

MEMOIRE DE THESE

PRESENTE POUR OBTENIR LE TITRE DE

DOCTEUR

DE

L'ECOLE CENTRALE DE LYON
SPECIALITÉ : MECANIQUE

ECOLE DOCTORALE DE MECANIQUE DE LYON
(UCBL/INSA/ECL)

PAR

Emmanuel Marie ARNOUX

**LOIS DE COMMANDE ET SYSTEMES DE SUSPENSION ADAPTATIFS
- THEORIE ET APPLICATION A LA MECANIQUE AUTOMOBILE -**

Soutenue le 11 avril 2003, devant le jury d'examen :

P. COUTANT	Expert Renault en Dynamique Automobile	Examineur
J. HOLNICKI	Professeur ' <i>Smart Technology Center</i> ' Varsovie	Examineur
M. ICHCHOU	Maître de conférence Ecole Centrale de Lyon	Examineur
L. JEZEQUEL	Professeur Ecole Centrale de Lyon	Directeur de thèse
S. SCAVARDA	Professeur INSA Lyon	Rapporteur
M. SORINE	Directeur de Recherche INRIA	Rapporteur

La foi et la raison sont comme les deux ailes qui permettent à l'esprit humain de s'élever vers la contemplation de la vérité. Le scientifique a bien conscience que *la quête de la vérité, même si elle concerne la réalité finie du monde ou de l'homme, est sans fin, mais renvoie toujours à quelque chose de plus élevé que l'objet d'étude immédiat, vers des questions qui donnent accès au Mystère (cf. [219])*. C'est Dieu qui a mis au coeur de l'homme ce désir de connaître la vérité et, au terme, de Le connaître lui-même afin que, Le connaissant et L'aimant, il puisse atteindre la pleine vérité sur lui-même.

Jean-Paul II[220]

Remerciements

Le travail présenté dans ce mémoire a été réalisé dans le cadre d'un contrat CIFRE, fruit de la collaboration entre la Direction de la Recherche de RENAULT et le Laboratoire de Tribologie et de Dynamique des Systèmes de l'Ecole Centrale de Lyon.

Je voudrais adresser mes plus vifs remerciements à mon directeur de thèse, le professeur Louis Jézéquel, ainsi qu'à Patrick Coutant, tuteur et expert en dynamique du véhicule chez RENAULT, pour m'avoir confié ce travail, et avoir mis à ma disposition tous les moyens nécessaires à son bon déroulement.

C'est avec grand plaisir que je remercie le professeur Jan Holnicki-Szulc pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider ce jury malgré la barrière de la langue.

Mes sincères remerciements aux professeurs Serge Scavarda de l'INSA de Lyon et Michel Sorine de l'INRIA Rocquencourt d'avoir accepté de rapporter ce travail, dans un délai extrêmement court, et pour les riches et longs entretiens qu'ils ont su m'accorder.

Je tiens à remercier spécialement Mohamed Ichchou, maître de conférence, pour sa disponibilité et sa générosité, tant sur le plan professionnel que personnel.

Merci à l'équipe de Dynamique des Systèmes et des Structures et surtout à ces doctorants pour leur aide lors de la réalisation du banc d'essais, leurs précieux conseils et les nombreux services qu'ils m'ont rendu. Merci au groupe Dynamique du Véhicule, de m'avoir donné toute l'aide et la liberté dont j'avais besoin pour mener mes travaux, et merci aux services 64865 et 64250 de m'avoir fait bénéficier de leur expertise tout au long de ces trois années.

Enfin, ces trois ans de vie ont vu mes fiançailles, mon mariage, et la naissance de notre fils. Comment saurais-je exprimer tout ce que je dois à mes parents, à ma femme Clémence, et à nos enfants Pierre et Je vous aime.

Sommaire

Liste des figures	viii
Liste des tableaux	x
Notations	xi
Acronymes	xii
Résumé	xiii
Introduction	1
I Les systèmes pilotés de suspension : <i>Phénoménologies et technologies</i>	4
1 Des notions de dynamique automobile	4
1.1 Les premières définitions	4
1.2 La dynamique angulaire	6
1.2.1 Expression de la dynamique angulaire	6
1.2.2 Caractères sous-vireur, survireur ou neutre	6
1.3 L'appui arrière	6
1.4 Le comportement du pneumatique	7
1.4.1 Angle de dérive, effort transversal, et moment d'auto-alignement	7
1.4.2 Taux de glissement et effort longitudinal	8
1.4.3 Angle de carrossage	9
1.5 L'élasto-cinématique des trains	9
2 La suspension automobile	9
2.1 Les principes constitutifs	10
2.1.1 Flexibilité	10
2.1.2 Dissipation	12
2.1.3 Déformations élasto-cinématiques	12
2.1.4 Transferts de charge transversaux	13
2.1.5 Conclusion	13
2.2 La hiérarchisation des prestations de suspension pilotée	13
2.2.1 Contrôle du roulis	14
2.2.2 Contrôle du typage du châssis	14
2.2.3 Contrôle de la garde au sol	14
2.2.4 Contrôle de la garde au sol en charge	14
2.2.5 Confort et Stabilité sur mauvaise route	14
2.2.6 Contrôle du tangage	15
2.2.7 Contrôle de stabilité	15
2.3 Conclusion	15

3	Les réalisations des systèmes pilotés de suspension	15
3.1	Les systèmes pilotés d'amortissement	16
3.1.1	Technologies	16
3.1.2	Prestations associées	19
3.1.3	Conclusion	20
3.2	Les systèmes pneumatiques de suspension	20
3.2.1	Technologies	21
3.2.2	Prestations associées	23
3.2.3	Equipement du marché	24
3.2.4	Correction d'assiette en charge passive	25
3.2.5	Conclusion	25
3.3	Les systèmes actifs basses fréquences	25
3.3.1	Anti-roulis actif	26
3.3.2	Système <i>Active Body Control</i>	28
3.4	Les systèmes totalement actifs	29
3.4.1	Préhistoire	29
3.4.2	Heure de gloire	30
3.4.3	Evolutions du système	30
3.4.4	Principe de fonctionnement	31
3.5	Conclusion	31
II	Le Multilois : un contrôleur de suspension adaptatif et robuste	33
1	Introduction	33
1.1	Les types d'asservissement	34
1.1.1	Historique	34
1.1.2	Régulateur Proportionnel Intégral Dérivé	35
1.1.3	Contrôle adaptatif	35
1.2	Un contrôleur adaptatif et robuste de suspension	37
1.2.1	Synthèse de Venhovens	38
1.2.2	Synthèse de Yu et Crolla	38
1.2.3	Multilois	39
2	La commande optimale linéaire	39
2.0.4	Contrôlabilité	40
2.0.5	Observabilité	40
2.1	Les types de contrôle	40
2.2	Les synthèses temporelles	40
2.2.1	Méthode Linéaire Quadratique	41
2.2.2	Méthode Linéaire Quadratique et Gaussien	41
2.3	Les synthèses fréquentielles	42
2.3.1	Synthèse H_2	43
2.3.2	Synthèse H_∞	44
2.4	La robustesse des algorithmes et conclusion	45
2.4.1	Méthodes Linéaires Quadratiques	46
2.4.2	Synthèse H_2	46
2.4.3	Synthèse H_∞	46
2.4.4	Conclusion	46
2.5	La robustesse des systèmes à entrées et sorties multiples	47
2.5.1	Critère de performance robuste	47
2.5.2	Critère de stabilité robuste	47
2.5.3	Critère de performance et de stabilité robuste	48

3	Synthèse d'un multilois à l'aide de deux lois LQ	48
3.1	La théorie	49
3.1.1	Analyse de la stabilité du multilois	49
3.1.2	Introduction à l'analyse du contrôleur multilois	51
3.1.3	Analyse de la stabilité robuste du multilois	51
3.1.4	Analyse de la performance robuste du multilois	53
3.1.5	Conclusion	54
3.2	Une application	54
3.2.1	Equations du modèle	54
3.2.2	Lois de contrôle	55
3.2.3	Stabilité	56
3.2.4	Robustesse	56
3.3	Les extensions du multilois	57
4	Justification de l'approximation linéaire	58
4.1	Les non linéarités	59
4.1.1	Ressort et butées	59
4.1.2	Amortisseur	59
4.1.3	Pneumatique	60
4.2	Conclusion	61
5	La définition d'un superviseur	61
5.1	L'existant	61
5.1.1	Suspension cartographique COVER	61
5.1.2	Système Anti-Roulis Actif Hydraulique	63
5.1.3	Conclusion	64
5.2	Les cahiers des charges des lois de commande primaires	64
5.2.1	Contrôle du roulis	64
5.2.2	Contrôle de la répartition anti-roulis	64
5.2.3	Contrôle du tangage	64
5.2.4	Contrôle du freinage d'urgence	65
5.2.5	Maintien de caisse sur mauvaise route	65
5.2.6	Correction d'assiette en charge	66
5.2.7	Contrôle de la garde au sol	66
5.2.8	Conclusion	66
5.3	La synthèse des lois de commandes primaires	66
5.3.1	Préambule aux lois anti-roulis et anti-tangage	66
5.3.2	Anti-roulis et sa répartition	68
5.3.3	Anti-tangage	70
5.3.4	Maintien de caisse transitoire	71
5.3.5	Conclusion	75
5.4	Une synthèse	76
5.4.1	Types de lois en présence	76
5.4.2	Critères de passage	76
5.4.3	Logique floue	78
5.5	Conclusion	78
III	La modélisation du comportement dynamique d'un véhicule	80
1	L'étude de la complexité du modèle	81
1.1	Les références bibliographiques	82
1.1.1	Modèle minimum	82
1.1.2	Eléments négligés	82
1.1.3	Modélisation maximale	83

1.2	La capitalisation du savoir RENAULT	83
1.2.1	Système de suspension verticale	84
1.2.2	Modèle de pneumatique	85
1.2.3	Elasto-cinématique des trains	86
1.3	Conclusion	90
2	La modélisation dans MACAC	91
2.1	Les équations de la dynamique des solides	91
2.1.1	Deuxième loi de Newton	92
2.1.2	Théorème du moment cinétique	92
2.1.3	Mode de roue vertical	94
2.1.4	Enroulement de roue	94
2.2	Les lois de comportement	94
2.2.1	Système de suspension verticale	95
2.2.2	Braquage des roues	96
2.2.3	Carrossage	97
2.2.4	Variations de voie	98
2.2.5	Efforts pneumatiques	98
2.2.6	Système de freinage	100
2.2.7	Groupe motopropulseur	101
2.2.8	Efforts aérodynamiques	102
2.3	Conclusion	102
IV	Exploitation du modèle numérique.	104
1	La validation du modèle	104
1.1	La validation systémique	105
1.2	La validation par expertise	105
1.3	La validation par comparaison simulations-essais	106
1.3.1	Véhicules comparés	106
1.3.2	Caractérisation ‘statico-dynamique’	107
1.3.3	Freinage en ligne droite	108
1.4	Conclusion	109
2	L’exploitation du modèle numérique	109
2.1	Le freinage d’urgence en ligne droite	109
2.1.1	Etat des lieux	110
2.1.2	Situation d’urgence	112
2.1.3	Améliorations	113
2.1.4	Propositions de réalisations	114
2.1.5	Conclusion	115
2.2	L’instabilité de freinage en virage	115
2.2.1	Analyse des simulations	115
2.2.2	Propositions d’amélioration	116
2.2.3	Variation de répartition d’anti-roulis	116
2.2.4	Optimisation de la répartition des efforts de freinage	117
2.2.5	Conclusion	118
3	La définition et le dimensionnement des solutions actives	118
3.1	La définition des actionneurs	119
3.1.1	Tableau fonctions/systèmes	119
3.1.2	Positionnements d’actionneur	120
3.1.3	Système de suspension retenu	121
3.2	Le dimensionnement de la solution	122

3.2.1	Premières règles	122
3.2.2	Situations extrêmes d'utilisation	124
3.2.3	Synthèse des résultats	126
3.3	Conclusion	127
4	La conception du banc	127
4.1	La phase de spécification	127
4.1.1	Essais à réaliser	128
4.1.2	Banc d'essais	128
4.2	Les ensembles constitutifs du banc	128
4.2.1	Système mécanique	128
4.2.2	Système hydraulique d'excitation	128
4.2.3	Actionneur électro-mécanique	129
4.2.4	Système de commande et d'acquisition	130
4.3	Conclusion	131
	Conclusions et Perspectives	132
	ANNEXES	I
A	Les systèmes pilotés de suspension	I
B	Le modèle quart de véhicule	III
C	Le virage à 3 m/s ²	V
D	Les tableaux récapitulatifs	VII
E	Des courbes caractéristiques d'un freinage avec ABS	VIII
F	Les systèmes élémentaires du modèle	IX
G	Le contrôle sous optimal dans le cas de mesures non bruitées	X
H	La pré-information	XI
I	La compensation du temps de retard	XIV
J	Les courroies micro-crantées	XV
	Bibliographie	XVI

Liste des Figures

Introduction	1
1 Comparaison des dimensions d'une Safrane et d'une Vel Satis	1
2 Evolution des caractéristiques des véhicules sur 30 ans	2
Du premier chapitre	4
1.1 Définition générale des notations	5
1.2 Repères en dynamique du véhicule	5
1.3 Caractères, et appuis arrière	6
1.4 Forces et moments exercés par le sol sur le pneumatique.	7
1.5 Courbes typiques de poussée de dérive, et de moment d'auto-alignement	8
1.6 Courbe typique de l'effort longitudinal en fonction du glissement.	9
1.7 Définition du carrossage	9
1.8 Variation élasto-cinématique de carrossage.	10
3.1 Lois effort/vitesse des systèmes d'amortissement passif, adaptatif et semi-actif	16
3.2 Réalisation, et lois effort/vitesse, d'un amortisseur à trois lois	17
3.3 Comparaison des amortisseurs adaptatif et semi-actif	17
3.4 Amortisseurs continûment variables à valve interne, et externe.	18
3.5 Amortisseur semi-actif à deux valves proportionnelles	18
3.6 Performance du système d'amortisseur magnéto-rhéologique	19
3.7 Comparaison des accélérations verticales de caisse	19
3.8 Comparaison des mises d'angle au volant et des vitesses de roulis	20
3.9 Deux types de ressort pneumatique	21
3.10 Principe de la suspension hydropneumatique	22
3.11 Principe de la suspension hydractive	22
3.12 Suspension pneumatique de la Mercedes classe E	23
3.13 Amortisseur auto-pompant	25
3.14 Premier prototype d'anti-roulis actif - Vérin hydraulique rotatif au centre de la barre anti-roulis	26
3.15 Système ACTIVA de contrôle actif du roulis	26
3.16 Jambe de force ABC d'origine Mercedes-Sachs	28
3.17 Système de suspension ABC, d'origine Mercedes-Sachs	29
3.18 Schéma hydraulique de la suspension active de Lotus	30
3.19 Implantation dans la Volvo CCS	31
Du deuxième chapitre	33
1.1 Quatre grands types de contrôle	34
1.2 Boucle de régulation avec un correcteur PID	35
1.3 <i>Diagramme-blocs d'un système muni d'un contrôleur à séquençement de gain.</i>	36
1.4 <i>Diagramme-blocs d'un système muni d'un contrôleur adaptatif à modèle de référence.</i>	36
1.5 <i>Diagramme-blocs d'un système muni d'un contrôleur auto-adaptatif.</i>	36
1.6 Système adaptatif proposé par Venhovens	38

