \equiv k_{2i}^1 \\ k_{2i}(x_{2i}) \equiv k_{2i}^2 \end{cases} \quad \text{si} \quad \begin{cases} x_{2i} < x_i^0 \\ x_{2i} \geq x_i^0 \end{cases}, \quad (3.10)$$

Au final, le couple de freinage généré est alors :

$$C_{fi}(t) = 2 \cdot R_e \cdot \mu_e \cdot F_{diski}(t), \quad (3.11)$$

Avec les équations (3.1) à (3.11), le modèle du système de freinage hydraulique, avec le déplacement pédale en entrée et les couples de freinage en sortie, peut être simulé*.

*Valeurs numériques :

$D_{pédale} = 2500 \text{ N}$	$I_{hav}; I_{har} = 2,94 \cdot 10^8 \text{ Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-3}$	$R_e = 11,2 \text{ cm}$
$B = 17000 \text{ Pa}$	$r_{hav}; r_{har} = 3,16 \cdot 10^{10} \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$	$\mu_{eav1}; \mu_{ear1} = 0,4$
$V_1 = 22 \text{ cm}^3$	$V_{2av}; V_{2ar} = 32 \text{ cm}^3$	$k_{2av2}; k_{2ar2} = 5,1 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
$c_1 = 1000 \text{ Ns/m}$	$c_{2av}; c_{2ar} = 2500 \text{ Ns/m}$	$k_{2av}; k_{2ar} = 33,5 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
$m_1 = 0,3 \text{ kg}$	$m_{2av}; m_{2ar} = 0,75 \text{ kg}$	$x_{av}^0; x_{ar}^0 = 0,15 \text{ mm}$
$S_1 = 3,87 \text{ cm}^2$	$S_{2av}; S_{2ar} = 25,5 \text{ cm}^2$	

3.3 - Commande hybride d'ABS

3.3.1 - Principe de l'ABS

La compréhension du principe de l'ABS nécessite de connaître les bases de la physique du pneumatique. La manière dont le pneumatique génère les forces longitudinales et latérales est extrêmement complexe. Le modèle de Pacejka [Pacejka91] donne une approche quasi-statique semi-empirique de ces phénomènes : la force longitudinale est en particulier fonction de la charge normale, du coefficient d'adhérence entre la route et le pneumatique et du taux de glissement. Pour une roue en phase de freinage en ligne droite, en négligeant la dynamique longitudinale du pneumatique, cette dernière variable est définie par :

$$\lambda_i = 1 - \frac{r_{ri}(t) \cdot \omega_{ri}(t)}{v_x(t)}, \quad (3.12)$$

Ce rapport peut varier de 0% (la vitesse du centre roue est égale à la vitesse apparente de la roue) à 100% (la roue est bloquée). La dépendance de la force de freinage, et également de la force latérale du pneumatique, vis-à-vis du taux de glissement est tracée en **Figure 3.3**, pour une charge de 5 kN et un coefficient d'adhérence de 1.

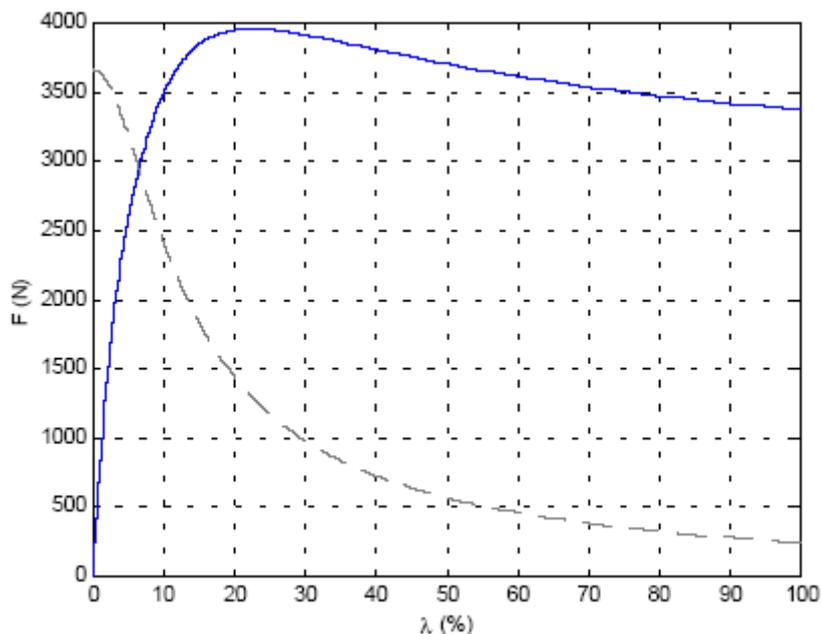


Figure 3.3 – Variations de (---) la force de freinage et de (—) la force latérale du pneumatique en fonction du taux de glissement sur haute adhérence

Lorsque la roue est bloquée, la force de freinage est toujours moindre que la force maximale (obtenue pour un unique taux de glissement dit optimal). Ainsi, le contrôle ABS consiste à asservir le taux de glissement autour de sa valeur optimale afin de maximiser la force de freinage en modulant les pressions de freinage. Comme le blocage de roue tend à

diminuer fortement la force latérale servant à guider le véhicule, l'ABS permet également de conserver une stabilité minimale en virage.

3.3.2 - Modèle simplifié pour la commande

Pour synthétiser une commande ABS, un modèle simplifié doit être substitué au modèle de connaissance [Assadian2001], [Jacquet96]. Le modèle retenu est un quart de véhicule, en **Figure 3.4**, composé d'une masse en translation pour la caisse et d'une roue en rotation.

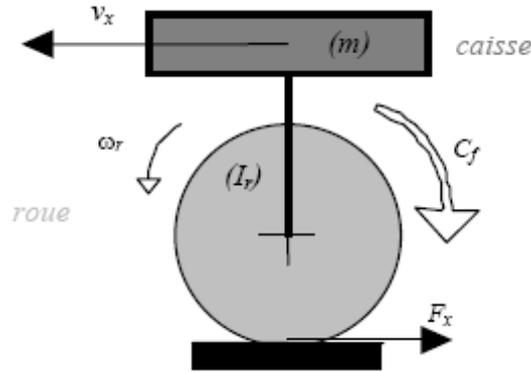


Figure 3.4 – Modèle simplifié quart de véhicule

La dynamique de la rotation de la roue est alors décrite par l'équation :

$$I_{ri} \cdot \dot{\omega}_{ri}(t) = C_{fi}(t) - r_{ri}(t) \cdot F_{xi}(t), \quad (3.13)$$

et la dynamique de translation de la caisse par :

$$m \cdot \dot{v}_x = F_{xi}(\mu, \lambda_i, F_{zi}), \quad (3.14)$$

Afin de simplifier la synthèse du contrôleur, le circuit hydraulique de la **Figure 3.2** est réduit à un gain constant. La raideur k_{2i} définie par la relation (3.9) est linéarisée autour de la position d'équilibre x_i^0 , soit :

$$k_{2i}^0 = \frac{\partial k_{2i}}{\partial x_{2i}}(x_{2i} = x_i^0), \quad (3.15)$$

Avec cette simplification, le modèle du circuit hydraulique devient un système linéaire et la transformée de Laplace est alors appliquée aux équations (3.6) à (3.8) menant à l'expression de la fonction de transfert suivante :

$$\frac{F_{diski}(s)}{Q_i(s)} = \frac{1}{s} \cdot \frac{k_{2i}^0 \cdot S_{2i} \cdot \frac{B}{V_{2i}}}{m_{2i} \cdot s^2 + c_{2i} \cdot s + k_{2i}^0 + S_{2i}^2 \cdot \frac{B}{V_{2i}}}, \quad (3.16)$$

Pour simplifier à nouveau, la dynamique du second piston est négligée, ainsi (3.6) peut être approximée par :

$$Q_i(s) \approx s \cdot \frac{V_{2i}}{B} \cdot P_{2i}(s), \quad (3.17)$$

il vient ensuite que :

$$\frac{F_{diski}(s)}{P_{2i}(s)} = \frac{k_{2i}^0 \cdot S_{2i}}{k_{2i}^0 + S_{2i}^2 \cdot \frac{B}{V_{2i}}}, \quad (3.18)$$

Ainsi, grâce aux équations (3.11) et (3.18), la relation entre le couple de freinage et la pression est donnée par :

$$C_{fi}(s) = K_{ei} \cdot P_{2i}(s), \quad (3.19)$$

avec le gain :

$$K_{ei} = \frac{2 \cdot R_r \cdot \mu_e \cdot k_{2i}^0 \cdot S_{2i}}{k_{2i}^0 + S_{2i}^2 \cdot \frac{B}{V_{2i}}}, \quad (3.20)$$

La pression de freinage est supposée être la somme de deux sources : la pression imposée par le conducteur via le maître cylindre et la chute de pression due à l'action des servovalves de l'ABS, soit :

$$P_{2i} = P_{1i} - P_{ABSi}, \quad (3.21)$$

La commande des servovalves en pression de ce système est supposée avoir une bande passante autour de 100Hz, assez large pour pouvoir être modélisée par une constante sur la plage de fréquence de travail de l'ABS. Ainsi, il vient :

$$P_{ABSi}(s) = H_0 \cdot C_{fABSi}(s), \quad (3.22)$$

L'ABS utilise alors les vitesses de rotations des roues fournies par chaque capteur à la roue comme illustré sur le schéma de commande de la **Figure 3.5**.

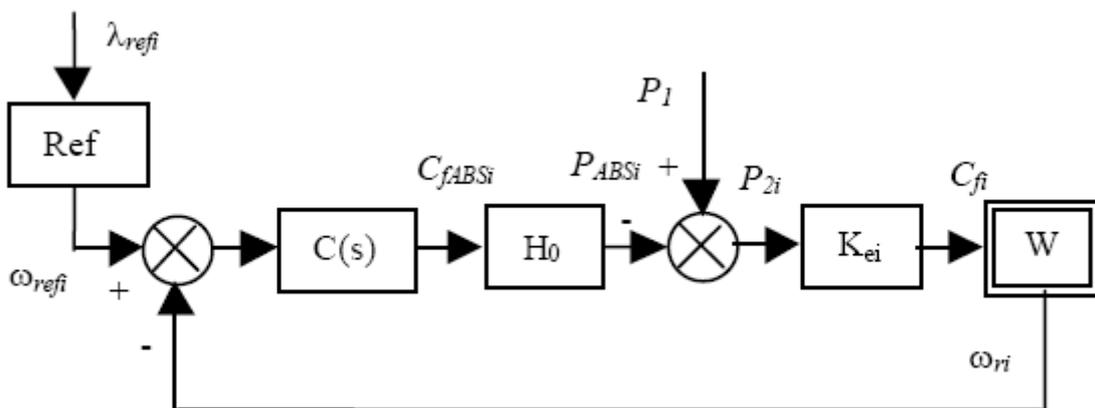


Figure 3.5 – Schéma de commande de l'ABS

La problématique de commande peut donc être décrite comme une régulation de la vitesse de rotation de la roue, connaissant le taux de glissement de consigne, en faisant chuter la pression initiale du maître cylindre qui agit, une fois l'ABS activé, comme une perturbation exogène sur le système. On note, à ce titre, que la technologie Brake-by-Wire (EHB ou EMB) permet de passer, outre ce problème de perturbation, comme aucun lien mécanique n'existe entre la demande du conducteur et l'application des pressions de freinage.

Historiquement, pour des raisons économiques, la plupart des systèmes ABS sont conçus avec des électrovannes tout ou rien et non des servovalves, proscrivant la conception d'une loi de commande avancée. Dans la suite, un contrôleur par rétroaction (bloc « C(s) » de la **Figure 3.5**) est synthétisé en utilisant la méthodologie CRONE [Oustaloup99]. Ensuite, deux méthodes de synthèse d'un contrôleur par anticipation sont proposées afin de donner le taux de glissement optimal à asservir.

3.3.3 - Loi de commande CRONE par rétroaction

3.3.3.1 - Appréhension de la non linéarité du procédé à asservir

La difficulté majeure dans la synthèse du contrôleur par rétroaction est la non linéarité intrinsèque du pneumatique, représentée par le bloc « W » de la **Figure 3.5**. Deux approches sont alors proposées :

- la première se base sur une approche énergétique utilisant une fonction de Lyapunov afin de certifier de la stabilité globale du système ;
- la deuxième se base sur des abstractions du comportement non linéaire du pneumatique.

3.3.3.1.1 - Approche par la stabilité au sens de Lyapunov

Comme le système de freinage est un système dissipatif, la démonstration de la stabilité de la commande est étudiée grâce à une fonction de Lyapunov. La fonction candidate est l'énergie mécanique du système, soit :

$$E_{mi} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_x^2 + \frac{1}{2} I_{ri} \cdot \omega_{ri}^2, \quad (3.23)$$

Telle que :

$$\begin{cases} E_{mi} = 0 & \text{si } (v_x \ \omega_{ri}) = (0 \ 0) \\ E_{mi} > 0 & \text{autrement} \end{cases}, \quad (3.24)$$

Il vient alors :

$$\frac{\partial E_{mi}}{\partial t} = m \cdot \dot{v}_x \cdot v_x + I_{ri} \cdot \dot{\omega}_{ri} \cdot \omega_{ri}, \quad (3.25)$$

A l'aide de (3.13) et (3.14), l'équation devient :

$$\frac{\partial E_{mi}}{\partial t} = F_{xi} \cdot v_x + (C_{fi} - r_{ri} \cdot F_{xi}) \cdot \omega_{ri} \quad , \quad (3.26)$$

En utilisant (3.12) et (3.39), alors :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial E_{mi}}{\partial t} = C_{fi} \cdot \omega_{ri} \cdot \left(1 + \frac{r_{ri} \cdot F_{xi}}{C_{fi}} \cdot \frac{1}{1-\lambda}\right) \quad \text{si } \lambda \neq 1 \\ \frac{\partial E_{mi}}{\partial t} = F_{xi} \cdot v_x \quad \text{si } \lambda = 1 \end{array} \right. \quad , \quad (3.27)$$

Ainsi, comme le couple appliqué est toujours freineur donc opposé au sens de rotation de la roue et que la force de freinage est opposée à la vitesse d'avancement du véhicule, alors :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial E_{mi}}{\partial t} = 0 \quad \text{si } (v_x \quad \omega_{ri}) = (0 \quad 0) \quad \text{avec } C_{fi}(t) \neq 0 \\ \frac{\partial E_{mi}}{\partial t} < 0 \quad \text{autrement} \end{array} \right. \quad , \quad (3.28)$$

Grâce au théorème de Lyapunov, il est possible de conclure sur la stabilité asymptotique du système vers l'arrêt complet (vitesses du véhicule et de la roue nulles) si la commande en couple de freinage n'est pas nulle. La stabilité du système peut être ainsi assurée y compris dans le cadre d'une commande hybride sur l'ABS.

Toutefois, la stabilité au sens de Lyapunov ne renseigne que sur la convergence vers l'arrêt total du véhicule. Le blocage de roue conduit également à cet état avec le modèle retenu. Une deuxième approche est alors proposée par abstractions du comportement non linéaire du pneumatique.

3.3.3.1.2 - Approche par abstractions du comportement non-linéaire du pneumatique

Trois cas sont étudiés afin d'appréhender le transfert couple de freinage – taux de glissement.

3.3.3.1.2.1 - Cas du freinage menant au blocage de roue

Lorsque la roue part au blocage (glissement à 100%), les dynamiques respectives de roue et de caisse sont dissociables étant donné le rapport d'inerties conséquent.

Il est alors possible d'écrire aux forts glissements que :

$$v_x(t) \approx cste \quad , \quad (3.29)$$

Et donc que :

$$\dot{\lambda}_i(t) \approx 1 - \frac{r_{ri} \cdot \dot{\omega}_{ri}(t)}{v_x(t)}, \quad (3.30)$$

v_x variant très lentement par rapport à ω_{ri} . Cette dernière relation devient alors :

$$\dot{\lambda}_i(t) \approx 1 - \frac{r_{ri}}{I_{ri} \cdot v_x(t)} \cdot C_{fi}(t) + \frac{r_{ri}^2}{I_{ri} \cdot v_x(t)} \cdot \dot{C}_{fi}(t), \quad (3.31)$$

Au blocage de la roue, la dépendance de la force de freinage vis-à-vis du glissement peut être approchée par la relation linéaire :

$$F_{xi}(t) \approx F_{xi \max} - k_{2i} \lambda_i(t) \quad (3.32)$$

Avec $F_{xi}(t) < 0$, $F_{xi \max} < 0$, $\lambda_i > 0$ pour le freinage et donc $k_{2i} < 0$. Il vient alors :

$$\lambda_i(s) \left[1 + \frac{I v_x}{r_{ri}^2 \cdot k_{2i}} s \right] \approx - \frac{1}{r_{ri} \cdot k_{2i}} C_{fi}(s) + \frac{I v_x}{r_{ri}^2 \cdot k_{2i}} + \frac{F_{xi \max}}{k_{2i}} \quad (3.33)$$

Le procédé équivalent à asservir vu du système ABS est donc :

$$G_{2i}(s) = \frac{\lambda_i(s)}{C_{fi}(s)} = - \frac{1}{r_{ri} \cdot k_{2i}} \cdot \frac{1}{1 + \tau_{2i} s} \quad (3.34)$$

où

$$\tau_{2i} = \frac{I v_x}{r_{ri}^2 \cdot k_{2i}} < 0 \quad (3.35)$$

qui représente donc un pôle réel positif : le procédé est donc instable.

Ainsi, l'instabilité du procédé se traduit mathématiquement par la divergence du taux de glissement. Physiquement, il ne peut excéder 100%, la roue part rapidement au blocage une fois la force pneumatique maximale dépassée.

D'un point de vue énergétique, le système est stable, vu que le pneumatique génère une force de freinage non nulle, le système est toujours dissipatif, ce que l'on retrouve avec l'énergie mécanique comme fonction de Lyapunov (cf. paragraphe 3.3.3.1.1).

3.3.3.1.2.2 - Cas d'un freinage « faible »

Si on freine très faiblement, alors le véhicule décélère peu, donc

$$v_x(t) \approx cste \quad (3.36)$$

Dans la zone linéaire de fonctionnement du pneumatique, la dépendance de la force de freinage vis-à-vis du glissement peut être approchée par la relation :

$$F_{xi} \approx k_{1i} \lambda_i(t) \quad (3.37)$$

où $k_{1i} > 0$

Le même raisonnement qu'au paragraphe précédent montre qu'il existe une nouvelle constante de temps :

$$\tau_{1i} = \frac{I_{ri} v_x}{r_{ri}^2 k_{1i}} < 0 \quad (3.38)$$

qui représente un pôle réel négatif : le système est donc stable.

Lors de faibles sollicitations et avant de dépasser la force maximale pneumatique, le système converge donc toujours vers un état d'équilibre.

3.3.3.1.2.3 - Cas du freinage optimal

Lorsque le taux de glissement est asservi autour de la valeur optimale maximisant la force de freinage, les dynamiques ne sont plus découplables. En revanche, on peut écrire dans un voisinage du taux de glissement optimal que :

$$F_{xi}(t) \approx F_{xi \max} = cste \quad (3.39)$$

L'équation différentielle devient alors :

$$\dot{\lambda}_i(t) - \frac{\dot{v}_x(t)}{v_x(t)} \lambda_i(t) = -\frac{r_{ri}}{I_{ri} v_x(t)} C_{fi}(t) + \frac{r_{ri}^2}{I_{ri} v_x(t)} F_{xi \max} \left(\frac{1}{m r_{ri}^2} - 1 \right) \quad (3.40)$$

qui représente alors un procédé non stationnaire avec

$$\tau_i = \frac{\dot{v}_x(t)}{v_x(t)} = \frac{F_{xi \max}}{m v_x(t)} \quad (3.41)$$

Ceci montre que les dynamiques en glissement et vitesse sont liées, soit que les dynamiques de caisse et de roue le sont. Suivant les accélérations et décélérations du véhicule, τ_i est amené à changer de signe, se plaçant ainsi à la frontière entre les modèles limites précédents.

3.3.3.1.3 - Conclusion sur les abstractions du comportement non-linéaire

Dans la zone de fort glissement, le procédé à asservir par le système ABS est instable ; il mène ainsi au blocage de la roue. Dans la zone de faible glissement, le procédé est en revanche

stable. Lors de l'asservissement du glissement à sa valeur optimale maximisant la force de freinage pneumatique, le procédé se situe à la limite des comportements menant à la stabilité / l'instabilité, démontrant alors la difficulté à appréhender la régulation du taux de glissement dans cette zone de fonctionnement.

3.3.3.2 - Formulation pour la robustesse

Le procédé à réguler exhibant un comportement fortement non-linéaire, il est choisi d'en extraire un comportement simplifié tout en prenant en compte la non-linéarité comme incertitude sur le procédé.

L'équation (3.39) peut alors être réécrite sous la forme

$$\frac{\dot{\omega}_{ri}(t)}{C_{fi}(t)} = \frac{1-\delta_i(t)}{I_{ri}} \quad (3.42)$$

en introduisant la nouvelle variable :

$$\delta_i(t) = \frac{r_{ri} \cdot F_{xi}(t)}{C_{fi}(t)} \quad (3.43)$$

Cette dernière représente la réponse non-linéaire du pneumatique lorsqu'il est excité par un couple de freinage. Elle dépend de la force normale et du coefficient d'adhérence entre le pneumatique et la route qui est un paramètre incertain borné dans l'intervalle $[0,1 ; 1]$

Cependant, comme le système de freinage est purement dissipatif, la variable $\delta_i(t)$ peut être bornée. A l'aide d'une série de simulations sur une large plage de conditions sur les attaques en couple de freinage, sur la charge normale et sur le coefficient d'adhérence, on peut montrer que :

$$0 \leq \delta_i(t) \leq 0.97 \quad (3.44)$$

qui relate le comportement du pneumatique dans sa zone linéaire de fonctionnement lors d'une attaque en couple de freinage menant au blocage de la roue si l'ABS n'intervient pas.

En introduisant l'inertie équivalente [Jacquet96] :

$$I_{equi} = \frac{I_{ri}}{1-\delta_i(t)} \quad (3.45)$$

et en appliquant la transformée de Laplace sur le système linéaire incertain, l'équation devient :

$$\frac{\dot{\omega}_{ri}(t)}{C_{fi}(t)} = \frac{1}{I_{equi} s} \quad (3.46)$$

Le système non-linéaire non stationnaire a donc été transformé en un système linéaire stationnaire (3.46) avec une incertitude paramétrique bornée. Ainsi, le contrôle ABS se doit d'être robuste aux variations d'inertie équivalente afin de garantir la stabilité du procédé [Tsympkin94].

3.3.3.3 - Synthèse du contrôleur

Un contrôleur ABS basé sur la méthodologie H_∞ [Duc1999] a été synthétisé dans [Assadian2001]. Il permet de garantir la robustesse de la stabilité de la boucle fermée en prenant l'amplitude maximale de l'incertitude, ce qui constitue une approche pessimiste et peut mener à une commande de performances moindres. Ainsi, une seconde méthodologie est proposée à l'aide d'un contrôleur CRONE [Oustaloup99], permettant de gérer au mieux le compromis performance – robustesse. Le contrôleur présente alors des performances robustes en prenant en compte explicitement dans la synthèse l'incertitude sur le gain du procédé.

En accord avec la **Figure 3.1** et l'équation (3.46), le procédé à réguler est défini par :

$$G(s) = \frac{H_0 \cdot K_e}{I_{eq} \cdot s} \quad (3.47)$$

Seules des variations de gain interviennent via l'inertie équivalente ; il est donc choisi de synthétiser un contrôleur CRONE de deuxième génération [Oustaloup99] menant au transfert en boucle ouverte désiré [Jacquet96] :

$$\beta(j\omega) = C_0 \cdot \left(\frac{1+j\omega}{\omega_b} \right)^2 \cdot \left(\frac{1+j\omega}{1+j\omega/\omega_h} \right)^n \cdot \frac{1}{1+j\omega/\omega_h} \quad (3.48)$$

En assurant que les fréquences de coupures sont telles que :

$$\omega_b \ll \omega_u \ll \omega_h \quad (3.49)$$

où ω_u est la pulsation au gain unité, cette forme présente alors :

- un comportement asymptotique d'ordre 2 en basse fréquence permettant d'annuler l'erreur de traînage ;
- un comportement de type dérivée non entière d'ordre n autour de la fréquence au gain unité permettant d'assurer un blocage de phase sur une plage de fréquence autour de celle-ci ;
- un comportement asymptotique d'ordre 1 en haute fréquence limitant la sensibilité aux perturbations.