2.1	Schéma bloc du système, et du contrôleur, pour les synthèses H_2 , et H_∞	43
2.2	Performance robuste selon la méthode des sensibilités	47
2.3	Stabilité robuste selon la méthode des sensibilités	48
2.4	Performance et stabilité robuste par la méthode des sensibilités	48
3.1	Stabilité robuste du Multilois selon la méthode des sensibilités	52
3.2	Performance robuste du Multilois selon la méthode des sensibilités	53
3.3	Définition des notations du modèle dit bicyclette	54
3.4	Comparaison des modules des valeurs propres de L et T, et valeurs propres complexes de L.	56
3.5	Comparaison des valeurs propres de $T(j\omega)$ et $S(j\omega)$, quand $\alpha \in [0, 1]$.	57
3.6	Comparaison des valeurs propres de L et T, et tracé de $ \varepsilon.W_1S(j\omega) + (1 - \varepsilon).W_2T(j\omega) $.	58
4.1	Choix d'une loi de commande pour un système non linéaire.	58
4.2	Courbes caractéristiques des ressorts et amortisseurs de suspension.	59
4.3	Hystérésis du cycle ' <i>Effort vertical/écrasement</i> ' du pneumatique.	60
5.1	Stratégie cartographique longitudinale.	62
5.2	Stratégie cartographique transversale lente.	62
5.3	Stratégie cartographique transversale rapide.	63
5.4	Lois du prototype SARAH	63
5.5	Roulage sur mauvaise route	65
5.6	Modèle vertical à deux degrés de liberté	67
5.7	Comparaison des véhicules passif et actif. Puissance consommée.	68
5.8	Test du double changement de file.	68
5.9	Efforts aux pieds de roue des quatre véhicules.	69
5.10	Lois d'évolution du roulis.	69
5.11	Comparaison des véhicules passif et actif.	70
5.12	Comparaison des accélérations, et tangages.	70
5.13	Comparaison des efforts aux pieds de roue, et puissance.	71
5.14	Deux types d'excitation.	73
5.15	Accélération, vitesse et déplacement de la caisse.	74
5.16	Débattements de suspension, du pneumatique, et efforts actifs.	74
5.17	Excitation transversale, accélération et déplacement de la caisse.	75
5.18	Débattements du pneumatique et de la suspension, et effort actif de la loi transitoire.	75
Du troisième chapitre		80
19	Page d'entrée de MACAC sous Simulink.	80
1.1	Deux amortissements, pour deux rôles.	85
1.2	Courbes de dynamique angulaire.	86
1.3	Courbes de taux de sous-virage.	87
1.4	Variations de braquages en pompage, aux trains avant et arrière	88
1.5	Variations de braquages sous roulis, aux trains avant et arrière.	88
1.6	Trois comparaisons 'Simulations-Essais'.	89
2.1	Les degrés de liberté du modèle.	91
2.2	Théorème du moment cinétique sur les roues	94
2.3	Courbes caractéristiques des ressorts et amortisseurs de suspension.	95
2.4	Effets du pincement sur la stabilité	96
2.5	Démultiplication de direction et angle de Jeantaud	97
2.6	Modélisation physique de l'effort de freinage.	101
2.7	Modélisation cartographique du moteur	101
2.8	Conventions aérodynamiques	102

1.1	Validation de la modélisation du moteur.	105
2.1	Effet du transfert de charge sur l'effort longitudinal.	111
2.2	Adhérence utilisée (F_x/F_z), à l'avant et à l'arrière.	111
2.3	Variation des forces longitudinale et transversale, pour $\delta = 5^\circ$, et S_X croissant.	112
2.4	Trois comportements lors d'un freinage en virage.	117
3.1	Configurations passive, active, et partiellement actives série et parallèle.	120
3.2	Deux architectures retenues.	121
3.3	Transmission des vibrations à la caisse. Déflexion verticale de la 'D135'.	124
3.4	Comparaison de véhicules dont les fréquences de pompage sont 1,1 Hz et 0,8 Hz.	124
3.5	Débattements de suspension, si les fréquences de pompage sont 1,1 Hz et 0,8 Hz.	125
4.1	Vision d'ensemble du banc.	129
4.2	Banc d'essai et vérin électro-mécanique.	129

Des annexes

I

B.1	Comparaisons des accélérations verticales de caisse, et des débattements de suspension . . .	III
B.2	Comparaison des véhicules passif et actif.	IV
B.3	Déplacement et puissance consommée par l'actionneur.	IV
C.1	Comparaison des véhicules passif et actif, pour une mise en virage en 3 s.	V
C.2	Comparaison des véhicules passif et actif, pour une mise en virage en 1 s.	V
C.3	Courbes caractéristiques de l'actionneur pour une mise en virage en 3 s.	V
C.4	Courbes caractéristiques de l'actionneur pour une mise en virage en 1 s.	VI
D.1	Comparaison des dynamiques angulaires, angles au volant, et dérives.	VII
E.1	Courbes expérimentales d'un ABS	VIII
J.1	Courroie micro-dentée.	XV

Liste des tableaux

Du deuxième chapitre	33
5.1 Evolution de la répartition anti-roulis sur l'avant	69
5.2 Moyenne et variance de l'effort vertical dynamique au pied de roue.	76
Du troisième chapitre	80
1.1 Amplitudes et fréquences typiques des excitations inertielles	81
1.2 Composition de la dynamique angulaire.	86
1.3 Décomposition de la dynamique angulaire des X54 : YM4 et XA7.	89
1.4 Comparaison des caractéristiques des véhicules linéaire et non linéaire.	89
1.5 Coefficients et effets Brouilhet	90
2.1 Maxima et moyennes des composantes des vecteurs rotation, vitesse et accélération angulaires	93
2.2 Double changement de file ISO à 75 km/h : Les termes négligés	93
2.3 Coefficients de braquage cinématiques	96
2.4 Coefficients de braquage élastiques - Influence sur la stabilité	97
2.5 Exemples de variations de carrossage élasto-cinématiques	98
2.6 Exemples de caractéristiques du groupe motopropulseur.	102
Du quatrième chapitre	104
1.1 Tableau comparatif des valeurs statico-dynamiques d'essais.	106
1.2 Caractéristiques statico-dynamiques en simulation.	107
1.3 Tableau comparatif des dérives spécifiques.	107
1.4 Décomposition de la distance d'arrêt totale.	108
1.5 Comparaison simulations - essais des distances d'arrêt.	109
2.1 Distances d'arrêt totales - Essais comparatifs.	110
2.2 Simulations de freinages en ligne droite. Comparaison de deux véhicules	113
2.3 Diminution des phénomènes oscillatoires, lors d'un freinage d'urgence.	114
2.4 Comparaison des véhicules de base, actif, et fortement amortis.	114
2.5 Contribution de chaque roue au moment de lacet.	116
2.6 A 15s les deux véhicules sont en virage établi. A $t = 15,5$ s leurs états sont comparés. . . .	117
3.1 Classements des systèmes actifs de suspension selon les fonctions réalisées.	119
3.2 Efforts actifs aux trains, en fonction de la décélération.	122
3.3 Forces actives à déployer en virage.	123
3.4 Evolution de la répartition anti-roulis sur l'avant.	123
3.5 Etendue d'une raideur orientée confort.	125
Des annexes	I
A.1 Récapitulatif des systèmes d'amortissement piloté.	I
A.2 Récapitulatif des systèmes de contrôle du roulis.	I

A.3	Récapitulatif des systèmes pneumatiques à plusieurs états.	II
A.4	Récapitulatif des systèmes correcteurs d'assiette.	II
B.1	Notes de confort (Roulage à 100 km/h sur D135)	IV
D.1	Mesures de roulis spécifique, dérives spécifiques, et dynamique angulaire.	VII
D.2	Tableau de résultats issus de DYNAM	VII

Les notations

Les notations générales de la mécanique du véhicule.

da	: Dynamique angulaire.
e_1, e_2	: Voies avant et arrière.
e_{i1} et e_{i2}	: Demi-voies gauche et droite du train i .
G	: Centre de gravité du véhicule.
h	: Distance du centre de gravité au sol.
h_0	: Distance du centre de gravité à l'axe de roulis.
$I_{x1x1}, I_{y1y1}, I_{z1z1}, I_{x1z1}$	: Inerties du véhicule, exprimées dans $\mathcal{R}_1$.
L	: Empattement.
l_1, l_2	: Distances du centre de gravité aux trains avant et arrière.
M_s	: Masse suspendue.
M_{tot}	: Masse totale.
M_{ij}^{Mns}	: Masse non suspendue du demi train ij .
n	: Rapport de démultiplication.
$P_{M cyl}$	: Pression au maître cylindre.
R	: Rayon de courbure de la trajectoire du centre de gravité.
R_{Cij}	: Rayon sous charge de la roue ij .
$\mathcal{R}_0 (\Omega, x_0, y_0, z_0)$	: Repère de référence.
$\mathcal{R}_1 (G, x_1, y_1, z_1)$	: Repère lié au véhicule.
$\mathcal{R}_2 (G, x_2, y_2, z_2)$	: Repère intermédiaire.
$\mathcal{R}_C (G, x_C, y_C, z_C)$	: Repère lié à la caisse.
$\mathcal{R}_r (K_{ij}, x_r, y_r, z_r)$	: Repère de roue braquée non carrossée.
s_1 et s_2	: Hauteurs des centres de roulis des trains avant et arrière.
u	: Effort actif.
X, Y, Z	: Déplacements du véhicule, appelés, avancement, ripage, et pompage.
$X_{ij}^{Mns}, Y_{ij}^{Mns}, Z_{ij}^{Mns}$	: Déplacements de la masse non suspendue ij , dans le repère $\mathcal{R}_1 (G, x_1, y_1, z_1)$.
Z_{ij}^{pneu}	: Débattement vertical du point de contact entre le pneumatique et le sol.
α_0	: Angle inscrit au volant de direction à vitesse nulle.
α_V	: Angle inscrit au volant de direction.
α_{ij}^{train}	: Variation de braquage de la roue ij due à l'élasto-cinématique des trains.
$\gamma_{ij}, \xi_{ij}, \alpha_{ij}$	: Angles de la roue ij : le carrossage, l'enroulement, et le braquage.
γ_T	: Accélération transversale du véhicule.
δ_{ij}^{pneu}	: Dérive du pneumatique ij .
$\delta_i, \delta_i^{spé}$	: Dérives totale, et spécifique au train i .
η	: Proportion de couple anti-roulis sur le train avant.
θ, ϕ, ψ	: Angles de caisse, respectivement, de roulis, de tangage, et de lacet.
μ	: Coefficient de frottement entre le pneumatique et le sol.
τ_{ij}	: Indice de décollement de la roue ij .
ε_i	: Coefficient de braquage sous roulis moyen au train i .

Les acronymes

4WS	: 4 <i>Wheel Steering</i> , pour Quatre Roues Directrices (4RD)
ABC	: <i>Active Body Control</i> , Maintien de caisse actif.
ABR	: Anti-Blocage de Roue traduction de :
ABS	: <i>Antilock-Braking System</i> .
ADC	: <i>Adaptive Damping Control</i> , Amortissement continûment variable.
ADS	: <i>Active Damping System</i> , Amortissement continûment variable.
AFS	: <i>Active Front Steering</i> , Braquage actif du train avant.
AFU	: Aide au Freinage d'Urgence.
AMS	: <i>Auto Moto und Sport</i> , presse spécialisée allemande.
AMV	: AMortissement Variable.
ARA	: Anti-Roulis Actif.
ARS	: <i>Active Roll System</i> , pour Anti-Roulis Actif (ARA)
BCDi	: <i>Body Control Damping</i> , Amortissement continûment variable bas coût.
BMW	: <i>Bayerische Motoren Werke</i> .
BSRTD	: <i>Bi-State Real Time Damping</i> , Amortissement bilois contrôlé en temps réel.
CAFE	: <i>Corporate Average Fuel Economy</i> .
CCFA	: Comité des Constructeur Français d'Automobile.
CDC	: <i>Continuous Damping Control</i> , Amortissement continûment variable.
CSV	: Contrôle de Stabilité en Virage, ou Contrôle de Sous-Virage.
CVRTD	: <i>Continuously Variable Real Time Damping</i> , Amortissement semi-actif.
EHB	: <i>Electro-Hydraulic Brake</i> .
EMB	: <i>Electro-Mechanical Brake</i> .
ESP	: <i>Electronic Stability Program</i> , Contrôle la trajectoire en virage
I, M, S	: Segments de gamme Inférieur, Moyen et Supérieur, divisés en sous-segments 1 et 2.
ISO	: <i>International Standard Organisation</i> .
LMI	: <i>Linear Matrix inequalities</i> .
LPV	: <i>Linear Parameter Varying system</i> .
LTI	: <i>Linear Time Invariant</i> .
MACAC	: Modèle d'Automobile pour la Conception Avancée de Châssis.
MSR	: <i>Manual Selectable Ride</i> , Amortissement bi-lois manuel.
PPP	: Prototype des Prestations et Process .
SSPP	: Système de Surveillance de Pression des Pneumatiques.
SUV	: <i>Sport Utility Vehicle</i> , Véhicule à Usages Multiples.
TKA	: <i>Thyssen Krupp Automotive</i> .
ZM	: Z-Mulet, Mulet final.

Résumé

La nouveauté de ce travail consiste en la réalisation d'un système actif de suspension, en terme de loi de commande et d'organe physique, pour gérer au mieux le compromis entre confort et comportement en fonction des sollicitations extérieures, et pouvant équiper des automobiles des segments de milieu et de haut de gamme à horizon 2010.

Il a débuté par une étude bibliographique, sur les lois de commande et les systèmes *actifs* au sens large afin de dégager les grandes voies de développement et de recherche possibles. En suivant le processus d'établissement des objectifs de la suspension, et l'orientation donnée par Renault, les principales fonctions de systèmes nouveaux de suspension émergent. Enfin, l'étude critique des systèmes existants permet d'orienter les choix, réalisés plus tard, notamment d'architecture du système de suspension.

Puis, un modèle fonctionnel de dynamique du véhicule a été réalisé pour simuler l'impact d'un système piloté de suspension sur le confort basses fréquences, ou le comportement routier, pour des sollicitations allant jusqu'à des situations d'urgence. Le degré de modélisation est critique, car il faut pouvoir décrire le comportement du véhicule jusqu'à l'approche de ces limites, et le confort de suspension, sans alourdir inutilement les calculs. C'est pourquoi l'étude de la complexité du modèle a occupé une part importante de notre travail.

Parallèlement, des lois de commande de suspension, ainsi qu'un superviseur sont synthétisés et leurs performances quantifiées. Reprenant les bases théoriques, du contrôle optimal linéaire, et de la robustesse des commandes à multiples entrées et sorties, le Multilois, un nouvel algorithme adaptatif est introduit. Constitué de règles de logique floue il permet la supervision de plusieurs lois de commande linéaires, et le passage d'une loi à une autre de manière robuste.

L'impact sur le confort ou la tenue de route d'une loi de commande et d'un système de suspension est quantifié. Dans les cas particuliers du comportement dynamique du véhicule au freinage et en virage, l'emploi de certains types de systèmes de suspension est préconisé, et les gains en distance d'arrêt et stabilité sont quantifiés. La simulation numérique a enfin permis le choix de lois de commande, et du système physique de suspension (breveté), étant données les spécifications des directions partenaires. Une phase de prototypage de l'organe actif de suspension et son montage sur banc d'essai dynamique ont permis de valider le choix architectural général, mais ont invalidé partiellement la réalisation physique retenue.

Mots clés : dynamique du véhicule, mécanique automobile, confort, comportement routier, suspension, contrôle actif, commande optimale, adaptativité, robustesse.

Abstract

The main challenge of the present work is the realization of a complete active suspension system. Active control laws and active devices had to be found or created, in order to manage optimally and continuously the traditionnally fixed trade-off between ride and handling. Such a system should equip vehicles of the medium and upper classes around 2010.

A ‘state of the art’ study on active suspension systems and active control laws allows the recognition of fields of further research and development. On the other hand, surveys made by car manufacturers lead to study priority suspensions’ functions. At last, a critical review of existing suspensions’ realizations gives informations on architectural possibilities for the prototyping phase of the work.

Then, a fonctional model was developed for the numerical simulations of vehicle dynamics with active devices. As impact of suspension’s systems on ride quality or handling even in emergency situations should be quantified, the modelling complexity was studied to describe accurately the whole vehicle behaviour with a minimum of parameters. At the same time, control laws for active suspension systems were designed, and a macro-controller switching from a primary law to another, named Multilaws, was introduced. Primary laws come from optimal linear control theory. The supervisor being the linear combination of initial control laws needed developments in Multiple Inputs Multiple Outputs systems’ robustness, in order to guarantee the global performance and stability of the entire car.

In the cases of straigth line braking, and in a turn braking, tremendous advantages of active suspension systems, and particularly of adaptive shock-absorbers, are put on the limelight and simple systems are proposed. Numerical simulations allows the choice of the best architecture (patented) for the new suspension system, the quantification of how efficient are the control laws, and the determination of technical characteristics of pieces that partake the suspension system. At last, a prototype of the suspension organ was constructed and tested in order to confirm our choices.

Key words : vehicle dynamics, automobile, ride control, road holding, active suspension, active control, linear optimal control, adaptive, robust control.

Introduction

Aujourd'hui, lors de la définition du cahier des charges d'une voiture, trois protagonistes principaux orientent les choix des constructeurs automobiles, l'évolution des caractéristiques techniques des véhicules.

Le **conducteur** du véhicule demande essentiellement du confort d'utilisation via l'habitabilité, d'où des dimensions toujours croissantes des modèles (*cf.* figure 1), le confort acoustique, d'où l'ajout de matériaux absorbants, le confort vibratoire, d'où des suspensions souples et peu amorties, et l'agrément de conduite, d'où des réglages vifs des trains et des moteurs de couple et de puissance croissants. De plus, il considère comme dû les systèmes de sécurité active, qui minimisent les risques d'accident, et passive, qui dissipent l'énergie du choc lors de l'accident.



Fig. 1: *Comparaison des dimensions d'une Safrane et d'une Vel Satis*

La **concurrence** sert d'aiguillon aux constructeurs automobiles en amplifiant l'un des traits précédemment cités, avec une emphase particulière de la presse spécialisée sur le comportement dynamique et le plaisir de conduite. Aujourd'hui parmi les champs de bataille privilégiés que sont les systèmes du châssis (*i.e.* de direction, de freinage, et de suspension) figurent en bonne place les systèmes pilotés de suspension.

Finalement, le **législateur** européen impose des normes sur les gaz d'échappement (norme CAFE¹), et sur la pollution acoustique avec le seuil de 74 dBA, depuis 1995 [1]. Aux Etats-Unis, ou au Japon, des normes de sécurité active et passive sont apparues récemment, notamment sur l'anti-retournement. En Europe, un organisme indépendant, l'EuroNCAP, travaille avec les constructeurs sur l'établissement de critères de sécurité active et passive, qui pourraient servir de base à une législation future.

¹CAFE (*Corporate Average Fuel Economy*) est une consommation moyenne sur la gamme des véhicules d'un constructeur fixée en Europe à 5,7 l/100km en 2008, soit 140g de CO₂ rejeté pour 100km. A l'heure actuelle, les normes ([3], et [2]) imposent des rejets maximums en gramme de CO₂ de 186g/km en Europe, 191g/100km au Japon, et 260g/100km aux Etats-Unis.

Sous ces contraintes, et comme le montre la figure 2, les dimensions des automobiles ont crû de plus de 10% en 30 ans. Leur poids a augmenté de plus de 40% en 30 ans, au nom de la dépollution (pot catalytique, engouement pour le diesel), du confort (climatisation, direction assistée), du silence (isolants acoustiques $\approx 100\text{kg}$) et de la sécurité (ABS, ESP, AFU, SSPP, Airbags, renforts). Enfin, il était communément admis qu'une voiture confortable n'aurait jamais le même comportement routier qu'une automobile sportive. Désormais, confort et comportement doivent être de haut niveau.

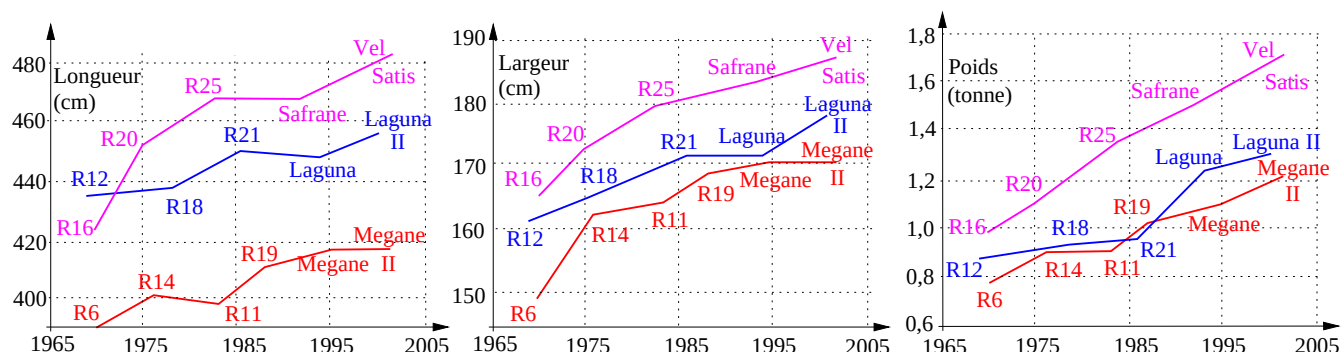


Fig. 2: Evolution des caractéristiques des véhicules sur 30 ans

Exceller en confort et comportement semble désormais improbable au vu des dimensions et poids atteints en haut de gamme, sans système piloté de suspension. Le coup de grâce est donné par le concept de véhicule adaptatif (*Morphing Vehicle*) qui rend obsolète la suspension passive fixant le compromis entre confort et comportement dès la conception du véhicule. Ce concept tient de la conjonction des avancées en contrôle actif, en électronique, et de l'arrivée à maturité des organes pilotés du châssis. Le véhicule s'adapte à la situation de conduite, aux intentions du conducteur, voire à son style de conduite.

De tels systèmes existent déjà depuis vingt ans, notamment chez Citroën, cependant les technologies d'actionneurs de suspension n'étaient jusqu'aujourd'hui pas mûres, et les capacités informatiques embarquées trop faibles en espace mémoire, et en puissance de calcul. Les problèmes de fiabilité, ou d'industrialisation, sont maintenant résolus, reste ceux du coût et de la consommation énergétique du système. Pour preuve, chez Mercedes, la classe S est munie de ressorts pneumatiques et d'amortisseurs continûment variables depuis 1998, et le coupé CL de vérins hydrauliques pilotés et d'amortisseurs semi-actifs depuis 1999. En ce qui concerne les progrès de l'électronique embarquée, ils ont déjà permis l'avènement de l'injection, et dans le domaine du châssis, la généralisation de l'Anti-Blocage de Roue (ABR, ou ABS²), et du Contrôle de Stabilité en Virage (ESP et CSV).

La nouveauté de ce travail consiste en la réalisation d'un système actif de suspension, en terme de loi de commande et d'organe physique, pour gérer au mieux le compromis entre confort et comportement en fonction des sollicitations extérieures, et pouvant équiper des automobiles des segments M_2 et S_1 ³ à horizon 2010. Ce système adaptatif doit en outre consommer peu d'énergie (avatar principal des systèmes actifs de suspension existant actuellement), procurer un accroissement perceptible du confort et du comportement routier du véhicule (second reproche majeur effectué à l'encontre des suspension actives), ne pas être hydraulique, et enfin améliorer la performance et la stabilité en freinage du véhicule de manière importante. Pour atteindre l'ensemble de ces objectifs cinq étapes ont été nécessaires.

²Les acronymes sont tous explicités en début de mémoire.

³Voici un tableau explicitant au moyen d'exemples les segments de gamme :

I ₁ : Twingo, 107	M ₁ : Mégane, 307	S ₁ : Vel Satis, 607
I ₂ : Clio, 207	M ₂ : Laguna, 407	S ₂ : Mercedes S, BMW 7

En premier lieu, il s'agit, de donner une présentation générale de la mécanique automobile, et plus particulièrement de la suspension. Tout d'abord, les fonctions du système de suspension et ses réalisations passives sont décrites. Les différents systèmes actifs sont ensuite analysés, et enfin leurs réalisations physiques sont présentées et critiquées. L'objectif est de dégager les grandes voies de développements possibles et souhaitables.

Dans un deuxième mouvement, un nouveau concept de loi de commande appelé *multilois* est introduit. Ses fondations théoriques, à savoir la commande linéaire optimale, et l'étude de la robustesse des systèmes à plusieurs entrées et sorties sont rappelées et appliquées. Puis, sont présentées les raisons pour lesquelles seules des lois de contrôle linéaires ont été retenues pour composer le multilois. Enfin, les lois de commande retenues et les critères de passage qui composeront le multilois sont décrits.

L'objet du troisième chapitre du mémoire est la modélisation en dynamique automobile. D'abord les hypothèses nécessaires à la réalisation d'un modèle capable de représenter le comportement routier d'une automobile jusqu'en situation d'urgence sont établies. En terme de confort, la question de limite fréquentielle de validité du modèle est abordée, afin de pouvoir juger de l'impact d'un système de suspension particulier sur les remontées à la caisse de vibrations basses fréquences. Les équations de la dynamique sont ensuite appliquées pour réaliser le Modèle Automobile pour la Conception Avancé de Châssis (MACAC) employé dans la suite du travail de thèse, et notamment pour valider les prestations de suspension pilotée.

Enfin, dans un quatrième temps, des travaux effectués grâce au logiciel MACAC sont exposés. En premier lieu, la validation du modèle numérique est présentée, en insistant sur la comparaison entre simulations et essais. Dans un second temps, des voies de recherche d'amélioration du confort et du comportement routier des véhicules au moyen de systèmes pilotés de suspension sont abordées et critiquées. Cette étape du travail a abouti au dimensionnement numérique des différents organes qui composent les architectures de suspension active retenues. Ce dimensionnement permet de choisir parmi les solutions techniques une architecture particulière d'actionneur qui a fait l'objet d'un brevet, et a été proprototypée sur banc d'essais dynamiques en vue de valider les choix effectués en termes d'architecture et de lois de commande.

Chapitre premier

Les systèmes pilotés de suspension

Aspects phénoménologiques et technologiques

En Orient comme en Occident, on peut discerner un parcours qui, au long des siècles, a amené l'humanité à s'approcher progressivement de la vérité et à s'y confronter. C'est un parcours qui s'est déroulé dans le champ de la conscience personnelle de soi : plus l'homme connaît la réalité et le monde, plus il se connaît lui-même dans son unicité, tandis que devient toujours plus pressante pour lui la question du sens des choses et de son existence même. Ce qui se présente comme objet de notre connaissance fait par là-même partie de notre vie. Le conseil Connais-toi toi-même était sculpté sur l'architrave du temple de Delphes, pour témoigner d'une vérité fondamentale qui doit être prise comme règle minimum par tout homme désireux de se distinguer, au sein de la création, en se qualifiant comme "homme" précisément parce qu'il "se connaît lui-même".[220]

L'objet de ce chapitre est de donner une présentation générale de la dynamique du véhicule, avec une emphase sur la suspension, afin de dégager les grandes voies de développement et de recherche possibles. Puis, en suivant le processus d'établissement des objectifs de la suspension, et l'orientation donnée par la philosophie Renault, les principales fonctions de nouveaux systèmes de suspension émergeront. Enfin, l'étude critique des systèmes existants permettra d'orienter les choix, réalisés plus tard, notamment d'architecture de suspension.

1 Des notions de dynamique automobile

Il convient de commencer par donner le vocabulaire de la dynamique automobile, les notations, et conventions usuelles ([64], [65]), ainsi que les quelques notions fondamentales permettant de mieux comprendre la démarche et les résultats du présent travail de thèse. Ce seront bien sûr les notations employées dans le reste du présent mémoire.

1.1 Les premières définitions

L'utilisation de graphiques s'avère souvent plus intuitive et compréhensible que la description textuelle, c'est pourquoi les principales notations sont définies via des schémas.

L'indice i , seul, correspond au train avant si $i = 1$, et arrière si $i = 2$; tandis que l'indice j se réfère au côté gauche du véhicule si $j = 1$, et droit si $j = 2$.

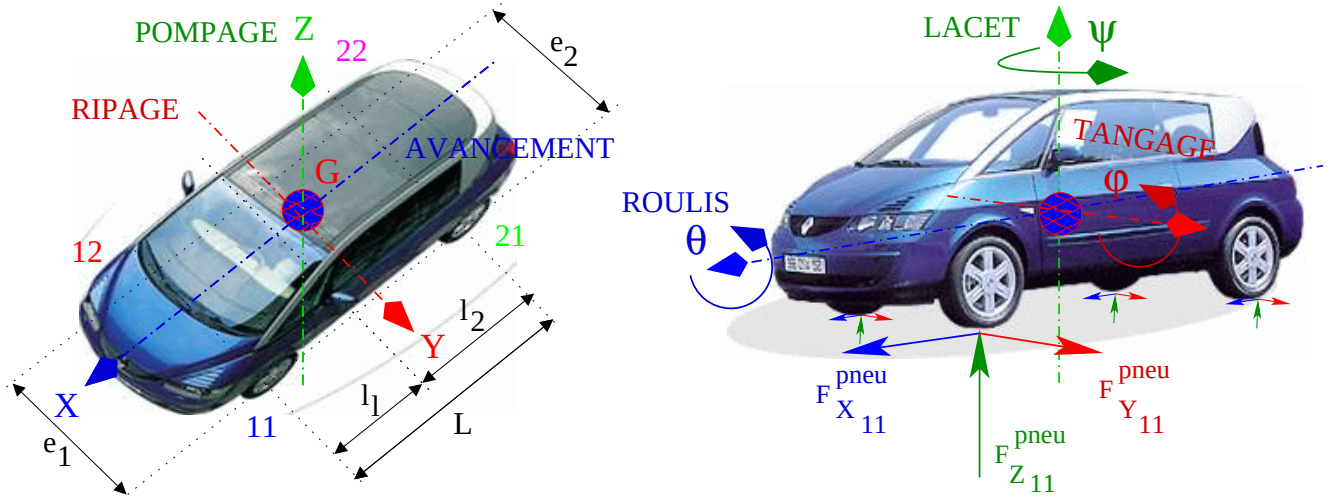


Fig. 1.1: Définition générale des notations.