A l'aide de ces remarques, la marge de phase peut alors être approximée par :

$$M_\varphi \approx n \cdot \frac{\pi}{2} \quad [\text{rad}] \quad (3.50)$$

Afin de garantir une stabilité minimale, cette dernière est choisie égale à 45° . La fréquence au gain unité est choisie 10 fois supérieure à la fréquence de coupure du procédé. Les pulsations transitionnelles ω_b et ω_h sont calculées pour avoir un blocage de phase juste suffisant sur la plage de variation de gain de l'inertie équivalente* en respect de (3.44) et (3.45). Le gain statique de (3.48) est alors calculé en fonction des choix précédents.

*Valeurs numériques

ω_u 3,49 rad/s

ω_b 0,06 rad/s

ω_h 201,87 rad/s

Le diagramme de Black, en **Figure 3.6**, montre le blocage de phase qui permet d'assurer la même marge de phase en dépit des incertitudes sur l'inertie équivalente.

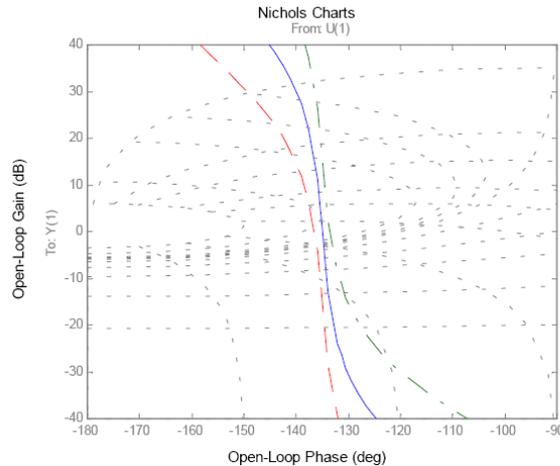


Figure 3.6 – Diagramme de Black des boucles ouvertes avec les inerties équivalentes respectives (—) nominale, (---) minimale et (---) maximale

3.3.3.4 - Etude a posteriori de la robustesse des performances

Dans le cadre de la suspension CRONE basse fréquence (cf. chapitre 2), l'incertitude paramétrique du procédé est due à la masse suspendue variant pour plusieurs états de charge. Mis à part la consommation de carburant, les variations de charge ne se produisent qu'à l'arrêt du véhicule.

Dans le cadre de l'ABS, l'incertitude sur l'inertie équivalente de roue varie dans une dynamique liée à la génération de la force de freinage de même ordre de grandeur que la commande ABS. Dès lors, il n'est plus possible de certifier théoriquement la robustesse des performances du système (en termes de robustesse du premier dépassement de la réponse indicielle notamment). En revanche, une étude a posteriori sur la réponse indicielle de la commande ABS agissant sur le procédé non-linéaire permet de quantifier la désensibilisation du système vis-à-vis des variations d'adhérence. Pour proposer une commande robuste, les incertitudes du modèle pneumatique non-linéaire doivent être affinées pour synthétiser une commande CRONE de troisième génération par exemple. La connaissance du pneumatique reste donc une étape essentielle à approfondir.

Dans un premier temps et faute de données expérimentales sur le pneumatique, la valeur de l'adhérence est prise comme facteur de pondération de la force de longitudinale sur l'intervalle $[0,8 ; 1]$ autour de la valeur nominale de 1, où des données expérimentales sont disponibles. La

réponse du système ABS est alors désensibilisée vis-à-vis des incertitudes sur l'adhérence, comme illustré en **Figure 3.7**, malgré la référence en taux de glissement fixée à 10% à la frontière de l'instabilité du procédé.

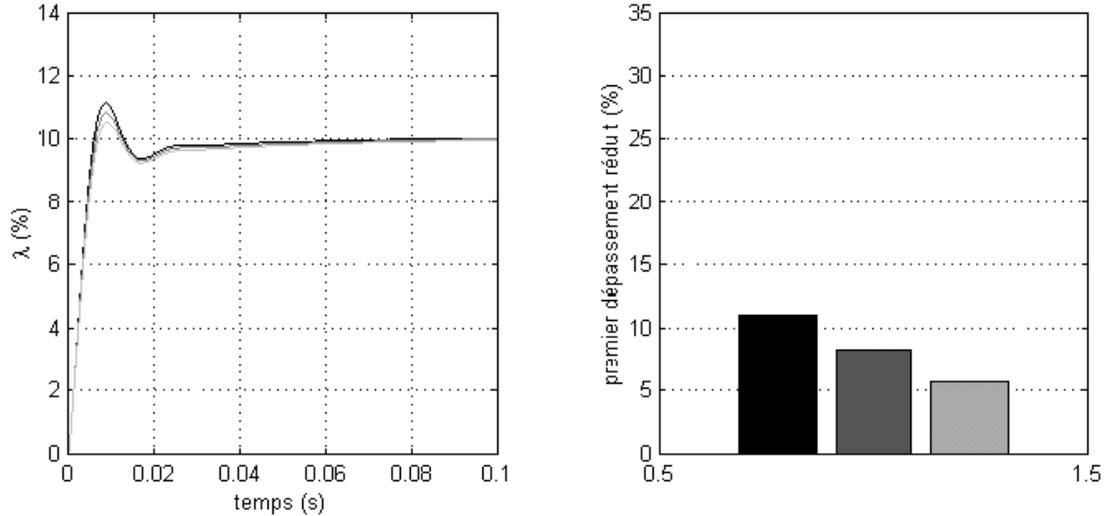


Figure 3.7 – Réponse indicielle du système, en phase de freinage, en taux de glissement et leurs premiers dépassements réduits pour les adhérences respectives de ■ 0,8 , ■ 0,9 et ■ 1

A présent, l'adhérence est supposée varier dans l'intervalle $[0,3 ; 1]$. Cette plage représente une variation d'environ 30 dB sur le gain du procédé équivalent, défini par la relation (3.46). Cette dernière peut être appréhendée par la gestion du dilemme performance – robustesse lors de la synthèse de la commande CRONE de 2^{ème} génération. Toutefois, dans le cas général, les relations force de freinage – glissement ne varient plus dans des rapports homothétiques, comme l'illustre la **Figure 3.8** pour les caractéristiques identifiées sur banc de trois adhérences distinctes.

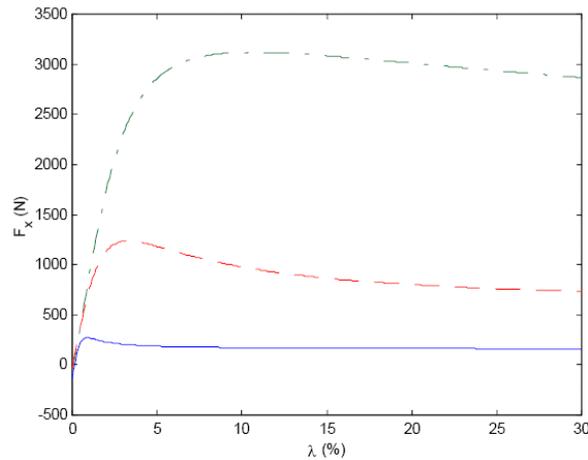


Figure 3.8 – Diagramme force de freinage – glissement pour les adhérences respectives de (—) 0,3 , (---) 0,6 et (-.-) 1

A ce titre, il n'est alors pas possible de certifier de la désensibilisation vis-à-vis de l'adhérence comme dans le cas linéaire. L'étude *a posteriori* de la réponse du système ABS reste cependant correcte, comme l'illustre la **Figure 3.9**.

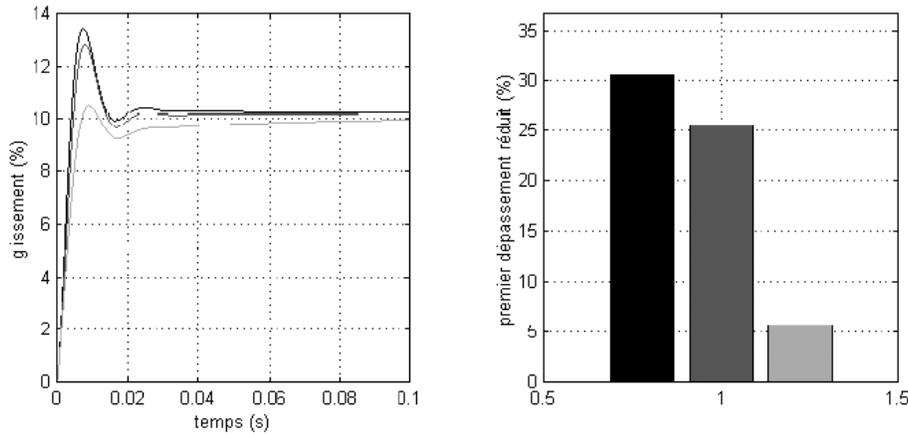


Figure 3.9 – Réponse indicielle du système, en phase de freinage, en taux de glissement et leurs premiers dépassements réduits pour les adhérences respectives de ■ 0,3 , ■ 0,6 et ■ 1

Dans l'état actuel des connaissances sur le pneumatique, il n'est malheureusement pas possible de raffiner la commande proposée, en tenant compte par exemple des zones de stabilité et d'instabilité par une commande multi-contrôleurs. La modélisation du pneumatique reste donc un sujet d'études à approfondir pour améliorer les lois de commande synthétisées.

3.3.4 - Lois de commande par anticipation

3.3.4.1 - Synthèse des contrôleurs par anticipation

Comme écrit précédemment, le principe de l'ABS est de réguler le taux de glissement à une référence donnée (bloc « Ref » de la **Figure 3.5**). Cette dernière peut être calculée en inversant l'équation (3.12) :

$$\omega_{ref} = \frac{\hat{v}_x}{r_r} (1 - \lambda_{ref}) \quad (3.51)$$

en supposant que la vitesse du véhicule est mesurée ou estimée

Dans de nombreuses approches, le taux de glissement de consigne est choisi constant et égal à 10%. Cependant, le modèle de Pacejka montre que le taux de glissement optimal est nettement dépendant de la nature du contact pneumatique – route, comme le montre la **Figure 3.8**. Ainsi, le

comportement d'un ABS avec des consignes constantes ne peut pas être certifié comme étant optimal sur l'ensemble des situations de roulage. Cette remarque peut expliquer les limitations de l'ABS présentées lors de récentes études [Forckenbrock99].

Dès lors, une méthode alternative est proposée. L'idée clé est de considérer, une fois que l'ABS est actif, que la décélération du véhicule est « proche » (sans être toutefois égale) à la décélération optimale. Ainsi, avec l'information de décélération par un capteur ou un estimateur, l'ABS peut avoir une image du coefficient d'adhérence et adapter en conséquence les consignes. Si le véhicule freine par exemple sur la neige, l'ABS commence la régulation avec une consigne égale à 10%. Comme la route est gelée, la décélération est peu importante, de l'ordre de 0,1g. De cette information, la consigne en taux de glissement peut être réactualisée.

Ce fonctionnement n'est justifié que dans le cas où l'adhérence est la même pour les quatre roues et où l'ABS est activé et donc que le véhicule freine à la limite physique de l'adhérence sur les quatre pneumatiques. En d'autres termes, ce contrôle par anticipation ne peut pas être réalisé sans intervention de l'ABS. La connaissance de la limite physique (i.e. l'adhérence) n'est donc possible que lorsque l'on a atteint pratiquement celle-ci.

En supposant qu'un capteur d'accélération longitudinale est disponible à bord du véhicule, deux méthodes sont proposées afin de calculer effectivement les taux de glissement de consigne pour chacune des roues.

Au niveau local à la roue, la loi de commande à synthétiser peut être considérée comme une loi par anticipation car l'accélération longitudinale est une consigne extérieure à l'équation dynamique de la vitesse de rotation de la roue. En revanche, au niveau global du véhicule, l'accélération du véhicule étant la dérivée d'un état du système, cette loi de commande est donc une loi par rétroaction. La loi dite d'anticipation est donc une vision locale à la roue.

3.3.4.2 - Synthèse par le modèle inverse de Pacejka

La première méthode vise à utiliser directement le modèle de Pacejka et les données expérimentales disponibles. La décélération du véhicule est donnée par :

$$a_x = \frac{\sum_i F_{xi}}{m_t} \quad (3.52)$$

Pour de petites variations des charges normales et, en combinant avec (2.2), il vient :

$$a_x = \mu_{\max} \frac{\sum_i F_{zi}}{m_t} \quad (3.53)$$

La somme des charges normales incluant les reports de charge est toujours égale au poids total du véhicule, soit finalement :

$$a_x = \mu_{\max} \cdot g \quad (3.54)$$

Pour chaque jeu de paramètres du modèle de Pacejka correspondant à une adhérence pneumatique – route donnée, la force de freinage maximale et le taux de glissement optimal correspondant sont calculés (cf. **Figure 3.8**). Une interpolation du deuxième degré est alors déduite de ces données extraites, soit :

$$\lambda_{opt} = a \cdot a_x^2 + b \cdot a_x + c \quad (3.55)$$

où les paramètres $\{a, b, c\}$ dépendent uniquement des caractéristiques du pneumatique. La **Figure 3.10** montre la relation donnée par l'équation (3.55) pour les roues avant du véhicule.