Les repères

De nombreux repères sont définis en dynamique du véhicule, soit tout d'abord le repère orthonormé direct fixe, $\mathcal{R}_0 (\Omega, x_0, y_0, z_0)$, lié au référentiel sol, supposé Galiléen. Souvent Ω est pris comme le point du sol à l'aplomb du centre de gravité à l'instant initial de l'étude.

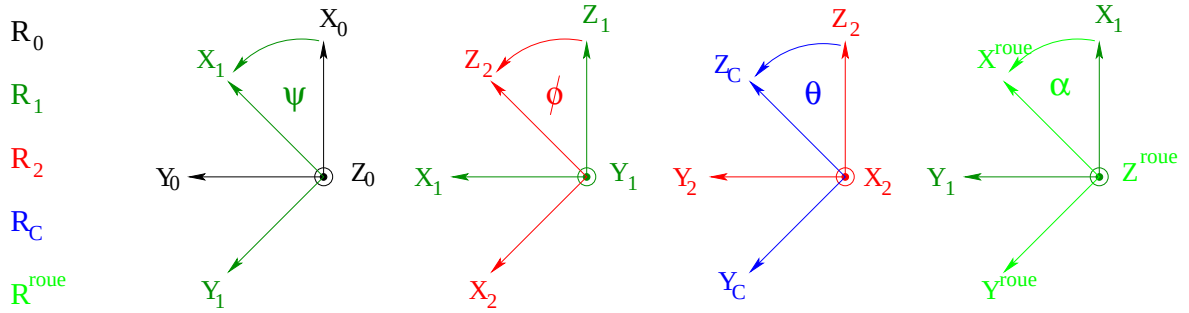


Fig. 1.2: Les repères de la dynamique du véhicule

$\mathcal{R}_1 (G, x_1, y_1, z_1)$ se définit alors comme le repère centré au centre de gravité du véhicule, et obtenu à partir de $\mathcal{R}_0$ par rotation d'angle ψ , autour de l'axe $(\Omega, z_0) // (G, z_1)$. C'est le repère lié au véhicule, ψ étant l'angle de lacet.

Par rotation d'angle ϕ , autour de l'axe $(G, y_1) // (G, y_2)$, s'obtient $\mathcal{R}_2 (G, x_2, y_2, z_2)$, toujours centré au centre de gravité du véhicule. ϕ est le tangage de la caisse. Un tangage positif est appelé plongée, tandis qu'un tangage négatif est appelé cabrage.

Par rotation d'angle θ , autour de l'axe $(G, x_2) // (G, x_C)$ s'obtient $\mathcal{R}_C (G, x_C, y_C, z_C)$, centré au centre de gravité du véhicule. θ est le roulis de la caisse. Comme $\mathcal{R}_C$ suit dans ses rotations la caisse du véhicule il est souvent appelé *repère de caisse*.

Enfin, $\mathcal{R}_r (K_{ij}, x_r, y_r, z_r)$ est le repère lié à la roue ij , défini par K_{ij} , le centre de la roue, dont l'axe des abscisses est l'axe longitudinal de la roue ij , l'axe des ordonnées lui est perpendiculaire, et l'axe des cotes est vertical. Il est obtenu à partir du repère-véhicule par rotation d'angle, le braquage total de la roue, α_{ij} .

1.2 La dynamique angulaire

La dynamique angulaire ([58] et [59]) se définit comme la dérivée de l'angle au volant par rapport à l'accélération transversale, à rayon de trajectoire constant ($R = C^{ste}$), et vitesse variable. Elle correspond à la correction au volant nécessaire pour rester sur une trajectoire circulaire, lors d'une variation de vitesse induisant une variation d'accélération unitaire.

$$da = \left. \frac{\partial \alpha_V}{\partial \gamma_T} \right)_{R=C^{ste}} \quad (1.1)$$

Sur un cercle de cinquante mètres de rayon, en régime quasi-statique, l'angle au volant est mesuré en fonction de l'accélération transversale. La dynamique angulaire est la pente de la courbe¹ $\alpha_V = f(\gamma_T)$.

1.2.1 Expression de la dynamique angulaire

Lorsque le conducteur accroît la vitesse du véhicule, les efforts transversaux de contact au sol augmentent. Il s'ensuit une variation de position du plan de roue, et des dérives pneumatiques (cf. figure 1.5), notées δ_{ij}^{pneu} , ce que traduit l'expression suivante de la dynamique angulaire² :

$$da = \sum_{i \in \{1,2\}} \sum_{j \in \{1,2\}} (-1)^i \left(\delta_{ij}^{pneu} + \alpha_{ij} \right) \frac{180n}{2\pi\gamma_T} \quad (1.2)$$

Le braquage de la roue α_{ij} se compose du braquage initial, du braquage de direction, des braquages cinématiques dus au pompage et au roulis, et des braquages élastiques.

1.2.2 Caractères sous-vireur, survireur ou neutre

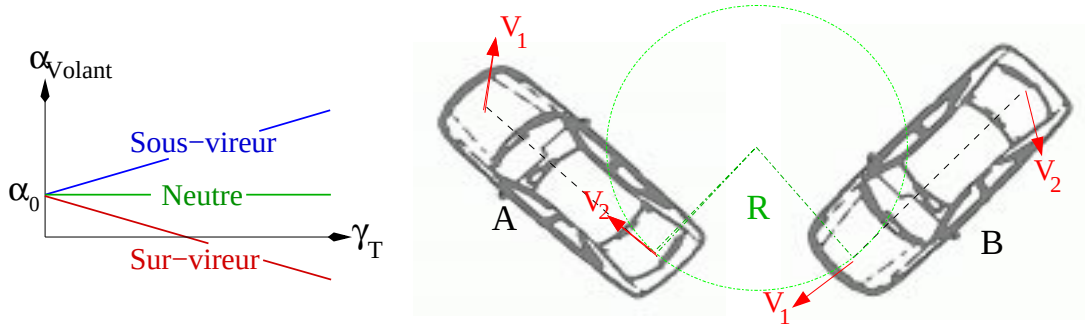


Fig. 1.3: Illustrations des notions de caractère (gauche), et d'appui arrière (droite)

Le véhicule³ est dit sous-vireur lorsque sa dynamique angulaire est positive, neutre lorsque sa dynamique angulaire est nulle, et survireur lorsque sa dynamique angulaire est négative.

1.3 L'appui arrière

La notion d'appui arrière est importante car il est possible d'envisager deux véhicules de même dynamique angulaire, et positionnés différemment sur leur trajectoire, cf. figure 1.3. La perception subjective de la trajectoire sera fortement différente; Le véhicule A possédant de meilleurs appuis

¹En avant-projet, seules les cordes à 3 et 7 m/s², et la progressivité de la courbe sont regardées.

²Les anglo-saxons préfèrent la notion de taux de sous-virage ($\tau_{SV} = \alpha_V - nL/R = \alpha_V - nL\dot{\psi}/V$, avec n la démultiplication du système de direction.) qui dans l'esprit est équivalente. On étudie la différence entre la consigne au volant, et l'angle au volant si les dérives étaient nulles qui traduit la situation effective, différence provenant des dérives et des variations de plan de roue.

³Les notions de sous ou sur- virage définies sont relatives au comportement du véhicule sous la limite d'adhérence.

arrière sera mieux perçu que le véhicule B.

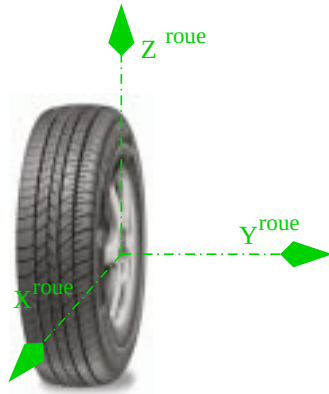
Eloy [58] démontre que la notion d'appui est directement liée à l'importance de la dérive globale du train. L'appui arrière est d'autant meilleur que la dérive du train arrière⁴, notée δ_2 , est faible. Le train avant n'intervient que pour ajuster la valeur de la dynamique angulaire. C'est pourquoi la notion de dérive spécifique au train arrière, qui traduit la notion d'appui arrière, est introduite :

$$\delta_2^{spé} = \left. \frac{\partial \delta_2}{\partial \gamma_T} \right)_{R=C^{cte}} \quad (1.3)$$

Pour améliorer la qualité des appuis, il est nécessaire d'augmenter le taux de sous-virage du train arrière. Les leviers d'action sont alors les variations $\diamond$ d'épure géométrique, $\diamond$ de parallélisme sous effort de ripage, et aussi $\diamond$ le nombre, la taille, la pression, la marque, et l'usure des pneumatiques.

1.4 Le comportement du pneumatique

Le torseur des efforts exercés par le sol sur le pneumatique implique six composantes de force et de moment.



- F_Z : La charge verticale
- F_Y : L'effort transversal
(Effort de ripage)
- F_X : L'effort longitudinal
- M_Z : Le moment autour de l'axe vertical
(Couple d'auto-alignement)
- M_Y : Le moment autour de l'axe transversal
(Moment de résistance au roulement)
- M_X : Le moment autour de l'axe longitudinal
(Moment de renversement)

Fig. 1.4: Forces et moments exercés par le sol sur le pneumatique.

Dans le cadre de la dynamique automobile, seuls sont modélisés les efforts longitudinaux et transversaux, et le moment d'auto-alignement, car ils affectent le comportement macroscopique du véhicule, *i.e.* l'accélération, le freinage, la trajectoire, l'attitude, et les efforts à fournir au volant. L'effort vertical apparaît plus comme une donnée permettant de déterminer les autres efforts de contact.

1.4.1 Angle de dérive, effort transversal, et moment d'auto-alignement

L'ingénieur Brouilhet a observé dans les années 1920 qu'un pneumatique roulant de façon à ce que la direction du mouvement fasse un angle δ avec le plan de jante, développe un effort transversal. Cet angle est appelé dérive du pneumatique.

1.4.1.1 Effort transversal

Soit V , le vecteur vitesse du pneumatique par rapport au sol ; l'angle de dérive produit un effort F'_Y (*cf.* figure 1.5) perpendiculaire à V et de sens opposé à δ .

Cette notion de dérive est à la base de tous les travaux sur le comportement routier. Pour les angles de dérive faibles, il y a proportionnalité entre F'_Y et δ . D_Y est appelée la rigidité de dérive.

$$F'_Y = -D_Y \delta \quad (1.4)$$

⁴La dérive au train est l'angle entre la vitesse du point du véhicule situé à mi-voie, et l'axe longitudinal du véhicule.

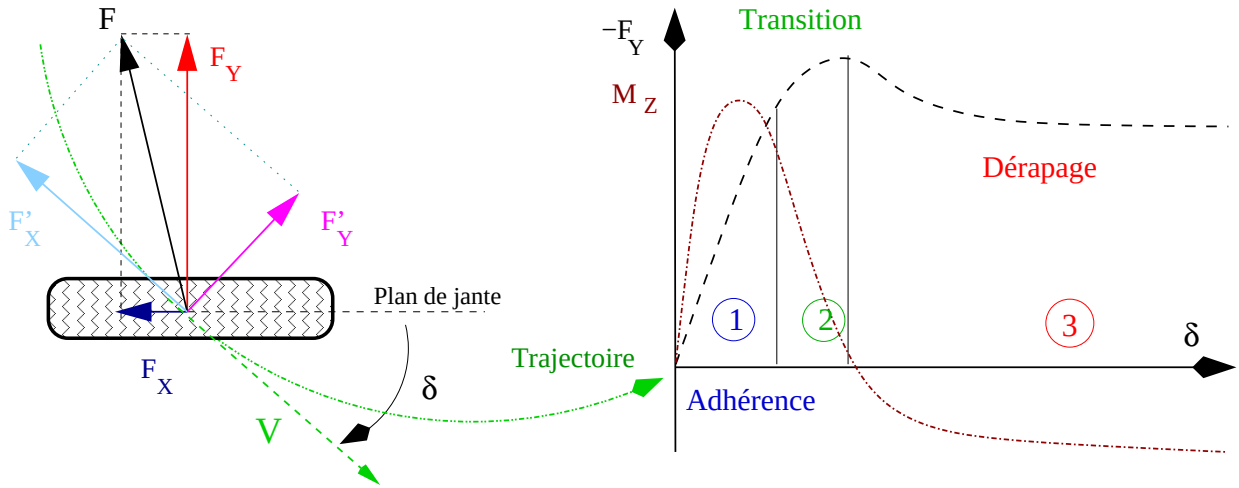


Fig. 1.5: Courbes typiques de poussée de dérive (-), et de moment d'auto-alignement (-.-)

Les courbes $F_Y(\delta)$ ont toutes la forme de celle de la figure 1.5 (droite) passant par un maximum pour une dérive généralement comprise entre 5° et 15° suivant les pneumatiques. On peut distinguer trois zones, suivant que la courbe $F_Y(\delta)$ est croissante et linéaire, croissante non linéaire, ou décroissante, appelées respectivement zones d'adhérence (1), de transition (2), et de dérapage (3).

La résultante F de l'effort transversal (F_Y) et de la résistance au roulement (F_X) peut être décomposée dans deux systèmes d'axes, comme l'indique la figure 1.5. On remarque alors qu'à F'_Y (effort nécessaire au maintien de la trajectoire) constant lorsque la rigidité de dérive augmente, l'angle de dérive δ diminue et la traînée de ripage (F'_X) chute. L'augmentation de la raideur de dérive que l'on constate aujourd'hui, permet donc de diminuer les consommations d'énergie en virage.

1.4.1.2 Moment d'auto-alignement

La dérive crée également un moment M_Z (cf. figure 1.5), dit d'auto-alignement, car il tend généralement à réduire l'angle de dérive. Ce moment est dû au fait que la résultante des efforts transversaux que subit l'aire de contact ne passe pas par l'axe du pivot de la roue.

Le moment est très important pour le conducteur car il modifie le couple au volant et constitue ainsi un retour sur le comportement du pneumatique. Son maximum est obtenu pour une valeur d'angle de dérive inférieure à celle donnant l'effort transversal maximal. Le moment s'annule puis change de signe lorsque le pneumatique est en dérapage. Pour le conducteur, la décroissance du moment d'auto-alignement indique l'amorce du dérapage.

1.4.2 Taux de glissement et effort longitudinal

Le paramètre caractéristique du déplacement longitudinal du pneumatique est le taux de glissement longitudinal (S_x), défini respectivement en accélération et en freinage par les expressions :

$$\text{À l'accélération : } S_x = 1 - \frac{V_X}{\omega R \cos \delta} > 0 \quad \text{Au freinage : } S_x = \frac{\omega R \cos \delta}{V_X} - 1 < 0 \quad (1.5)$$

Avec V_X la vitesse longitudinale du centre du pneumatique pris comme un point fixe dans le repère véhicule, et ωR la vitesse du pneumatique par rapport au sol s'il y avait roulement sans glissement. S_x exprime simplement que la roue peut tourner plus ou moins vite par rapport à sa vitesse de roulement sans glissement.

Les courbes $F_X(S_X)$, pour tous les pneumatiques, ont la forme de la figure 1.6. Autour de l'origine $F_X = D_X S_X$ où D_X est la rigidité de pseudo-glissement. En général les courbes ne sont

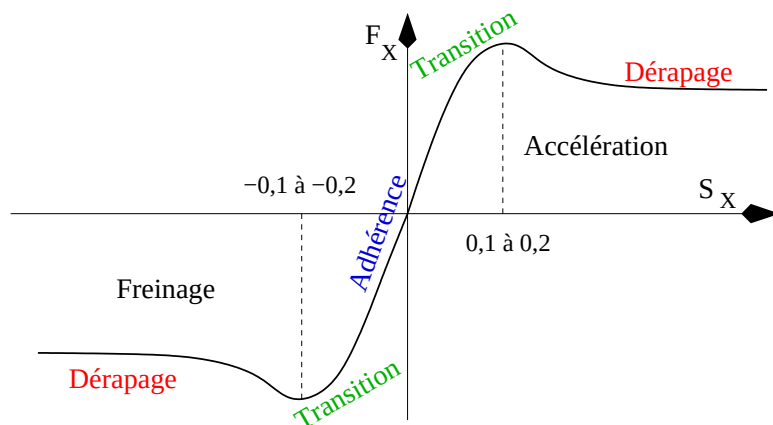


Fig. 1.6: Courbe typique de l'effort longitudinal en fonction du glissement.

pas symétriques par rapport à l'origine, l'effort maximal de freinage étant souvent supérieur à l'effort maximal de traction.

1.4.3 Angle de carrossage

Pour des véhicules de tourisme l'angle de carrossage, défini en figure 1.7, peut atteindre une dizaine de degrés. Un pneumatique roulant avec un angle de carrossage non-nul développe un effort transversal appelé poussée de carrossage. La loi $F_Y(\gamma)$ est analogue à celle $F_Y(\delta)$ (cf. Figure 1.6).

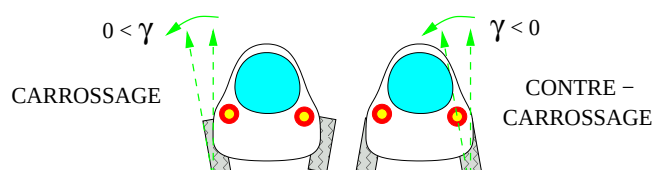


Fig. 1.7: Définition du carrossage

Une fois encore, la courbe peut se décomposer en trois zones (linéaire croissante, croissante non linéaire, décroissante). Pour les véhicules de tourisme, l'utilisation du pneumatique se fait dans la zone linéaire. Cette remarque n'est pas exacte pour les motos dont les angles de carrossage peuvent atteindre 45° .

Dans la zone linéaire croissante, par analogie à la rigidité de dérive, on définit la rigidité de poussée de carrossage H ($F_Y = H \cdot \gamma$). Sa valeur est très inférieure à la rigidité de dérive. Pour les automobiles, la poussée de carrossage⁵ est bien moindre que celle de dérive.

1.5 L'élasto-cinématique des trains

L'élasto-cinématique permet de contrôler les positions et les angles des roues, comme l'indique la figure 1.8 pour les variations de carrossage.

Elle permet donc de contrôler notamment la dynamique angulaire et l'appui arrière, d'une part et de limiter les mouvements de la caisse d'autre part. C'est le rôle de la suspension, système étudié de la manière approfondie dans la suite de ce chapitre.

⁵L'ordre de grandeur de H est 1% de la charge verticale par degré de carrossage.

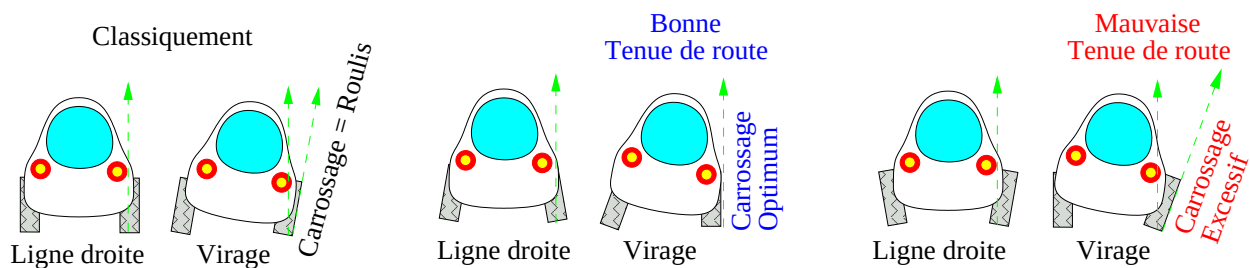


Fig. 1.8: Variation élasto-cinématique de carrossage.

2 La suspension automobile

Le système de suspension d'un véhicule assure la liaison entre le châssis et la roue. Elle est responsable pour une grande part du **confort** vibratoire, et du **comportement** routier du véhicule. Plus précisément, un système de suspension assure les fonctions suivantes :

Adhérence : Assurer la continuité du contact entre le pneumatique et le sol. Si cette fonction est bien remplie, il s'ensuit une réduction de la résistance au roulement en moyenne.

Contrôle des attitudes : Contrôler les attitudes du véhicule (caisse et roues) par rapport au sol, dans les conditions de charge et, ou, en présence de forces variables.

Filtrage : Filtrer les vibrations, dues aux aspérités de la route, en direction de la masse suspendue, principalement verticalement, mais aussi horizontalement.

Guidage : Permettre un débattement, et éventuellement, un braquage de la roue ainsi que la génération de poussées longitudinales d'accélération, de freinage, transversales en virage, et ainsi contribuer à la stabilité dynamique du véhicule.

Le choix d'un système de suspension traduit l'importance relative accordée à ces quatre fonctions aux exigences souvent antagonistes au regard des contraintes de coût, de poids, d'encombrement, ou de montabilité.

2.1 Les principes constitutifs

Assurant la liaison entre le châssis et la roue, les systèmes de suspension se composent de bras rigides qui fixent leur cinématique, et de flexibilités introduites au niveau des articulations et du débattement vertical. Ce dernier étant important pour garantir une bonne isolation de la caisse, une fonction dissipation est introduite pour contrôler les modes verticaux de suspension.

2.1.1 Flexibilité

Historiquement, la première fonction de la suspension est le filtrage. Elle est assurée par l'emploi d'une flexibilité verticale. Cette notion est fondamentale pour le confort, et le comportement routier, car l'utilisation de flexibilités est nécessaire pour garantir de suivre le profil de route (basses fréquences), pour filtrer les irrégularités (hautes fréquences), et pour assurer le mouvement hyperstatique¹ du véhicule.

¹Le mouvement hyperstatique est le mouvement vertical d'une roue, les trois autres restants immobiles. Idéalement souhaité avec une flexibilité infinie, il procure un contact des quatre roues avec le sol en toutes circonstances.

2.1.1.1 Adhérence

La suspension doit minimiser les variations des forces d'appui au sol dues aux fréquences des modes de masse suspendue (≈ 1 à 2 Hz) qui provoquent des variations relativement lentes des forces d'appui, donc du pouvoir directeur du pneumatique. La correction par le conducteur est possible. Elle doit, de plus, minimiser les variations rapides (≈ 10 à 12 Hz) et incontrôlables par le conducteur de l'appui au sol dues à la fréquence du mode de roue. Le rôle de l'amortisseur principal, ou d'un amortisseur dynamique, est donc essentiel.

2.1.1.2 Guidage

La suspension doit minimiser les variations de rigidité de dérive des pneumatiques d'un train en fonction de la charge verticale, car elles modifient le caractère, sur-vireur ou sous-vireur, du véhicule. Un désaccord entre les trains avant et arrière peut être dû aux variations d'appui sur chaque roue (adhérence), ou aux transferts de masse entre les trains à l'accélération ou au freinage.

2.1.1.3 Filtrage

Le passager est sensible à l'accélération et au jerk, sa dérivée temporelle. Le filtrage consiste donc, principalement, en la minimisation des accélérations et des jerks de l'habitacle.

Les accélérations horizontales de la caisse ont deux sources, les irrégularités du sol et les variations des forces de propulsion, de freinage, et centrifuges. Des flexibilités longitudinale et transversale sont donc nécessaires. Elles sont le plus souvent assurées par la déformation des articulations élastiques et dans une moindre mesure de la suspension verticale, c'est pourquoi il n'en sera pas plus fait mention.

L'accélération verticale a trois composantes, le pompage, et par les bras de levier le roulis et le tangage. Pour un meilleur confort vertical, il faut des flexibilités verticales importantes. Les problèmes suivants seront alors à résoudre :

- ◇ Un risque de diminution d'adhérence sur mauvaise route².
- ◇ Une différence de hauteur importante entre les cas de charge vide et plein, surtout à l'arrière; d'où une différence de cinématique, donc de comportement, et des inconvénients esthétiques : voiture haute et piquée, avec de grands passages de roue.
- ◇ Des variations d'assiette importantes en freinage et à l'accélération, d'où des problèmes d'inconfort et d'éclairage.
- ◇ Un roulis important en virage, d'où des problèmes d'inconfort et d'instabilité dynamique³.

La souplesse des flexibilités de suspension pose donc des questions essentielles pour le contrôle des attitudes du véhicule.

2.1.1.4 Le contrôle des attitudes

Contrôler les attitudes du véhicule signifie garantir un maintien de caisse *confortable*, *i.e.* des faibles roulis, tangage, en utilisant des débattements de suspension contraints. Cela signifie aussi garantir une dérive du véhicule progressivement croissante avec l'accélération transversale, et un bon appui arrière, grâce à l'élasto-cinématique des trains, *i.e.* les variations de braquage et de carrossage induits par le roulis, le pompage, et les efforts aux pieds de roue.

²Sur mauvaise route, le spectre d'excitation est riche. Pour des excitations rapides, le temps de réaction de la suspension trop lent entraîne des décollements de roue.

³Ceci explique pourquoi Citroën dès 1955 effectua des recherches sur l'anti-roulis actif.

2.1.2 Dissipation

Les inégalités de la route prélèvent de l'énergie cinétique longitudinale, la transforment en énergie potentielle essentiellement verticale et induisent des oscillations de la caisse. Cela nuit au confort comme à l'adhérence du véhicule, d'où la nécessité de dissiper cette énergie.

2.1.2.1 Nombre d'amortisseur

En théorie il faut deux amortisseurs par roue, pour la masse suspendue, et pour la masse non suspendue. En fait, les taux d'amortissement optimaux des modes de caisse (pour le confort) et de roue n'étant pas très éloignés [6], les constructeurs automobiles n'utilisent qu'un seul amortisseur qui joue un double rôle, mais qui se révèle insuffisant en situation d'urgence.

2.1.2.2 Lois d'amortissement

Pour des sollicitations lentes (mode de caisse : 1Hz), un amortissement sensiblement proportionnel à la vitesse de déflexion de l'amortisseur est souhaitable ($\xi \approx 0,3$). En revanche, pour des vitesses plus élevées du type passage d'obstacle, il est nécessaire de limiter la force afin de ne pas transmettre de chocs trop importants à la caisse. En outre, l'amortissement est plus faible en compression qu'en détente, car les mouvements du centre de roue ne sont pas symétriques. A cause du rôle joué par le rayon du pneumatique, la roue est plus sensible aux aspérités qu'aux creux de la chaussée. De plus, les vitesses obtenues et les puissances mises en jeu sont plus importantes en compression qu'en détente.

En outre, si la charge varie beaucoup, il serait souhaitable de faire varier la viscance pour conserver un taux d'amortissement correct, et éviter les mises en butée brutales qui détériorent le confort et le comportement routier du véhicule, ce qui est aujourd'hui possible (*cf.* §3.2.4.1).

Enfin, il reste le problème de l'asservissement à la situation de conduite. Ce dernier point deviendra de plus en plus prégnant. Les constructeurs utilisent aujourd'hui l'amortisseur comme un élément de confort vertical et non de sécurité. Or, avec l'arrivée des systèmes de freinage à temps de réponse faible (AFU, EHB, EMB), des amortissements très importants seront nécessaires pour garantir la stabilité du véhicule, et la performance de ces systèmes.

2.1.3 Déformations élasto-cinématiques

Elles comprennent les déformations cinématiques des trains sous pompage et roulis, et élastiques sous efforts longitudinaux, transversaux et sous couple au pied de roue, grâce à l'introduction de coefficients de souplesse des trains. S'y ajoutent des effets cinématiques anti-plongé au freinage, anti-cabrage à l'accélération, ou anti-roulis en virage, rendus par les effets *Brouilhet* longitudinaux et transversaux.

2.1.3.1 Carrossage et pincement

Le carrossage initial vise à minimiser en virage les prises de carrossage en roulis et sous effort, qui réduisent la performance des pneumatiques. Mais le carrossage augmente l'usure des pneumatiques. Pour diminuer, ou plutôt homogénéiser, cette usure lui est associé de l'ouverture. De même au contre-carrossage est associé de la pince. Idéalement, il est souhaité des carrossage et pincement initiaux nuls, aucune variation cinématique du carrossage, et aucune variation élastique de carrossage et de pincement.

Les variations de pincement en pompage sont importantes pour la stabilité à haute vitesse, au freinage, sur mauvaise route (tenue de cap), ou en charge. Les valeurs optimales pour 100 mm de compression sont 1 mm d'ouverture à l'avant, et 2 mm de pince à l'arrière, sauf sur mauvaise route

ou aucune variation de pincement n'est souhaitée.

Les variations de pincement sous roulis sont importants pour la stabilité en virage. De la balance des braquages induits aux trains avant et arrière dépend la stabilité du véhicule mesurée par la *Dynamique Angulaire* ou le *Taux de sous-virage*, et les appuis arrière. La dynamique angulaire varie entre 2 et 10 °/(ms⁻²) selon les époques. Mais à partir de 5 ms⁻² elle doit augmenter progressivement pour annoncer au conducteur l'approche de la limite d'adhérence.

2.1.3.2 Les effets Brouilhet

Les effets Brouilhet modélisent les déformations cinématiques des trains, qui modifient la position de l'axe principal de rotation de la caisse en roulis ou en tangage. Ces effets cinématiques anti-plongée au freinage, anti-cabrage à l'accélération, ou anti-roulis en virage permettent un meilleur contrôle des attitudes de caisse, et une meilleure stabilité du véhicule.