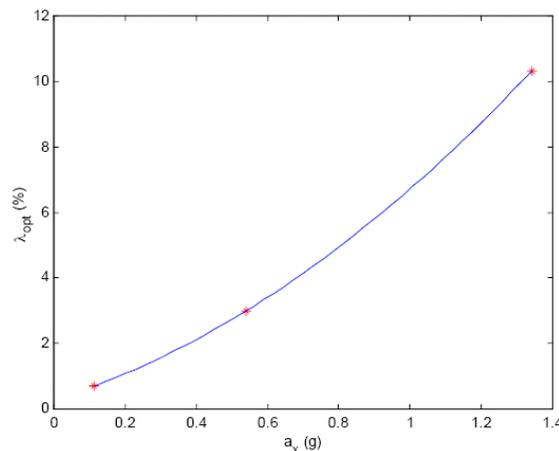


Figure 3.10 – Taux de glissement optimal fonction de la décélération du véhicule pour les roues avant avec le modèle inverse de Pacejka

3.3.4.3 - Synthèse par utilisation de la logique floue

Une méthode alternative a été proposée dans [Assadian2001] en utilisant la logique floue [Zadeh65]. Au lieu d'utiliser des données expérimentales qui demandent des investissements spéciaux, l'idée clé est d'utiliser la logique floue afin de construire une fonction de dépendance du taux de glissement optimal à l'adhérence en utilisant un comportement générique du pneumatique.

De ce point de vue, la décélération est décrite par trois fonctions d'appartenance qui la qualifient de « faible », « moyenne » ou « forte » (cf. **Figure 3.11**).

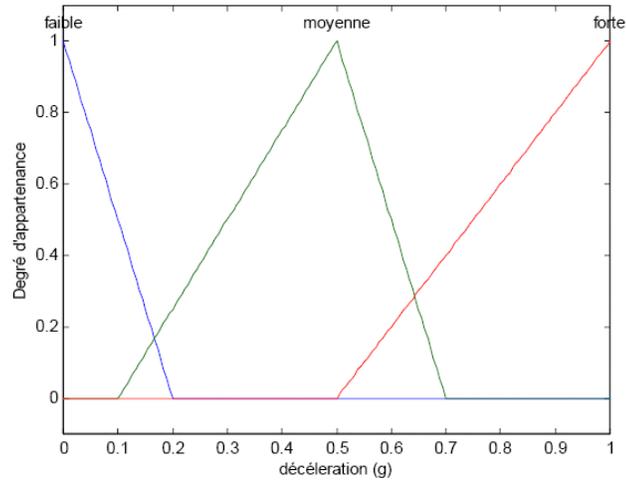


Figure 3.11 – Fuzzification de la décélération

De même le taux de glissement est décrit par trois fonctions d'appartenance le qualifiant de « faible », « moyen » ou « fort » (cf. **Figure 3.12**).

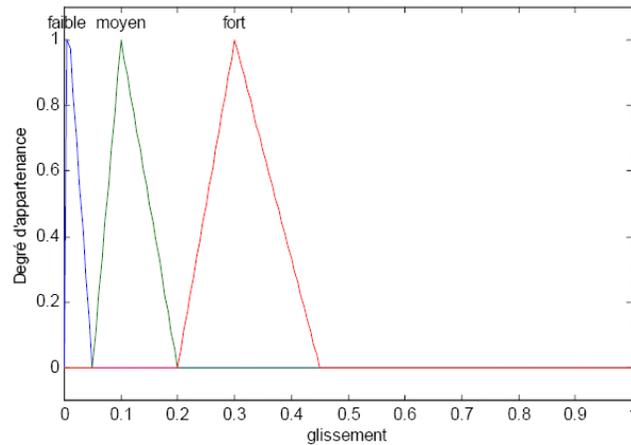


Figure 3.12 – Fuzzification du taux de glissement

Comme vu précédemment, les taux de glissement sont asservis à des valeurs « faibles » ou « moyennes » (les valeurs « fortes » ne sont pas utilisées dans un premier temps). Les règles de déductions sont alors issues du comportement général du pneumatique :

- si la décélération est « faible », alors les taux de glissement sont « faibles » ;
- si la décélération est « moyenne », alors les taux de glissement sont « moyens » ;
- si la décélération est « forte », alors les taux de glissement sont « moyens ».

La défuzzification est alors déduite par application de l'opérateur « minimum » pour l'implication floue, de l'opérateur « maximum » pour l'agrégation des ensembles flous, et de la méthode du « centroïde ». La fonction obtenue est alors celle de la **Figure 3.13**.

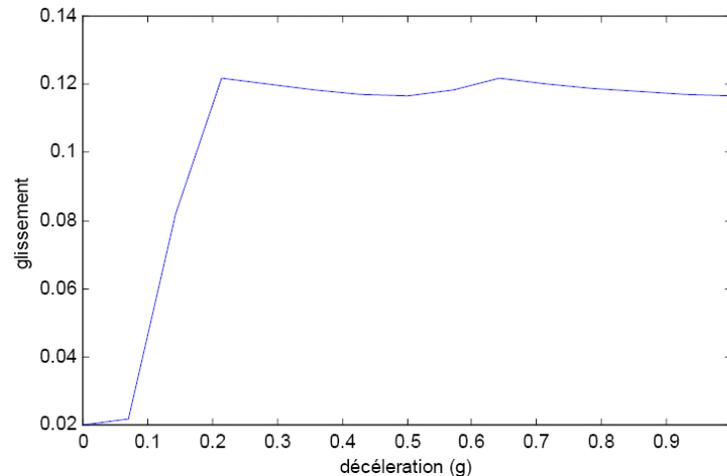


Figure 3.13 – Taux de glissement optimal fonction de la décélération du véhicule en utilisant la logique floue

La logique floue offre donc un moyen simple de paramétrer la dépendance du taux de glissement de consigne à la décélération en modifiant les fonctions d'appartenance (les glissements « forts » peuvent être aussi utilisés).

3.3.4.4 - Extension au cas de l'adhérence dissymétrique droite – gauche

Une des hypothèses de cette étude est de considérer une adhérence symétrique sur les roues droite et gauche. Le cas réel peut être plus complexe : l'adhérence peut être dissymétrique. Ce cas se produit généralement quand le conducteur freine en ayant auparavant déporté son véhicule sur le bas côté moins adhérent (herbe mouillée, neige, etc.). La stratégie de commande utilisée doit alors être élargie afin de prendre en compte ce cas de figure.

Deux exigences sont alors contradictoires : il faut freiner au mieux le véhicule en adaptant les taux de glissements optimaux sur chaque adhérence tout en permettant au véhicule de garder son cap malgré la dissymétrie des forces de freinage. Les stratégies gérant ce compromis sont étudiées dans [Mussier2002] en discriminant les divers cas de figure et en employant conjointement la direction assistée pour conserver le cap du véhicule.

3.3.5 - Logique de fonctionnement

L'ABS étant un système de sécurité active, il doit être activé et désactivé suivant les situations. L'activation se produit quand la roue va au blocage, c'est-à-dire quand le taux de glissement dépasse une valeur supérieure au glissement optimal maximum.

La désactivation doit avoir lieu lorsque :

- la demande du conducteur est moins importante que le couple demandé par l'ABS ;

- ou que la vitesse du véhicule est inférieure à une vitesse en dessous de laquelle les informations délivrées par les capteurs ne sont plus pertinentes ;
- ou encore lorsque le conducteur souhaite désactiver l'ABS par un bouton du tableau de bord.

Ces considérations sont synthétisées sous forme d'événements temporels qui dictent le passage dans les états d'activation et de désactivation de l'ABS dans une machine à état fini codée par le *statechart* de la **Figure 3.14**.

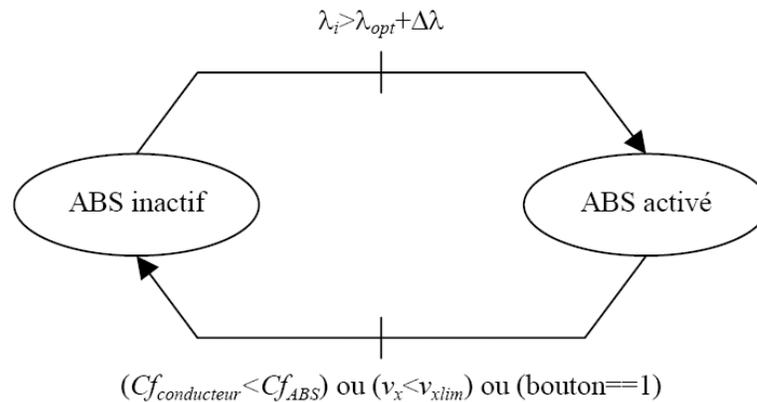


Figure 3.14 – Superviseur basé sur une machine à état fini régissant le fonctionnement de l'ABS

Pour ne pas avoir de déclenchement intempestif de l'ABS en raison du bruit des capteurs, il est souvent ajouter des conditions supplémentaires pour l'activation dont :

- une condition vérifiant que le conducteur souhaite effectivement freiner (via les couples de freinage de consigne de l'EHB)
- et une condition sur la décélération de la roue (vérifiant que celle-ci est freinée).

3.3.6 - Commande hybride

Pour résumer, l'architecture de commande, en **Figure 3.15**, est composée d'un superviseur basé sur une machine à état fini et de contrôleurs par rétroaction et par anticipation utilisant respectivement les capteurs de vitesses de rotation des roues et d'accélération longitudinale du véhicule.

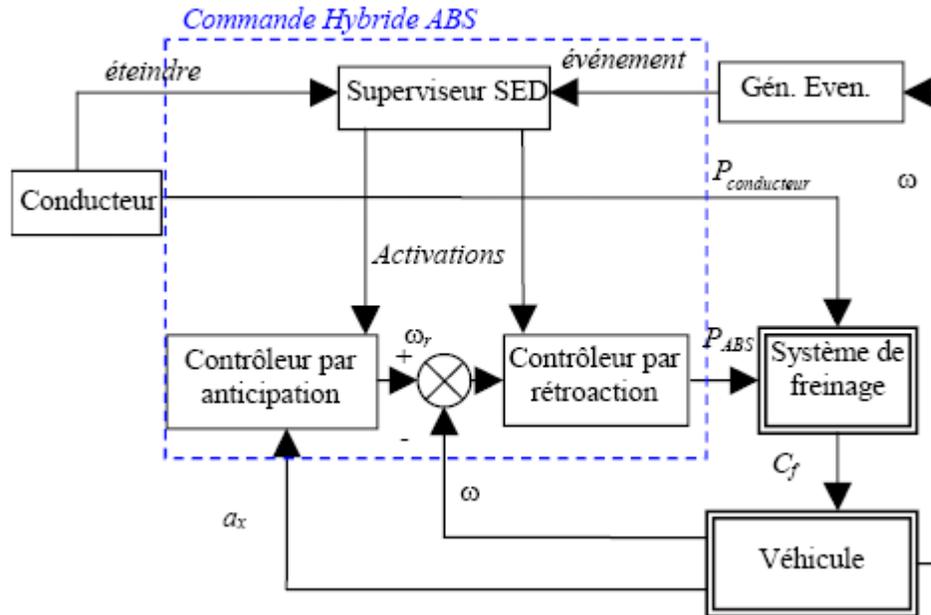


Figure 3.15 – Architecture de commande hybride

Comme le superviseur est basé sur une machine à état fini, il peut être augmenté pour répondre, par exemple, à des exigences de sûreté de fonctionnement. Une étude a été menée en ce sens dans [Nouillant2002b] en cas de dysfonctionnement des différents capteurs utilisés.

Pour les contrôleurs continus, il faut noter que le contrôleur par rétroaction utilise des variables locales (les vitesses de rotation des roues) du point de vue du véhicule, alors que le contrôleur par anticipation utilise une variable globale (l'accélération longitudinale). Cette architecture introduit donc, également au niveau des contrôleurs continus, une hiérarchie qui doit être étendue aux cas des autres systèmes mécatroniques [Gay2000].

3.3.7 - Comparaison des stratégies de commande

La performance de la commande ABS, *i.e.* la distance de freinage, est testée sur divers cas en simulation

3.3.7.1 - Performances de la commande hybride

Dans chaque simulation, un véhicule représentant une Citroën Xantia roule avec une vitesse initiale de 72 km/h et l'action du conducteur provoque le déclenchement du système ABS (la loi par anticipation basée sur le modèle inverse de Pacejka est tout d'abord utilisée).

Le freinage sur route sèche, avec un coefficient d'adhérence de 1, est tout d'abord examiné. Les résultats de la **Figure 3.16** montrent que l'ABS réduit effectivement la distance d'arrêt. Comme

le taux de glissement de consigne est très proche du taux de glissement optimal dans ce cas de figure, l'apport du contrôleur par anticipation n'est pas significatif.

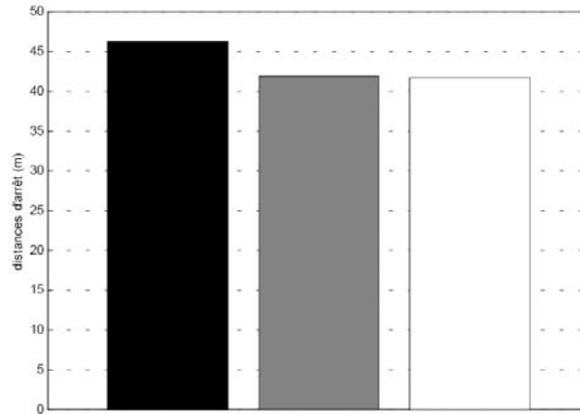


Figure 3.16 – Distances d'arrêt sur sol sec ■ sans contrôle ABS, ■ avec la loi par rétroaction, □ avec les lois par anticipation et par rétroaction

Le véhicule freine à présent sur une route enneigée avec un coefficient d'adhérence de 0,3. L'ABS permet encore de réduire la distance d'arrêt comme le montre la **Figure 3.17**. De plus, comme le taux de glissement de consigne initial n'est pas optimal pour ce type de route, le contrôle par anticipation permet d'améliorer considérablement les performances de l'ABS en actualisant le taux de glissement de consigne et réduisant ainsi la distance d'arrêt de 30%.

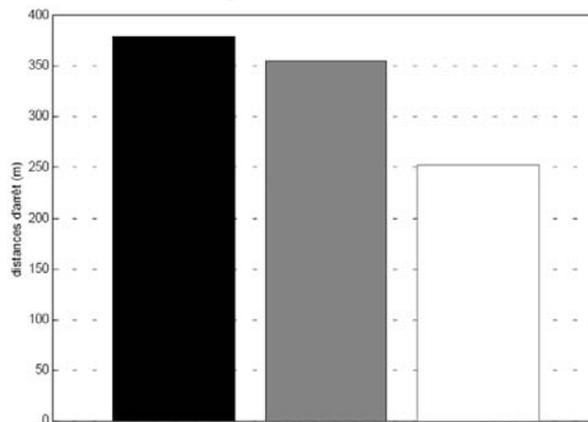


Figure 3.17 – Distances d'arrêt sur sol enneigé ■ sans contrôle ABS, ■ avec la loi par rétroaction, □ avec les lois par anticipation et par rétroaction

Ces performances peuvent être expliquées par les diagrammes temporels du dernier cas test. Dans la **Figure 3.18**, sans contrôle ABS, les roues partent rapidement au blocage et les forces de freinage ne sont plus maximisées (cf. **Figure 3.3**). Dans la **Figure 3.19**, avec le régulateur CRONE par rétroaction, l'ABS réduit les pressions de freinage en régulant les taux de glissement. Finalement, en **Figure 3.20**, les actions combinées des contrôleurs par anticipation et

par rétroaction permettent d'asservir les taux de glissement à leurs valeurs optimales. Les fluctuations de pression montrent que le contrôleur CRONE opère à la limite des ces performances (en terme de précision du suivi de consigne) et de sa robustesse. Ainsi, un contrôle précis permet alors de réduire la distance de freinage.

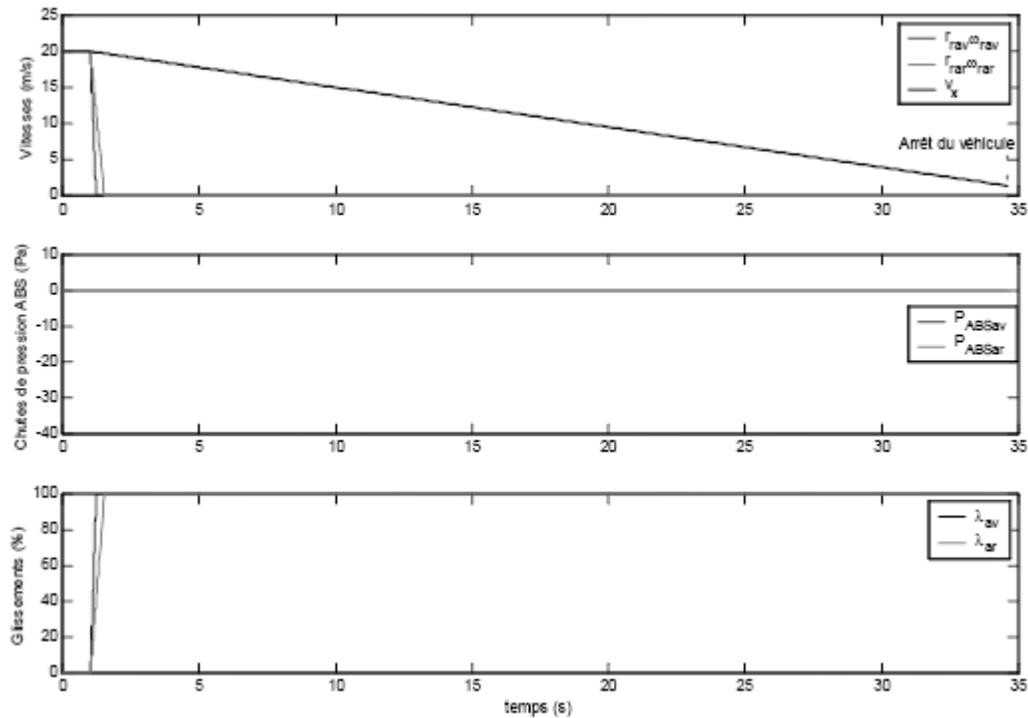


Figure 3.18 – Diagrammes temporels sans contrôle ABS

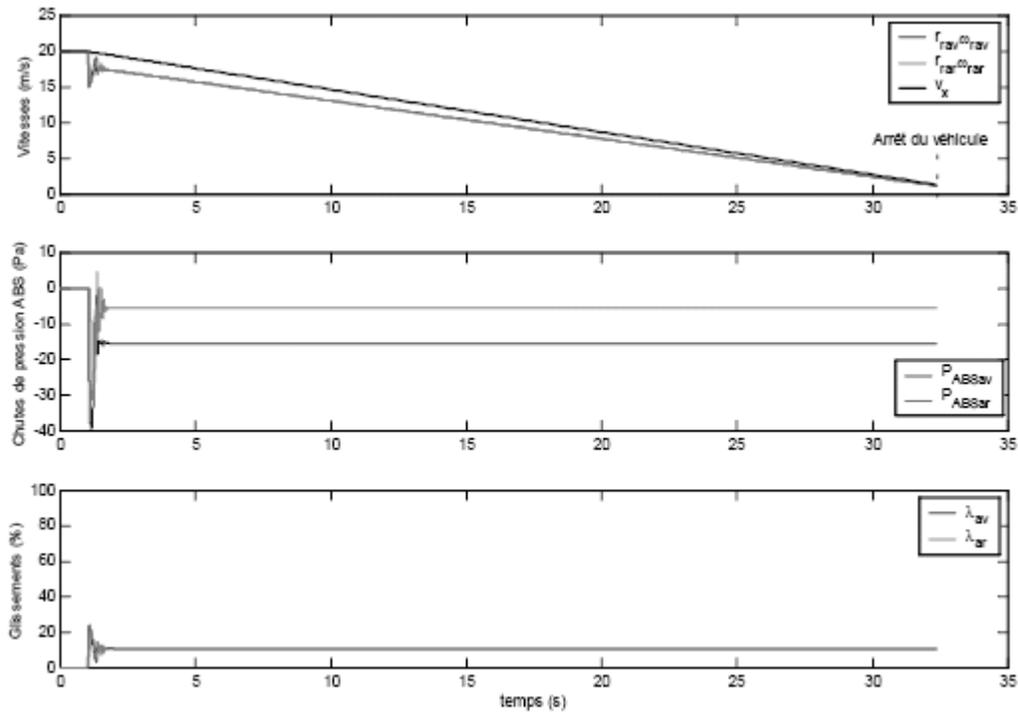


Figure 3.19 – Diagrammes temporels avec contrôle ABS par rétroaction

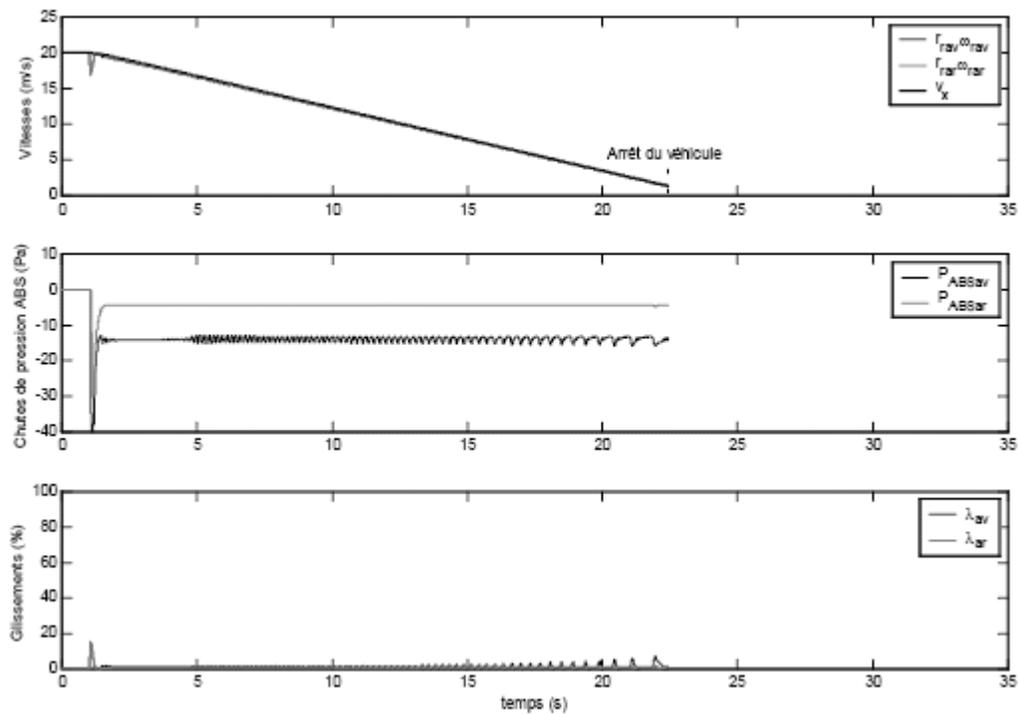


Figure 3.20 – Diagrammes temporels avec contrôle ABS par rétroaction et par anticipation avec le modèle inverse de Pacejka

3.3.7.2 - Sensibilité des contrôleurs par anticipation

L'avantage du contrôle par anticipation a été démontré. Comme il repose essentiellement sur les caractéristiques du pneumatique, il est intéressant de tester sa sensibilité à des variations éventuelles (sous-gonflage, usure, changement de pneu).

Les deux lois par anticipation sont donc comparées pour plusieurs pneumatiques du commerce en **Figure 3.21**.