2.1.4 Transferts de charge transversaux

Le moment de roulis dû à la force centrifuge en virage surcharge les roues extérieures et déleste les roues intérieures. Ce transfert de charge se répartit entre les trains avant et arrière suivant les raideurs anti-roulis de chaque train et la déformée en torsion du châssis. Il modifie ainsi les raideurs de dérive des pneumatiques, et à cause de la non-linéarité de la variation de la rigidité de dérive en fonction de la charge verticale, sur le caractère sur-vireur ou sous-vireur du véhicule. L'idéal serait que les mouvements de pompage, roulis, tangage, et hyperstatique, se produisent sans affecter la répartition entre les trains avant et arrière des transferts de charge en virage.

2.1.5 Conclusion

Le profil de route excite les véhicules selon leurs modes de pompage, tangage, et roulis, sur une large bande fréquentielle. Ne pas transmettre à la caisse ces signaux d'excitation nécessite une flexibilité infinie et pas d'amortissement. L'évolution des suspensions passe donc par une augmentation des flexibilités verticales. Il faudra alors résoudre les problèmes relevés au paragraphe 2.1.1.3 par un système à rétablissement d'assiette, ou simple correcteur en charge n'agissant qu'en statique. La caisse subit aussi des forces d'inertie, la charge verticale des passagers et leurs bagages, et les accélérations longitudinale et transversale, pour lesquelles l'idéal serait de garantir la constance de l'assiette, soit une flexibilité nulle et un amortissement infini.

Aujourd'hui, les automobiles étant plus puissantes, les excitations inertielles deviennent plus déstabilisantes pour le véhicule, or, le système de suspension passif, plutôt tourné vers le confort des passagers, ne dissocie pas ces deux types de sollicitation, si bien que se posent les questions du contrôle spécifique des mouvements de roue, par batteur dynamique ou amortisseur piloté, et du contrôle actif de la caisse ou de l'ensemble caisse-roue, pour accroître la sécurité active du véhicule.

2.2 La hiérarchisation des prestations de suspension pilotée

Dans le cadre de l'étude exploratoire sur la SECurité Active (SECA), la Direction du Produit de Renault a hiérarchisé les prestations de suspension pilotée recensées [16] selon les demandes des clients vis à vis de l'automobile, et selon les priorités des constructeurs automobiles en terme de sécurité réelle et perçue. Les sept prestations [8] retenues sont présentées par ordre d'importance décroissante, arguments de la Direction du Produit à l'appui. Elles constituent les sept fonctions que devra réaliser le système piloté de suspension, fruit de ce travail. Des compléments d'informations en *italiques* sont apportés par des experts de la liaison au sol.

2.2.1 Contrôle du roulis

Les prestations liées aux systèmes de contrôle du roulis de type monocanal comprend $\diamond$ le virage à plat, ou la réduction d'angle de roulis, qui participe à la sécurité perçue et à l'agrément de conduite, et $\diamond$ l'amélioration de la stabilité en virage, donc de la sécurité réelle. En outre, comme le virage à plat est de loin la prestation la plus facile à montrer et la plus facilement perceptible par le client, elle est donc la plus vendable; d'où sa première place.

2.2.2 Contrôle du typage du châssis

Qu'il soit manuel ou automatique, il permet un typage *Confort* ou *Sport* du châssis participant au plaisir de conduite. En automatique, un typage variant avec la vitesse afin d'améliorer la mobilité à basses vitesses et la stabilité à hautes vitesses semble porteur.

D'un point de vue technique il s'agit de faire varier la répartition entre les trains avant et arrière d'anti-roulis à très basse fréquence. Cette prestation réalisable de manière satisfaisante (cf. §2.2.7) avec un système anti-roulis bi-canal peut sans doute aussi être réalisée à l'aide de ressorts ou de barres anti-roulis à deux raideurs.

2.2.3 Contrôle de la garde au sol

Aujourd'hui le contrôle de la garde au sol est essentiellement vu sous l'angle du gain en consommation [15] à hautes vitesses, et est réservé à des applications segment supérieur, et notamment sur SUV⁴.

Il convient aussi de noter l'intérêt du système pour de petits franchissements comme les descentes de parkings, et pour le confort. Rehausser la garde au sol sur mauvaise route signifie plus de débattements en compression, et donc un meilleur confort. Enfin, sur autoroute, baisser la garde au sol de 150 mm permet de diminuer la consommation, d'environ 0,2 l/100km[55] à 140 km/h.

2.2.4 Contrôle de la garde au sol en charge

Il s'agit ici de procurer le même confort et le même comportement routier en charge qu'à vide. Les produits cibles sont les SUV et monospaces du segment supérieur, ainsi que les breaks M2 de haut de gamme.

Un système passif à amortissement auto-pompant peut suffire (cf. §3.2.4), on peut lui adjoindre un compresseur pour maintenir le train arrière à niveau lors du chargement, et permettre par exemple les sorties de garage en charge.

2.2.5 Confort et Stabilité sur mauvaise route

Jusqu'aujourd'hui, les véhicules de la gamme Renault sont peu critiqués quant au confort sur mauvaise route, étant donné le faible taux d'utilisation sur mauvaises routes. Par contre, l'état de la chaussée en ville se dégradant, rendre le véhicule aussi confortable en ville que sur autoroute devient intéressant à étudier.

Des essais menés sur R25 et Safrane([11], [12]) quel que soit le système testé, indiquent des points forts en confort, dus au découplage des barres anti-roulis⁵ (cf. §3.3.1.2)

⁴SUV : Véhicule multi-fonction de type Loisir - Ville - Autoroute

⁵L'effet est d'autant plus important que les barres anti-roulis sont grosses[14] :

'L'axe de roulis a beau avoir été rapproché du centre de gravité, la Vel Satis a besoin de barres anti-roulis costaudes. Elles se ressentent au passage des inégalités qui ballottent un peu les passagers latéralement.'

2.2.6 Contrôle du tangage

L’anti-plongée au freinage, et l’anti-cabrage à l’accélération, semblent intéressants s’ils permettent d’apporter des gains en comportement, car la prise de tangage, en elle-même, est peu critiquée aujourd’hui.

Or, on démontre qu’en situation d’urgence[13], des systèmes actifs ne sont pas viables, et qu’un amortisseur bi-lois[184] permet les plus grands gains et réalise le meilleur compromis efficacité/coût.

2.2.7 Contrôle de stabilité

Lorsqu’il est réalisé par contrôle de la répartition anti-roulis entre les trains avant et arrière, le contrôle de stabilité est moins efficace en situation d’urgence que le contrôle de stabilité par freinage d’une ou plusieurs roues de type ESP, et aussi efficace mais beaucoup plus consommateur d’énergie qu’un contrôle de la stabilité par braquage piloté ([8], [7]). C’est pourquoi il est jugé ‘non prioritaire, car l’ESP aujourd’hui apporte suffisamment de stabilité. Cependant, l’aspect inter-système semble intéressant à explorer’.

Les essais menés sur R25 et Safrane déjà cités indiquent en comportement, des points forts du système en terme $\diamond$ de compensation du survirage au lâcher de pied, $\diamond$ d’améliorations de la motricité en virage, $\diamond$ de la maniabilité coin de rue, et enfin $\diamond$ d’annulation possible de l’effet de la charge sur la dynamique angulaire. En conclusion, la répartition anti-roulis permet un contrôle de stabilité préventif, tandis que l’ESP est curatif.

2.3 Conclusion

En étudiant les principes constitutifs d’un système de suspension, ainsi que les doléances des clients vis à vis de leur automobile, sept prestations tenant du confort et de l’agrément de conduite, ont été retenues. En terme de comportement dynamique, les tendances de la concurrence demandent d’étudier tout système pouvant diminuer les distances d’arrêt, et accroître la stabilité au freinage, et en virage. Finalement, les grands objectifs en terme de réalisation de loi de commande sont établis. Il reste à étudier les différents actionneurs de suspension afin d’en percevoir les atouts et limites, et de déterminer lequel serait le plus à même de remplir au mieux les objectifs qui viennent d’être fixés.

Remarque : *Les articles [10] et [9] notent l’intérêt des systèmes de contrôle du braquage des roues avant (AFS), en terme d’accroissement de la stabilité sur basse adhérence, et de diminution ($\approx 10\%$) des distances d’arrêt sur adhérence asymétrique. Le contrôle de la répartition d’anti-roulis ne vient qu’en troisième position [8], moins à cause de ces performances que de sa consommation énergétiques.*

3 Les réalisations des systèmes pilotés de suspension

En matière de systèmes pilotés, le milieu automobile a été réticent à l’introduction de l’électronique pour des raisons essentiellement de fiabilité (électronique : le cas pour cent ; automobile : le cas pour mille), d’industrialisabilité, et de coût, en raison des faibles volumes de vente. Au cours de ce chapitre seront présentés les systèmes *actifs* de suspension par ordre de complexité croissante.

Il s’agit d’une présentation non par organe (amortisseur, ressort), mais bien par système de suspension. L’explicitation du terme ‘piloté’ va permettre d’explicitier les degrés de complexité d’un système de suspension. Par système ‘piloté’ s’entend système dont les caractéristiques physiques peuvent être modifiées. Trois degrés de complexités apparaissent, les systèmes adaptatifs dont

les grandeurs physiques varient de manière discrète et dont la consommation énergétique est très faible (≈ 10 W), les systèmes semi-actifs, dont les grandeurs physiques varient de manière continue et dont la consommation énergétique est faible (≈ 100 W), et enfin les systèmes actifs. Dans ce dernier cas, un vérin vient se placer en parallèle ou en série avec le ressort principal de suspension, afin de mimer un ressort à raideur variable, ou de longueur variable. Dans le cas de vérins basses fréquences, un amortisseur continûment variable vient en complément pour l'épauler dans le cas de sollicitation hautes fréquences. La consommation est alors élevée (≈ 1 kW).

Par ordre de complexité, il est possible en, premier lieu de rendre variable l'amortisseur uniquement, on parle alors de '*systèmes pilotés d'amortissement*'. Dans un second temps, si l'on décide de rendre variable la raideur, on voit qu'à chaque valeur de raideur verticale, devra être associée un amortissement de suspension, c'est pourquoi seront présentés l'unique mode industriel de réalisation de raideur variable, les ressorts pneumatiques pilotés, puis suivront la présentation des systèmes de suspension qui les intègrent, nommés '*systèmes pneumatiques de suspension*'. Enfin, les '*systèmes actifs*' de suspension, quelle que soit la position de l'actionneur actif, cloront le chapitre.

3.1 Les systèmes pilotés d'amortissement

Les constructeurs d'automobiles et leurs fournisseurs travaillent depuis trois décennies sur l'amortissement piloté. Des systèmes adaptatifs d'abord à trois lois d'amortissement (figure 3.1 -milieu) et jusqu'à dix-sept aujourd'hui, et des systèmes semi-actifs (figure 3.1 -droite), c'est-à-dire dont l'amortissement varie continûment, sont commercialisés.

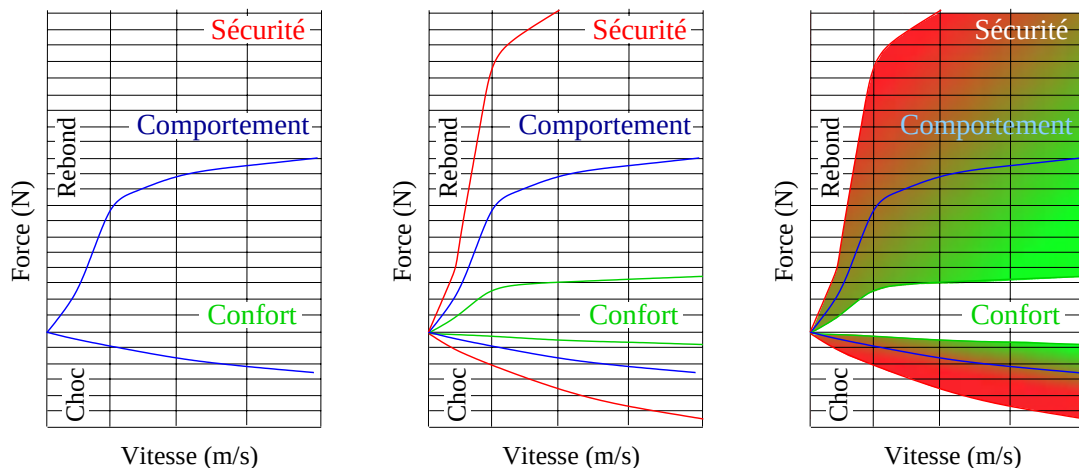


Fig. 3.1: Lois effort/vitesse des systèmes d'amortissement passif, adaptatif et semi-actif

3.1.1 Technologies

A l'heure actuelle, il existe principalement trois technologies. Les deux premières sont hydrauliques et dérivent des amortisseurs passifs, la troisième utilise les propriétés des fluides magnéto- rhéologiques.

3.1.1.1 Amortisseurs adaptatifs

Un amortisseur passif dissipe de l'énergie par laminage de l'huile lorsqu'elle passe dans des orifices du piston. Des clapets permettent l'ouverture de passages secondaires, des passages permanents assurant le fort tarage pour les faibles vitesses, d'où la forme à deux pentes des lois d'amortissement (cf. figure 3.1).

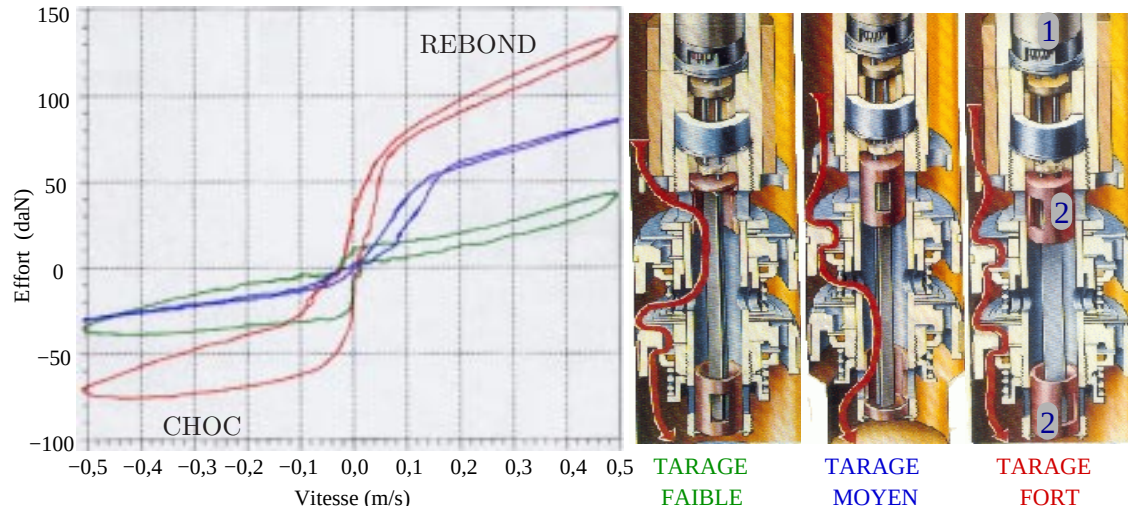


Fig. 3.2: Réalisation(droite), et lois effort/vitesse(gauche), d'un amortisseur à trois lois

La figure 3.2 décrit un amortisseur adaptatif, où un moteur rotatif (1- en haut de l'illustration) fait tourner des tiroirs rotatifs (2- en rouge) qui bouchent des passages permanents du piston d'amortisseur. Les amortissements en choc et rebond évoluent en fonction des passages permanents et des clapets traversés. Suivant que les passages permanents en compression (choc) et détente (rebond) sont les mêmes ou sont différenciés, les lois d'amortissements varient soit de manière analogue (Dur-Dur ou Souple-Souple), soit de manière indépendante (Dur-Dur, Dur-Souple, Souple-Souple, et Souple-Dur).