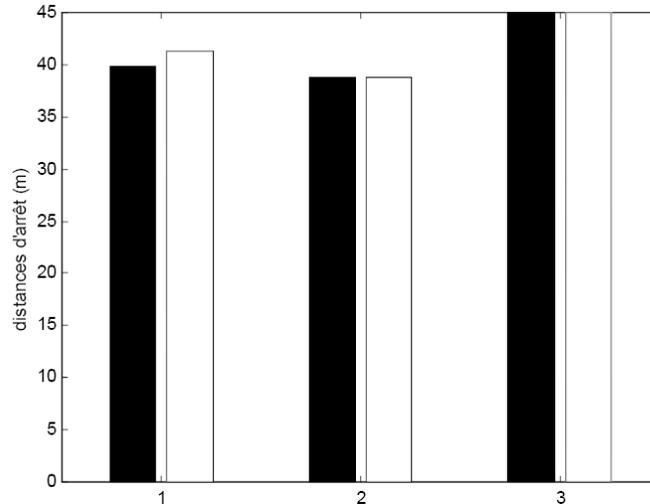


Figure 3.21 – Distances d'arrêt pour avec le contrôle par anticipation utilisant respectivement ■ le modèle inverse de Pacejka et □ la logique floue pour les pneumatiques n°1, 2 et 3

Comme le modèle inverse de Pacejka bénéficie de données expérimentales, il présente un meilleur résultat que le modèle par logique floue pour le pneumatique nominal. Néanmoins, les deux types de contrôles présentent le même type de sensibilité aux changements de pneumatiques. Ainsi, les lois de commande peuvent être re-paramétrées de façon à avoir un comportement satisfaisant sur l'ensemble des pneumatiques utilisables sur le véhicule.

Dans la commande utilisée, la loi de commande par anticipation utilise un capteur d'accélération. Un capteur de ce type est connu pour avoir un rapport signal à bruit médiocre et un biais variable qui permet seulement d'avoir une mesure grossière de l'accélération. Malgré tout, il est clair que le contrôle par anticipation permet d'améliorer les performances du système ABS. Une approche alternative est de reconstruire la décélération du véhicule uniquement à partir des vitesses de rotation des roues et, de se passer ainsi d'un capteur supplémentaire, approche qui reste à mener en traitement du signal.

3.4 - Contrôle Hybride Hiérarchisé pour l'ABS et la suspension

Afin de compléter l'étude menée au chapitre 2, le cas test du freinage sur route mouillée et bosselée est étendu à l'utilisation conjointe de l'ABS et de la suspension active basse fréquence. Lors du freinage sur route bosselée, le contrôle de suspension avec une stratégie orientée tenue de route permet de réduire l'influence des oscillations sur les charges normales des pneumatiques. Ainsi, la commande hybride des deux systèmes de suspension et de freinage est alors hiérarchisée par un unique superviseur (cf. **Figure 3.22**) qui active l'ABS et la stratégie orientée tenue de route lors de cette situation critique [Nouillant2002d].

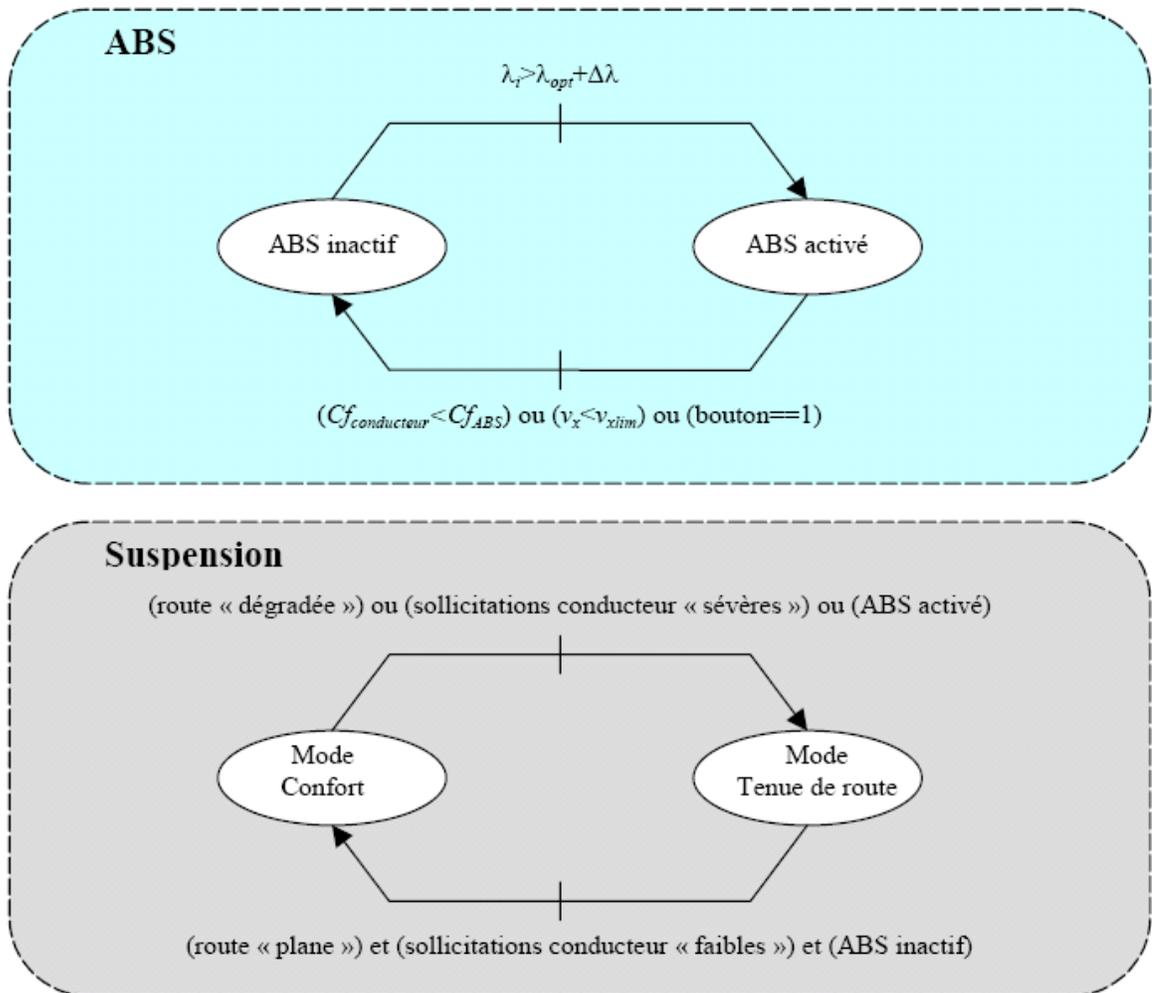


Figure 3.22 – Superviseur global aux systèmes de suspension et ABS

Cette architecture (cf. **Figure 3.23**) répond bien, à plus large échelle, à une commande hiérarchisée basée sur un superviseur [Zaytoon2001] permettant de faire coopérer plusieurs systèmes entrant en jeu dans le domaine de la liaison au sol dans la perspective du contrôle global de châssis (CGC) [Gay2000].

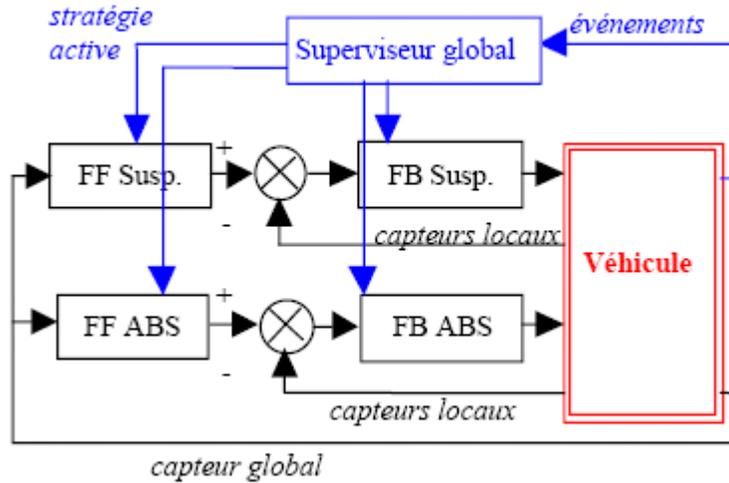


Figure 3.23 – Architecture de commande hybride hiérarchisée pour le contrôle coopératif de l'ABS et de la suspension active basse fréquence avec contrôleurs par rétroaction (FeedBack) et par anticipation (FeedForward)

Les performances des diverses stratégies envisageables de contrôles sont comparées lors du freinage maximal sous contrôle ABS d'une Citroën Xantia sur route bosselée et mouillée en **Figure 3.24**.

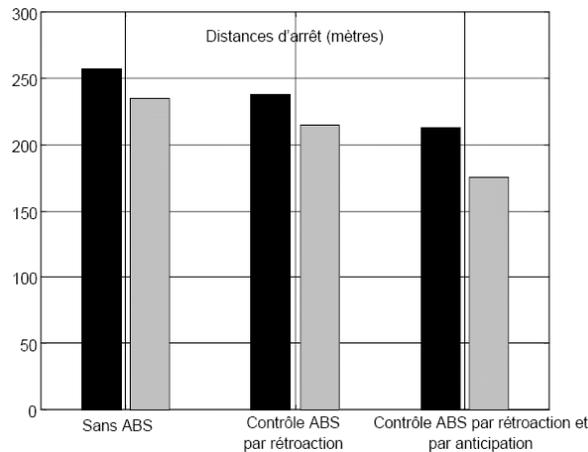


Figure 3.24 – Distances d'arrêt pour les différents contrôles ABS de l'architecture de commande hybride hiérarchisée avec la suspension active basse fréquence orientée ■ confort ou ■ tenue de route

Ces résultats montrent donc qu'un contrôle coopératif (suspension orientée tenue de route et ABS activé) permet d'augmenter notablement les performances du véhicule en termes de réduction de la distance de freinage.

3.5 - Conclusion

L'étude du système de freinage et de l'ABS a permis de mettre en application une commande hybride hiérarchisée comprenant :

- à haut niveau, un superviseur activant ou inhibant le fonctionnement de l'ABS ;
- à bas niveau, un contrôleur par rétroaction régulant le taux de glissement tout en désensibilisant la commande aux variations d'adhérence pneumatique – route, et un contrôleur par anticipation actualisant le taux de glissement de consigne à une valeur optimale.

Outre la simplification dans la conception d'une commande hybride hiérarchisée, les résultats obtenus, en simulations, en termes de distance de freinage démontrent l'impact du contrôleur par anticipation dans la recherche du taux de glissement optimal. A ce titre, les contrôleurs continus utilisent des informations hiérarchisées :

- le contrôleur par anticipation utilise la décélération longitudinale qui est une information globale au véhicule ;
- le contrôleur par rétroaction utilise la vitesse de rotation de la roue qui est donc une mesure locale à la roue.

Les essais sur véhicule ont montré que ces travaux doivent être poursuivis afin d'obtenir un asservissement précis en dépit de la dynamique limitée du système de freinage.

La coopération avec le système de suspension dans le cas d'une route dégradée permet alors d'améliorer la distance de freinage en déclenchant simultanément l'ABS et la stratégie de suspension orientée tenue de route par un superviseur unique et global à la commande du véhicule. Ainsi, l'orientation est donnée pour étendre cette commande hybride hiérarchisée à l'ensemble des systèmes pilotés du véhicule dans le cadre du CGC.

CONCLUSION GENERALE

Conclusions générales et Perspectives

Initié par l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger, ce travail de s'est inscrit dans le cadre de la commande coopérative des systèmes de la liaison au sol d'un véhicule. De part la complexité d'un tel enjeu, en raison notamment des couplages inhérents aux divers organes, la recherche d'une méthode de synthèse d'une commande hiérarchisée est nécessaire.

La voie choisie a été de se focaliser sur une architecture de commande hybride faisant intervenir à la fois les systèmes continus et les systèmes à événements discrets. Une telle architecture permet alors :

- d'utiliser un superviseur basé sur une machine à états discrets regroupant les stratégies de haut-niveau suivant les situations de vie du véhicule ;
- de synthétiser des contrôleurs continus par anticipation et par rétroaction, par les méthodologies classiques de l'Automatique, dont les actions sont pondérées par l'état discret courant du superviseur.

Ainsi, la conception de la commande se trouve simplifiée vis-à-vis du système nonlinéaire multivariable que constitue le véhicule. Il n'existe pas de règle stricte de construction d'une commande hybride. En revanche, plusieurs préconisations ont pu être avancées. La principale concerne la partition de l'espace de phase dans lequel évolue le vecteur d'état. Créer une partition cet espace selon les règles physiques du véhicule (saturation des pneumatiques, etc.) permet d'affecter à chaque partition, un état discret du superviseur dans lequel les pondérations sur chaque organe peuvent être réglées.

La commande hybride démontre ici tout son intérêt. D'un système continu complexe, les modes de fonctionnement permettent d'avoir une abstraction du comportement assez significative pour pondérer les actions des actionneurs potentiels.

Plusieurs exemples d'intérêt ont été traités. Ils démontrent en règle générale que la synthèse d'une commande ou le dimensionnement d'organes passifs n'échappent pas à la gestion de compromis : tenue de route – confort pour la suspension, stabilité – vivacité pour les trains, etc. Autant les organes passifs sont conçus vis-à-vis de l'ensemble des situations, autant la commande peut être adaptée en réponse à la situation reconnue. La commande hybride démontre

un deuxième avantage en commutant instantanément sur la stratégie adaptée, au sens de la partition du vecteur d'état, déplaçant alors le compromis auquel les actionneurs doivent faire face.

C'est le cas, par exemple, de la suspension qui est orientée en mode tenue de route lorsque les sollicitations du conducteurs sont sévères et que la route est dégradée.

Plusieurs perspectives peuvent être évoquées suite à ces travaux.

Au niveau théorique, la commande hybride se base sur le formalisme des systèmes dynamiques hybrides. Rappelons, à ce titre, que ceux-ci constituent une classe de problèmes à part entière en Automatique, des outils spécifiques pour certifier leurs propriétés devant être développés. A l'heure actuelle, de nombreux travaux et groupes de recherche s'attachent à l'analyse et à la commande de ces derniers. Les outils actuels récents méritent donc d'être développés afin de permettre une utilisation plus systématique de la commande hybride et d'en certifier les propriétés (stabilité, performances, robustesse, etc.).

Au niveau de l'Automobile, l'enjeu de la coopération inter-systèmes du châssis est important. Tout d'abord, le client recherche un véhicule plus sûr et plus confortable, qui ne peut être conçu que par la commande de systèmes mécatroniques en vertu des divers dilemmes à gérer. Ensuite, pour le constructeur automobile, la CISC permet de garder le contrôle des divers sous-systèmes éventuellement proposés par des fournisseurs et d'imposer le typage de chacun de ses véhicules.

La perspective principale de ces travaux est donc d'élargir l'architecture de commande hybride proposée à plusieurs sous-systèmes et d'ajuster le comportement du véhicule en situation réelle.

Ces perspectives constituent des enjeux de taille aux niveaux pratique et théorique. Nous espérons que les besoins à chacun de ces niveaux respectifs seront motivés par l'autre : la recherche permettant d'aboutir à une application, et l'application nécessitant une méthode théorique forte. C'est, en ce sens, que nous avons développé ces travaux et que nous espérons y avoir contribué.

BIBLIOGRAPHIE

Bibliographie

- [Abadie98] V. Abadie: « Continuously-variable damping system »; Brevet n°98400985.2, 1998.
- [Abadie99] V. Abadie : « Architectures de commande de systèmes pilotés d'un véhicule Automobile », Journées Automatique et Automobile, LAP – Université Bordeaux I, 1999.
- [Adam2000] J.-L. Adam : « La voiture “3 en 1” » ; Revue Automobile Suisse, n°41, pp. 5 & 6, 2000.
- [Arnold2001] Arnold A. and Dr. Brandmeier T. : « Wheel slip Control by Means of Sluggish Actuators » ; Siemens Automotive, 3rd IFAC Workshop, Advances in Automotive Control, pp. 341-347, Karlsruhe, Germany, March 28-30, 2001.
- [Assadian2001] Assadian F.: « Mixed H_{∞} and Fuzzy Logic Controllers for the Automobile ABS » ; PSA Peugeot Citroën, SAE Technical Paper Series 2001-01-0594, SAE 2001 World Congress, Detroit, Michigan, USA, March 5-8, 2001.
- [Beiker2001] S. Beiker et M. Mitschke: « Concepts for Improving the Dynamics of Passenger Cars by means of Cooperating Control Systems » ; Revue ATZ, Vol. 103, n°1, pp. 15-17 & 20, 2001.
- [Blet86] R. Blet : « Système Antipatinage ASR (Anti-Slip Regulation) » ; Revue SIA Ingénieurs de l'Automobile, pp. 108-112, décembre 1986.
- [Bovy99] H. Bovy : « Conception des servomécanismes électrohydrauliques / hydrostatiques et électromécaniques : Mixage des technologies » ; Revue Fluides n°7, juin 1999.
- [Cech2000] I. Cech : « Anti-Roll and Active Roll Suspensions » ; Revue Vehicle System Dynamics, 33, pp. 91-106, 2000.
- [Claassen99] O. Classen : « Suspension Pneumatique pour la Classe S de Mercedes » ; Article de System Partners, pp. 48 & 50, 1999.
- [Coffin99] F. Coffin et P. Coutant : « Nouvelles prestations pour la direction assistée électrique » ; Congrès SIA de Dynamique Véhicule, juin 1999.

- [Coutant99] P. Coutant et F. Delrieu : « Contrôle Dynamique de Stabilité adapté au comportement sous-vireur des véhicules automobiles » ; Congrès SIA de Dynamique Véhicule, juin 1999.
- [David2001] P. David : « Synthèse d'une impédance à comportement local d'ordre non entier : application dans le domaine des suspensions de véhicule » ; Thèse de Doctorat, Université de Bordeaux I, 2001.
- [De Larminat2001] Ph. de Larminat : « Contrôle d'Etat Standard » ; Edition Hermès, ISBN : 2-7462-0134-8, 2001.
- [Denti2000] E. Denti and D. Fantera : « Models of Wheel Contact Dynamics : An Analytical Study on the In-Plane Transient Responses of a Brush Model » ; Vehicle System Dynamics, vol. 34, pp. 199-225, 2000.
- [Dodds73] C.J. Dodds and J.D. Robson. The description of road surface roughness, Journal of Sound and Vibration, Vol. 31, n° 2, pp. 175-183, 1973.
- [Dreyer92] A. Dreyer, J. Gräber, M. Hoffman, P. Rieth et S. Schmitt : « Structure and function of the Brake and Suspension Control System, BSCS » ; Article SAE 925078, 1992.
- [Duc1999] Duc G., Font S. Commande H^∞ et μ -analyse, des outils pour la robustesse. Collection Hermès-sciences. ISBN: 2-7462-0041-4. 1999.
- [ETAI79] « Technologie de l'Automobile : Le Freinage » ; Editions Techniques pour l'Automobile et l'Industrie (E.T.A.I.), 1979.
- [Ferber95] J. Ferber : « Les systèmes multi-agents, vers une intelligence collective » ; InterEditions, Paris ; ISBN : 2-7296-0572- X, septembre 1995.
- [Forkenbrock99] G. Forkenbrock, M. Flick et R. W. Garrott : « A comprehensive light vehicle Antilock Brake System Test Track Performance Evaluation » ; Article SAE 1999-01-1287, 1999.
- [Gaupp2000] W. Gaupp : « Electronics & Braking Systems » ; Article ATZ, Vol. 102, n°2, pp. 14-18, 2000.
- [Gay2000] F. Gay : « Lois de commande en vue du Contrôle Global de Châssis d'un Véhicule : le CGC » ; Thèse de Doctorat, IrCyn Nantes, 2000.
- [Gillepsie92] T.D. Gillespie: « Fundamentals of Vehicle Dynamics », SAE Publisher, Library of Congress, 1992.

- [Gomber78] X. Gomber : « Commande optimale hiérarchisée d'un processus dynamique non-linéaire » ; Thèse de Doctorat, Université de Franche-Comté, juin 1978.
- [Guillemard96] F. Guillemard : « Présentation d'une méthodologie générale pour l'analyse et la commande des systèmes physiques : application au cas de la suspension oléopneumatique active » ; Thèse de Doctorat, Université des Sciences et Technologie de Lille, novembre 1996.
- [Halconrui95] Th. Halconrui : « Les liaisons au sol » ; Editions ETAI, ISBN : 2-7268 8250-1, 1996.
- [Hamrs2001] Hamrs K.: « Perspectives in Automotive Control »; Robert Bosch GmbH, 3rd IFAC Workshop, Advances in Automotive Control, March 28-30, 2001, Karlsruhe, Germany, 2001.
- [Harned69] J.L. Harned, L.E. Johnston and G. Scharpf : « Measurement of Tire Brake Force Characteristics as Related to Wheel Slip (Antilock) Control System Design » ; SAE paper n°690214, pp. 1-17, 1969.
- [Hernette95] V. Hernette : « Apport de la modélisation Bond-Graph à la conception d'une suspension active » ; Thèse de Doctorat, Université Claude Bernard, Lyon 1, 1995.
- [Hirano93] Y. Hirano, H. Harada, E. Ono et K. Takanami : « Development of an Integrated System of 4WS and 4WD by H^∞ Control » ; Article SAE 930267, 1993.
- [Hrovat97] D. Hrovat : « Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Applications » ; Automatica, Vol. 33, n° 10, pp. 1781-1817, 1997.
- [Jacquet96] Jacquet C. : « Modélisation et Commande CRONE d'un système de freinage avec antiblocage (ABS) pour véhicule automobile » ; DEA LAP – Université Bordeaux I – ENSEIRB, France, 1996.
- [Jampi2001] D. Jampi : « Détermination d'une méthodologie d'aide à la conception d'un système de contrôle commande numérique sûr de fonctionnement »; Thèse de Doctorat, CRAN, Institut National Polytechnique de Lorraine, 2001.
- [Karnopp87] D. Karnopp: « Active Suspensions Based on Fast Load Levelers »; Revue Vehicle System Dynamics n°5-6, 1987.

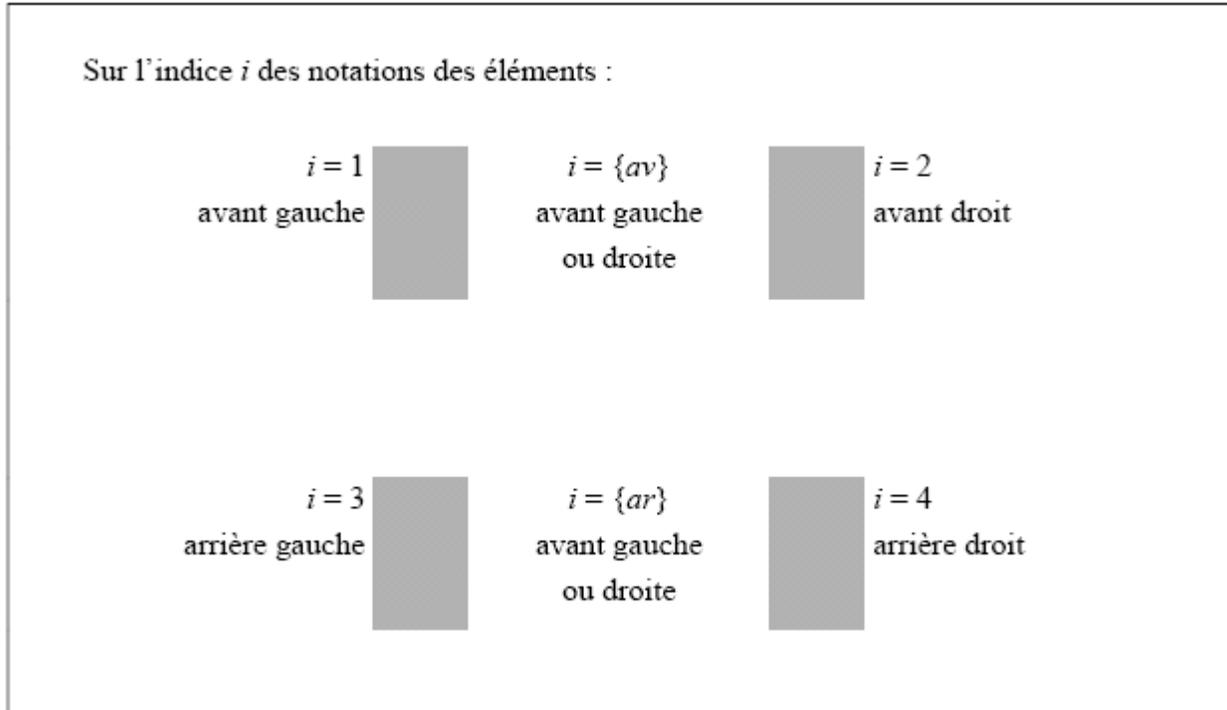
- [Katsuda92] T. Katsuda, N. Hiraiwa, S. Doi et E. Yasuda: « Improvement of Ride Comfort by Continuously Controlled Damper »; Article SAE 920276, 1992.
- [Koutsoukos99] X. D. Koutsoukos and P. J. Antaklis: « Design of Hybrid System Regulators »; Proceedings of the 38th Conference on Decision & Control, Phoenix, Arizona, USA, December
- [Matlab2002] « Using MATLAB », « Using Simulink » et « Stateflow User's Guide »; manuels d'utilisateurs, <http://www.mathworks.com>,
- [McClamroch2000] N. H. McClamroch et I. Kolmanovsky: « Performance Benefits of Hybrid Control Design for Linear and Nonlinear Systems »; Proceedings of the IEEE, Vol. 88, n° 7, juillet 2000.
- [Moody98] J. O. Moody et P. J. Antsaklis: « Supervisory Control of Discrete Event Systems Using Petri Nets »; Kluwer Academic Publishers, Boston / Dordrecht / London, ISBN: 0-7923- 8199-8, 1998.
- [Moreau2001] X. Moreau, C. Nouillant et A. Oustaloup: « Effect of the CRONE Suspension System on Braking »; 3rd IFAC Workshop, Advances in Automotive Control, pp. 63-68, Karlsruhe, Allemagne, 28-30 mai 2001.
- [Moreau2001b] X. Moreau, C. Nouillant and A. Oustaloup: « Global and Local Suspensions Control Applied to Vehicle Braking on rough roads. »; ECC 2001, 4-7 septembre 2001, Porto, Portugal.
- [Moreau2002] X. Moreau, O. Altet, C. Nouillant et A. Oustaloup : « Etude de l'influence de la suspension CRONE active sur la dynamique longitudinale de freinage. » ; CIFA 2002, Nantes, France, 2002.
- [Moreau95] X. Moreau : « Intérêt de la Dérivation Non Entière en Isolation Vibratoire et son Application dans le Domaine de l'Automobile : la Suspension CRONE : Du Concept à la Réalisation » ; Thèse de Doctorat, Université de Bordeaux I, février 1995.
- [Moreau98] X. Moreau, A. Oustaloup and M. Nouillant: « The CRONE suspension: Concept and technological solutions »; ICV'98, IFAC Conference on System Structure and Control, Nantes, France, July 8-10, 1998.
- [Mussier2002] E. Mussier : « Amélioration de la prestation de freinage dans le cas d'une adhérence dissymétrique » ; Rapport de stage de fin d'études, ENSEM – PSA Peugeot Citroën, 2002.