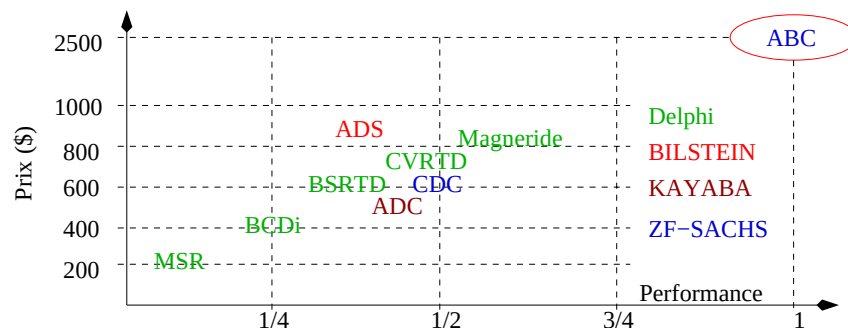


Fig. 3.3: Comparaison 'Coût-Performance' des systèmes d'amortissement adaptatif et semi-actif.

Pour des questions de coût, les amortisseurs adaptatifs provenaient d'amortisseurs passifs dont le piston était modifié. Ces derniers ayant de fortes dispersions de fabrication, les performances des amortisseurs adaptatifs n'étaient pas robustes au processus industriel, donc insuffisantes eu égard à leur coût [17]. C'est pourquoi seuls des systèmes furent proposés sur des véhicules de niches, mais ils ne remportèrent aucun succès commercial [21]. Des systèmes hydrauliques plus robustes semblent exister, notamment chez Delphi (durabilité [19] : 250.000 km), et Bilstein, mais leur coût est jugé prohibitif (cf. figure 3.3).

3.1.1.2 Amortisseurs semi-actifs à valve proportionnelle

Pour les amortisseurs continûment variables, la section du passage permanent varie continûment au moyen d'une ou deux valve(s) proportionnelle(s)¹. Etant donné le coût important d'une valve proportionnelle, et les griefs des constructeurs automobiles à l'encontre des amortisseurs adaptatifs,

¹Deux valves sont nécessaires dans le cas où l'on désire contrôler séparément les phases de compression et détente, comme l'indique la figure 3.5.

les amortisseurs continûment variables ont été conçus de manière robuste. Ainsi Bilstein, Delphi, Monroe, ou Sachs, annoncent des durées de vie d'au-moins 160.000 km [20].

3.1.1.3 Implantation des systèmes hydrauliques

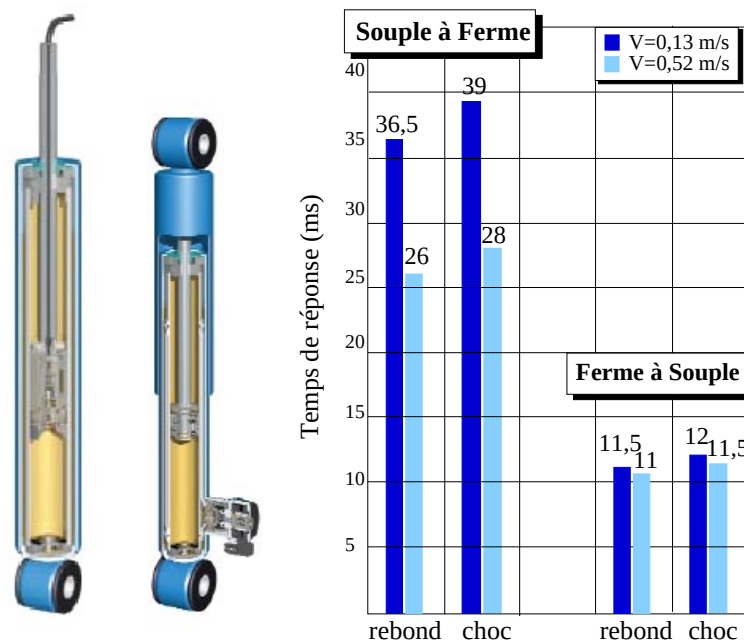


Fig. 3.4: Amortisseurs continûment variables à valve interne (gauche), et externe (droite).

Les systèmes adaptatifs à moteur électrique comme les systèmes semi-actifs à valve proportionnelle posent la question de l'encombrement consacré à l'amortisseur. Les moteur et valve proportionnelle se trouvent soit dans la tige d'amortisseur et le piston, l'amortisseur s'en trouve allongé ce qui est gênant pour l'encombrement vertical dans le véhicule, soit ils sont déportés sur le côté de l'amortisseur, ce qui pose la question de l'encombrement transversal de cette vérue (cf. figures 3.4, et 3.5).

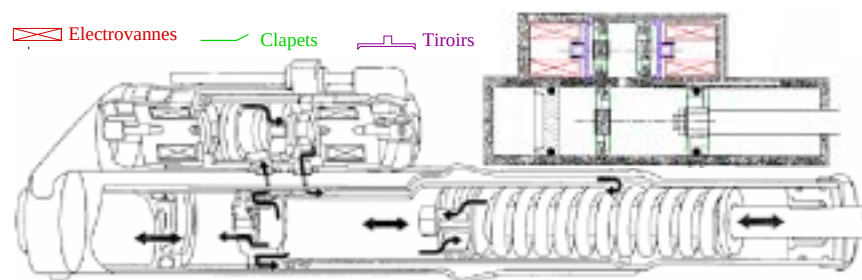


Fig. 3.5: Amortisseur semi-actif à deux valves proportionnelles.

3.1.1.4 Amortisseurs semi-actifs magnéto-rhéologiques

Les fluides magnéto-rhéologiques sont formés de particules magnétiques de la taille du micron en suspension dans un fluide à base d'hydrocarbure. Sous l'effet d'un champ magnétique, les particules de métal s'alignent selon une structure fibreuse changeant la rhéologie du fluide, presque jusqu'à la rigidification totale en quelques millisecondes.

Utilisés comme fluide dans un amortisseur hydraulique, il est possible de modifier les contraintes en cisaillement dans le fluide, donc la résistance à l'écoulement, en faisant varier le courant dans un

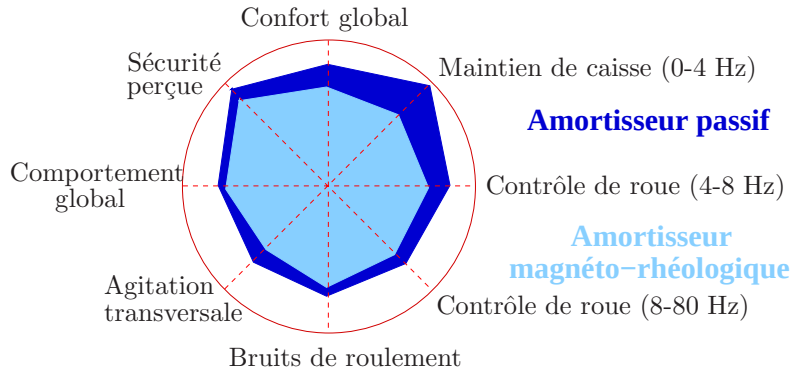


Fig. 3.6: Performance du système d'amortisseur magnéto-rhéologique (source DELPHI)

solénoïde placé dans le piston avec un temps de réponse maximum de 15 ms. Il est donc possible de réaliser un amortissement continûment variable. Voici quelques caractéristiques du système proposé par Delphi [18] :

- 1 L'amortisseur est monotube, sans valve électro-mécanique ni clapet.
- 2 Meilleure performance et robustesse que les systèmes à valves.
- 3 Lois d'amortissement complètement programmables, ainsi sont cumulés un excellent contrôle des modes de caisse (0-4 Hz), sans rudesse excessive à haute fréquence.
- 4 Grandes amplitudes d'amortissement, et de bande fréquentielle.
- 5 Faible consommation énergétique (< 20 W par amortisseur).
- 6 Absence de bruit d'amortisseur dû au travail des valves.

Les amortisseurs magnéto-rhéologiques sont apparus en série en 2002 sur Cadillac Séville STS.

3.1.2 Prestations associées

Des essais effectués sur système adaptatif à trois lois d'amortissement ont mis en évidence le grand intérêt de ce type de suspension tant du point de vue du confort que de la sécurité. Parmi les gains obtenus, les essais [22] mettent en relief $\diamond$ en roulage en ligne droite, une diminution des mouvements de caisse basses fréquences, et une diminution du niveau vibratoire de la voiture, $\diamond$ au freinage, une diminution du mouvement de plongée, une meilleure adhérence, notamment sur mauvaise route, $\diamond$ à l'accélération, une diminution du cabrage, une meilleure motricité, et $\diamond$ en virage, une diminution des mouvements de caisse parasites, et un meilleur contrôle de l'adhérence surtout sur mauvaise route.

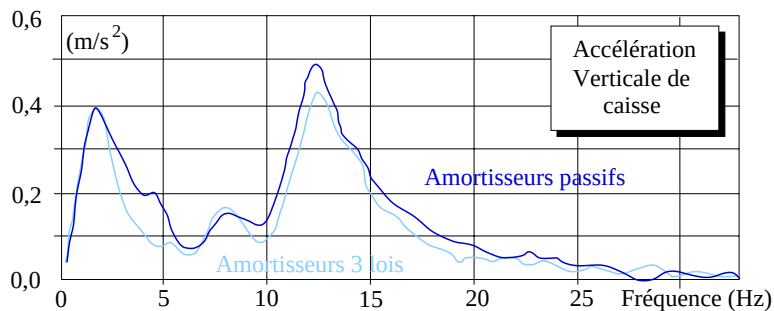


Fig. 3.7: Comparaison des accélérations verticales de caisse

Le gain dans le domaine du confort est particulièrement mis en évidence sur la figure 3.7. Il s'agit d'un essai effectué sur un banc à quatre vérins. Les spectres d'accélération verticale au niveau de la caisse pour un signal de type *route* d'une voiture équipée d'une suspension passive ou de la suspension adaptative sont comparés.

Un exemple de gain en comportement est donné sur la figure 3.8 (droite). Il s'agit d'un essai de mise en virage à 80 km/h. Les vitesses de roulis pour la suspension classique et pour la suspension adaptative sont comparées. Plus la vitesse de roulis est basse plus le véhicule est stable, meilleur il est jugé subjectivement, et meilleur est le confort. En outre, l'angle au volant en stabilisé est plus faible, le véhicule sera jugé plus incisif.

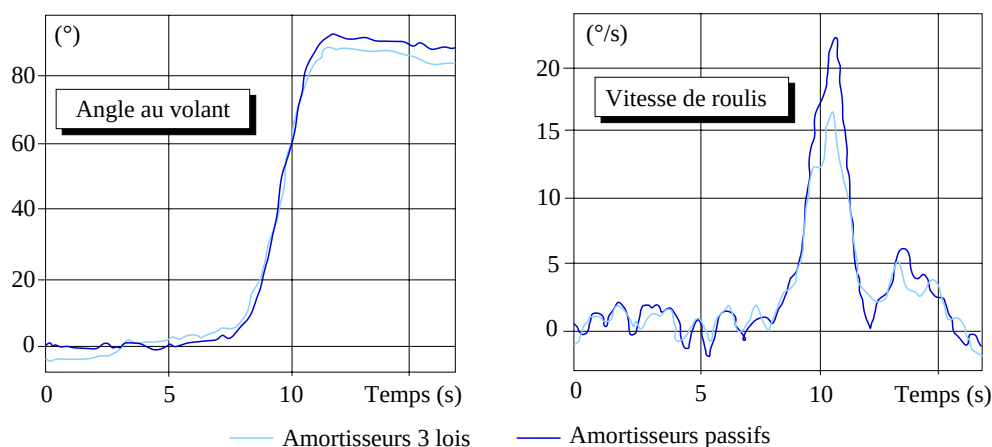


Fig. 3.8: Comparaison des mises d'angle au volant(gauche) et des vitesses de roulis(droite)

Les derniers essais (cf. figure 3.6) des systèmes semi-actifs et magnéto- rhéologiques corroborent les précédents résultats, cependant, en terme de comportement routier, l'apport est non déterminant sur les critères de sécurité active (EuroNCAP), sauf en ce qui concerne la réduction de la distance d'arrêt (gains de 0,3 à 1 m).

3.1.3 Conclusion

Les effets de l'amortissement sont notables en charge, sur mauvaise route, en virage ou freinage sévère, et en situation d'urgence, c'est pourquoi ils sont peu, voire pas, perçus par la grande majorité des clients. L'amortissement piloté n'est donc presque jamais proposé en option seul, mais en complément d'un ressort à raideur variable.

Pour la classe S (segment S2), Mercedes n'a pas hésité (1998) à mettre une technologie semi-active coûteuse mais fiable. L'idée a été rapidement (2002) suivie par de nombreux autres constructeurs européens pour leur haut de gamme comme Lancia (Thesis), BMW (série 7), et Volkswagen (Pheaton). La technologie adaptative est encore trop chère, en 2002, pour les constructeurs généralistes, mais commence à apparaître en S1 et M2.

Enfin, l'apparition de fluides magnéto-rhéologiques fin 2001 constitue une rupture technologique à considérer, si leurs performances s'avèrent robustes, et si leur prix baisse.

3.2 Les systèmes pneumatiques de suspension

A la fin des années quarante le train arrière de la Traction adopte un correcteur d'assiette oléo-pneumatique [29] qui préfigure la suspension de la DS (1953). Dès lors, les systèmes de suspension pneumatiques semblent irrémédiablement liées aux automobiles de haut de gamme et aux poids lourds. Il s'agit bien de systèmes pilotés, car ils intègrent toujours la fonction de correction d'assiette en charge sans laquelle ils n'apparaissent pas viables, à cause de leur faible raideur verticale (cf. § 3.2.2).

Système d'amortissement piloté		
1988	Citroën XM Hydractive	2 lois
1989	Renault 21 Turbo	BOGE, 3 lois
1991	Mercedes Classe S	TKA, 4 lois
1992	Renault Safrane	BOGE, 3 lois
1993	Citroën Xantia	2 lois
1999	Mercedes S, CL	TKA, continu
2000	Peugeot 607	Apa-KYB 9 lois
2001	Citroën C5	2 lois
2001	Cadillac Seville STS	Delphi Magneride, continu
2002	Mercedes E	TKA, 4 lois croisées
2002	BMW série 7	Sachs CDC, continu
2002	Lancia Thesis	Sachs CDC, continu
2002	VW Pheaton	Sachs CDC, continu
2003	Peugeot 407 (?)	Apa-KYB, 17 lois croisées
2003	VAG Touareg	Monroe CES, continu, rapide
2004	SUV Monroe CES	

3.2.1 Technologies

La fonction flexibilité est assurée par l'élasticité d'un gaz comprimé dans une enceinte déformable. Seules les deux principales technologies de suspension pneumatique vont être abordées, les autres (Systèmes hydragaz et hydrolastique, cf. [23], [24], [25]) ayant été abandonnées.