- [Nakayama96] T. Nakayama, M. Morita, H. Kamimae, A. Nishihara et K. Tuda : « The Development of Semi-Active Control System with PUDLIS » ; Proceedings of the AVEC'96 International Symposium on Advanced Vehicle Control, pp. 233-239, Aachen University of Technology, 24-28 juin 1996.
- [Nouillant2001] C. Nouillant, X. Moreau et A. Oustaloup : « Stratégies et Commandes de Suspensions d'une automobile freinant sur route bosselée. » ; Congrès SIA, 6-7 juin 2001, Lyon.
- [Nouillant2002] C. Nouillant, X. Moreau et A. Oustaloup : « Stabilité des suspensions pilotées à l'aide du formalisme des systèmes dynamiques hybrides » ; Congrès CIFA 2002, Nantes, France.
- [Nouillant2002b] C. Nouillant, D. Jampi, F. Assadian, X. Moreau et A. Oustaloup : « Sûreté de Fonctionnement de la Commande Hybride d'un ABS » ; Congrès CIFA 2002, Nantes, France
- [Nouillant2002c] C. Nouillant, F. Assadian, X. Moreau and A. Oustaloup: « Feedforward and CRONE Feedback Control Strategies for Automobile ABS »; Vehicle System Dynamics, Vol. 38, n°4, pp. 293- 315, 2002.
- [Nouillant2002d] C. Nouillant, F. Assadian, X. Moreau and A. Oustaloup : « A cooperative control for car suspension and brake systems » ; International Journal of Automotive Technology from the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 3, n°4, Dec. 2002.
- [Oustaloup91] Oustaloup, A. : « La commande CRONE » ; Edition Hermès, Paris, 1991.
- [Oustaloup96] Oustaloup A., X. Moreau and M. Nouillant: « The CRONE suspension »; Journal of Control Eng. Practice, Vol.4, N°8,pp. 1101-1108, 1996.
- [Oustaloup99] Oustaloup, A. et Matthieu, B. La commande CRONE, du scalaire au multivariable. Edition Hermès, Paris. ISBN 2-7462-0043- 0, 1999.
- [Pacejka91] Pacejka, H. B. and R. S Sharp. : « Shear Force Development by Pneumatic Tires in Steady-State Conditions: A Review of Modeling Aspects » ; Vehicle Systems Dynamics, Vol.20, pp.121-176, 1991.
- [Pauly2001] A. Pauly : « AFS, une Direction Electronique à Haut Niveau de Fonctionnalité, de Sécurité et de Disponibilité » ; Congrès SIA de Dynamique Véhicule, juin 2001.

- [Porcel2001] A. Porcel, P. Laurence, M. Basset et G.L. Gissinger: « Tyre Model for Vehicle Simulation: Overview and Real Time Solution for Critical Situations », Proceedings of the 2001 IEEE Conference on Control Applications, México City, México, September 5-7, 2001.
- [Qué nec'hdu94] Y. Qué nec'hdu, H. Guéguen et J. Buisson : « Les systèmes dynamiques hybrides : une nouvelle problématique » ; Symposium ADPM'94, Automatisation des processus mixtes : les systèmes dynamiques hybrides, Institut Belge de Régulation et d'Automatisme, Bruxelles, Belgique, novembre 1994.
- [Ramus2001] Caroline Ramus-Serment : « Synthèse d'un isolateur vibratoire d'ordre non entier fondée sur une architecture arborescente d'éléments viscoélastiques quasi-identiques » ; Thèse de Doctorat, Université de Bordeaux I, 2001.
- [RAS94] « Nouveaux systèmes d'antipatinage chez Mercedes : l'électronique au service de la sécurité » ; Revue Automobile Suisse, n°29, p. 10, 1994.
- [Riedinger99] P. Riedinger : « Contribution à la commande optimale des systèmes dynamiques hybrides » ; Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine, décembre 1999.
- [Sammier2000] D. Sammier, O. Sename et L. Dugard : « Hinfinity control of active vehicle suspensions » ; IEEE CCA 2000, Anchorage, Alaska, 25-27 septembre 2000.
- [Saulieu92] Th. de Saulieu : « La sécurité est devenue un argument de vente » ; Article France-Soir Ouest, p.9, 4 novembre 1992.
- [Savignac99] Christophe Savignac : « Contribution à la conception de systèmes de supervision à base de connaissances spécification de la hfonction conduite » ; Thèse de Doctorat, Université Bordeaux I, octobre 1999.
- [SIA2000] « Vers une approche globale de la dynamique véhicule » ; Revue SIA, dossier Liaisons au sol, pp. 24-33, août-septembre 2000.
- [Singh80] M. G. Singh: « Dynamical Hierarchical Control »; Revised Edition, North-Holland, 1980.
- [Titli75] A. Titli : « Commande Hiérarchisée et Optimisation de processus complexes » ; ISBN : 2-04-005206-X, 1975.

- [Tsyarkin94] Tsyarkin Y. Z., Hill D. J. and Isaksson A. J.: « A Frequency-domain Robust Instability Criterion for Time-varying and Nonlinear Systems » ; Automatica, Vol. 30, No. 11, pp. 1779- 1783, 1994.
- [Wright89] Wright, P.G. et D.A. Williams: « The case for an irreversible active suspension system »; SAE paper n°890081, pp.83-90, 1989.
- [Yokoya90] Y. Yokoya, R. Kizu, H. Kawaguchi, K. Ohashi et H. Ohno : « Integrated Control System Between Active Control Suspension and Four Wheel Steering for the 1989 CELICA » ; Article SAE 901748, 1990.
- [Yuhara99] N. Yuhara, J. Tajima, S. Sano et S. Takimoto: « Steer-by-Wire Oriented Steering System Design: Concept and Examination »; Revue Vehicle System Dynamics Supplement 33, pp. 692-703, 1999.
- [Zadeh65] L. A. Zadeh: « Fuzzy Sets »; Inform. Contr. 8, 338, 1965.
- [Zanten2000] A.T. Zanten: « Improvement of Road Vehicle Handling by Mechatronic Systems » ; Proceedings of 1st IFAC Conference on Mechatronic System, Darmstadt, Allemagne, 18-20 Septembre 2000.
- [Zanten95] A. T. Zanten, R. Erhardt et Georg Pfaff: « VDC, The Vehicle Dynamics Control System of Bosch »; Article SAE 950759, 1995.
- [Zaytoon2001] J. Zaytoon et al. : « Systèmes Dynamiques Hybrides » ; Publications Hermès Sciences. ISBN 2-7462-0247, 2001.
- [Zeyada98] Y. Zeyada, D. Karnopp, M.El-Arabi et El-S. El-Behiry : « A Combined Active-Steering Differential-Braking Yaw Rate Control Strategy for Emergency Maneuvers », Article SAE 980230, 1998.

Annexe : notations



γ	Coefficient de compressibilité de l'azote
ω_{0ssv}	Fréquence de coupure de servovalve
λ_{2i}	Constante du correcteur d'assiette
ρ_{air}	Densité de l'air
Ω_{csol}	Pulsation de coupure du modèle de profil routier
μ_{ei}	Coefficient de friction étrier – plaquette de frein
$\alpha_{freinage}$	Rapport de répartition des efforts de freinage entre trains avant et arrière
λ_i	Taux de glissement pneumatique
μ_i	Coefficients d'adhérence entre les pneumatiques et la route
ω_{ri}	Vitesse de rotation de la roue
ζ_{si}	Facteur d'amortissement réduit de suspension
ζ_{ssv}	Amortissement de servovalve de suspension

Δv_{vent}	Vitesse relative du vent par rapport à la vitesse longitudinale
σ_x	Longueur de relaxation pneumatique
a_x	Accélération longitudinale du véhicule
b_{2i}	Coefficient d'amortissement visqueux de suspension
C_{fi}	Couple de freinage à la roue
c_i	Coefficient de frottement visqueux (circuit hydraulique de freinage)
d_i	Distances équivalentes pour l'effet Brouilhet du bras tiré
$D_{\text{pédale}}$	Déplacement de la pédale de frein
F_{0i}	Effort exogène sur la caisse
$F^{\text{aéro}}$	Force aérodynamique sur le véhicule
F_{diski}	Force exercée sur le disque de frein
F_{li}	Effort de liaison
F_{mc}	Force sur le maître cylindre
F_{Si}	Efforts de suspensions
F_{vi}	Effort vertical total (suspension et train)
h	Hauteur (supposée constante) du centre de gravité
H_{Ossv}	Gain de servovalve de suspension
h_{sol}	Constante du gain statique du modèle de profil routier
I_{hi}	Inertie du fluide dans la canalisation (circuit hydraulique de freinage)
I_i	Courants de commande des servovalves de suspension
I_{ri}	Inertie de la roue en rotation
I_y	Inertie de tangage de la caisse
I_z	Inertie de lacet du véhicule
k_{2i}	Raideur de suspension
k_{pi}	Raideur du pneumatique
m_i	Masse du piston (circuit hydraulique de freinage)
m_{ri}	Masse non suspendue (roue)
m_s	Masse suspendue (caisse)
m_t	Masse totale du véhicule
n	Ordre fractionnaire (non entier) de la suspension CRONE

n_{sol}	Ordre fractionnaire du profil routier
p	Vecteur de perturbation du modèle véhicule
P_{oi}	Pression de tarage de la sphère de suspension
p_i	Pondération des actionneurs de la commande hiérarchisée
P_i	Pression dans la chambre du piston (circuit hydraulique de freinage)
Q	Facteur d'amortissement de suspension
q_{si}	Débit de fluide injecté par la suspension
R_{ei}	Rayon efficace équivalent à l'étrier de l'application de la force exercée sur le disque de frein
r_{hi}	Résistance hydraulique du fluide dans la canalisation (circuit hydraulique de freinage)
r_{li}	Rayon libre de la roue
r_{ri}	Rayon de roulement de la roue
S	Surface équivalente en contact du véhicule
S_i	Section du piston (circuit hydraulique de freinage)
S_{vi}	Section de vérin de suspension
u	Vecteur de commande du modèle véhicule
V_{oi}	Volume de la sphère de suspension
v_{cri}	Vitesse du centre roue
V_i	Volume de la chambre du piston (circuit hydraulique de freinage)
v_x	Vitesse longitudinale du véhicule
v_z	Vitesse de pompage
x	Vecteur d'état du modèle véhicule
x_i	Déplacement du piston (circuit hydraulique de freinage)
z_{oi}	Altitude du sol
z_{ci}	Altitude de la caisse
z_{dsi}	Débattement de suspension
z_G	Altitude du centre de gravité
z_{ri}	Altitude du centre roue
z_{vi}	Altitude du vérin de suspension