3.2.1.1 Suspension pneumatique pure

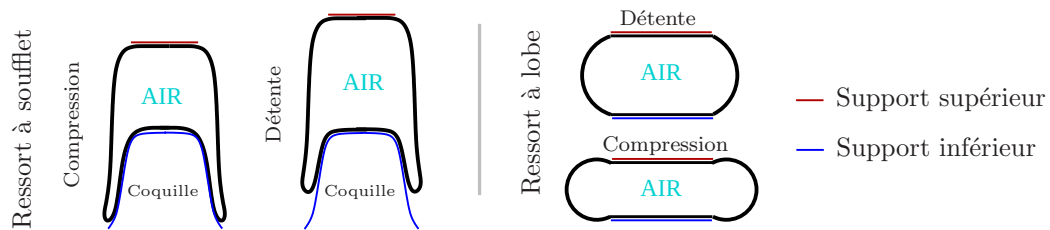


Fig. 3.9: Deux types de ressort pneumatique

Les ressorts pneumatiques ([25], [23]) des automobiles² utilisent un diaphragme à enroulement en caoutchouc dur, souvent appelés soufflet roulant, pour former une chambre à air (figure 3.9-gauche-). L'enroulement du diaphragme autour de la circonférence de la coquille de l'amortisseur augmente ou diminue la capacité de la chambre à air et règle ainsi la hauteur du véhicule. Le second type de ressort pneumatique est plutôt utilisé sur les véhicules utilitaires, ou industriels, essentiellement pour des raisons d'encombrement.

3.2.1.2 Suspension hydropneumatique

Dans le cas des suspensions hydropneumatiques [28], la déformation (figure 3.10-droite-) de l'enceinte (bleue) est provoquée par les mouvements d'une membrane subissant sur son autre face la contre-pression d'un fluide déplacé (rouge) par les mouvements du véhicule.

Dans la suspension hydropneumatique de Citroën [27], le gaz est de l'azote enfermé dans une sphère, sous haute pression, en raison de la forte démultiplication de l'élément porteur.

²Sur véhicule utilitaire, camion, car, et train, des ressorts pneumatiques à lobes sont utilisés.

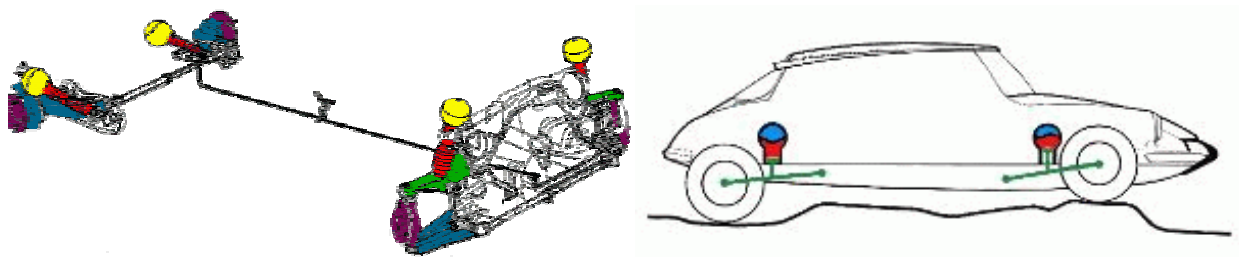


Fig. 3.10: Principe de la suspension hydropneumatique

3.2.1.3 Suspension hydractive

En 1989, avec l'arrivée de l'électronique, les suspensions hydropneumatiques sont devenues adaptatives, hydractives ([29], [26]). Chaque essieu comporte une sphère (ajout d'une flexibilité) et deux amortisseurs (diminution de l'amortissement) supplémentaires mis en service ou isolés par un régulateur de raideur selon les ordres du module de commande électronique, déterminant ainsi un état de suspension moelleux ou ferme.

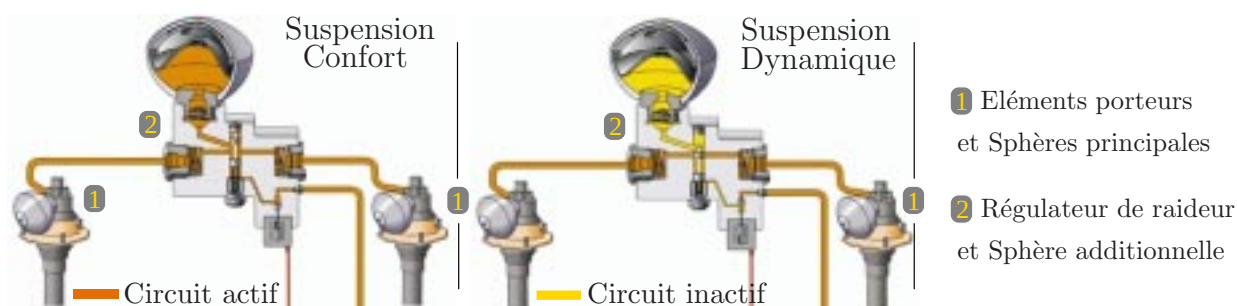


Fig. 3.11: Principe de la suspension hydractive

La suspension hydractive est gérée par un calculateur qui adapte automatiquement les réglages de la suspension à la conduite du conducteur (angle au volant, pédales d'accélérateur et de freinage) et aux contraintes extérieures (état de la route). Ce calculateur, de type cartographique, reçoit des informations relevées par cinq capteurs.

En 2002, la Mercedes classe E reçoit le système 'Airmatic DC' (cf. figure 3.12) qui est aux suspensions pneumatiques ce que le système hydractif est aux suspensions hydropneumatiques. Les ressorts pneumatiques ont deux raideurs grâce à la mise en commutation de la chambre principale avec une chambre secondaire.

Ces deux systèmes permettent notamment d'éviter les variations d'assiette importantes en freinage, à l'accélération, ou en virage, causes d'inconfort et d'instabilité dynamique.

3.2.1.4 Confrontation des systèmes

Les inconvénients de principe ([62], [63]) inhérents aux ressorts pneumatiques sont la rigidification dynamique³, et la variation de raideur avec la température. Un système correcteur d'assiette per-

³Le phénomène de rigidification dynamique, est une augmentation d'environ 40% de la raideur. Elle traduit le fait qu'à basse fréquence, les échanges de chaleur ont lieu, et les gaz de suspension subissent des transformations isothermes, tandis qu'au-delà de 10 Hz les échanges thermiques n'ont plus le temps de s'effectuer, et la transformation devient 'adiabatique- réversible'. Si l'on suppose le gaz de suspension suit la loi des gaz parfait, dans le premier cas on a $PV=C^{st}=nRT$, tandis que dans le second $PV^\gamma=C^{st}$, avec γ de 1,4 pour les gaz diatomiques (N_2). Or, si l'on considère les relations $dF = KdX$, $dF = SdP$, $SdX = dV$, $PdV + VdP = 0$, et $\gamma PdV^{\gamma-1} + V^\gamma dP = 0$, il vient qu'en régime isotherme $K_T=PS^2/V$, et en régime adiabatique $K_A=\gamma PS^2/V$

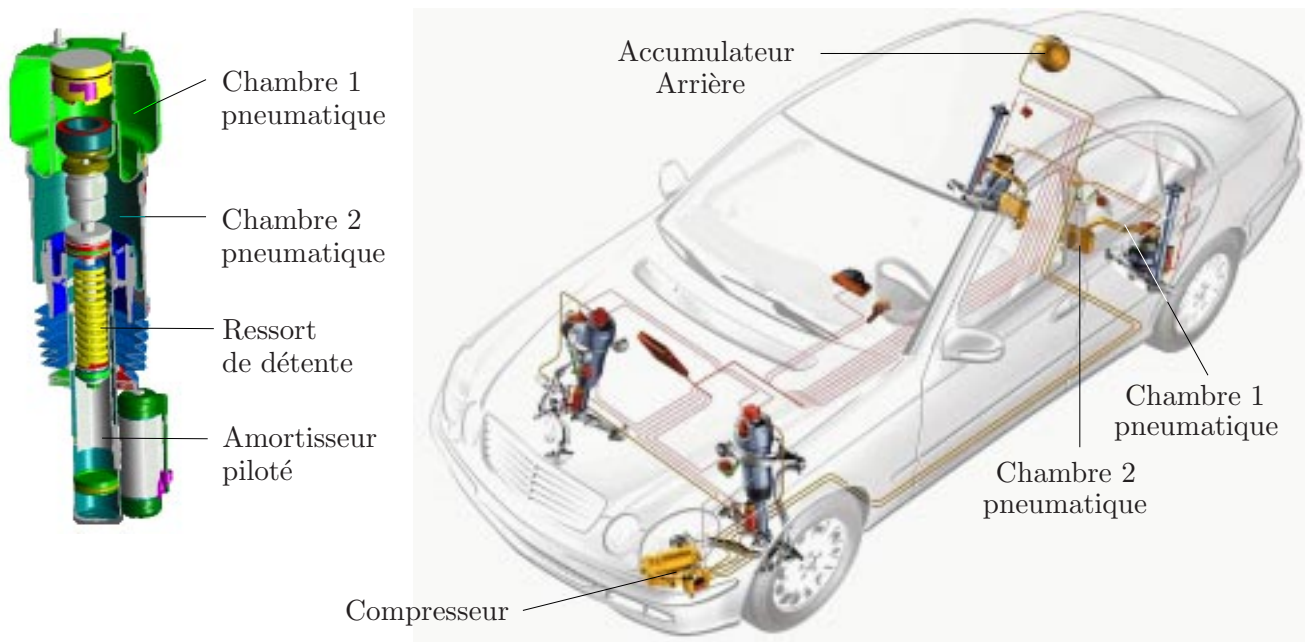


Fig. 3.12: *Suspension pneumatique de la Mercedes classe E (option/série sur E500)*

met de les annuler.

Ces inconvénients enlèvent quasiment tout leur intérêt aux ressorts pneumatiques simples. Il faut considérer la présence d'un compresseur, ou d'une pompe hydraulique. Cette dernière est déjà présente pour l'assistance de direction et de freinage, contrairement au compresseur qui, de plus, pose des problèmes d'isolation calorifique et phonique.

En outre, la suspension pneumatique à cause de l'encombrement que nécessitent les ressorts coussins ou soufflets roulants (3 litres par roue, sur Mercedes classe E) semble mieux adaptée aux automobiles du segment S2, et aux utilitaires. La suspension hydropneumatique, plus compacte, intéresse surtout les voitures particulières de haut de gamme. Pour finir, en terme de fiabilité, les deux types de suspension ont récemment atteint une bonne fiabilité, au-moins 200.000 km.

3.2.2 Prestations associées

La caractéristique principale des ressorts gazeux est la possibilité d'avoir une valeur de flexibilité faible et variable de manière équifréquentielle en fonction de sa compression, par conséquent, en fonction de la course de suspension, qui permet d'éliminer les brusques variations de rigidité dues à l'intervention de la butée de choc, et de conserver un bon compromis confort/comportement en charge.

La correction d'assiette, rendue nécessaire à cause des faibles raideurs pneumatiques, permet d'améliorer le confort et le comportement en charge (*cf.* § 2.1.1.3), car la suspension verticale travaille autour de son optimum. Toute la course est disponible en compression comme en détente, et la cinématique est nominale. Du point de vue du design et de l'architecture, les contraintes liées à l'affaissement du train arrière en charge sont relaxées. Enfin, dans le cas où les trains avant et arrière sont munis du système, la garde au sol du véhicule peut augmenter pour accroître le confort sur mauvaise route, ou pour des franchissements, et elle peut diminuer à haute vitesse pour réduire la consommation.

Finalement, deux prestations phares apparaissent : la correction d'assiette en charge, et le confort global. Ce qui explique que deux implantations de suspension existent, au train arrière

uniquement, ou sur les deux trains, on parle alors de systèmes monotrain et bitrain.

3.2.3 Equipement du marché

De nombreuses suspensions pneumatiques américaines ont vu le jour en 1958, et ont toutes été retirées du marché l'année suivante pour manque de fiabilité (étanchéité de la paroi déformable). Après une brève apparition sur la Mercedes 300 SEL de 1968 elles sont abandonnées. Dès 1980, par contre, elles se sont imposées sur les autobus, les cars, et certains poids lourds dont les variations de charge sont importantes, pour des raisons de filtration et de protection de la cargaison.

Système Pneumatique bitrain		
1989	Citroën XM (Hydractif)	S1
1989	R21 Turbo (option : Pneumatique+AMV 3 lois)	M2
1993	Xantia (Hydractive)	M2
1994	Safrane (option : Pneumatique + AMV 3 lois)	S1
1998	Mercedes S (TKA-Bilstein, Pneumatique+AMV semi-actif)	S2
2000	Audi Allroad (Continental-Sachs+AMV semi-actif)	S1
2001	Citroën C5 (Hydractive)	M2
2001	LEXUS GS (Pneumatique+AMV adaptatif)	S2
2002	Mercedes E500 (TKA-Bilstein, Pneumatique bi-chambre+AMV adaptatif)	S1
2002	Volkswagen Phaeton (Continental, Pneumatique)	S2
2002	Porsche Cayenne (Continental-Sachs, Pneumatique+AMV CDC)	S2
2004	Citroën C6 (Hydractive)	S1

Hormis le système Citroën, les suspensions à correction d'assiette commercialisées sont toutes de type pneumatiques pures. En outre, Citroën est l'unique à commercialiser une suspension adaptative de série dès 21,5 kEuros (140 kF), sur C5. Le système pneumatique pur, cher et lourd (1400 Euros, pour un surpoids de 30 kg) est de série sur des véhicules des segments S1 et S2 à partir de 63 kEuros (420 kF, ou en option à 2,6 kEuros, soit 17 kF sur les finitions inférieures, cf. [30]).

Tous les systèmes de correction d'assiette en charge commercialisés⁴ sont de type pneumatiques pures et, depuis 1985, ils sont proposés chez Renault sur les breaks du segment M2, et le Grand Espace. On ne les retrouve chez la concurrence que sur des véhicules du segment S en raison de leur coût important et de leur poids (Coût de 200 à 600 Euros, et surpoids de 10 kg).

Système Pneumatique monotrain			Nivomat monotrain		
1990	Renault Espace (Trelleborg)	M2	1997	Volvo S70, V70, S80	M2
1991	Mercedes S300/600 (?+AMV)	S2	1999	Saab 9.5 Estate	M2
1994	Renault 21 Nevada (Trelleborg)	M2	2000	Alfa 156 SportWagon	M2
1996	BMW S5 Touring (Continental)	S1	2001	Ford Mondeo	M2
1997	Audi A6 (Continental)	S1	2002	Renault Laguna II	M2
2001	BMW S7 (Sachs-Continental)	S1			

En ce qui concerne la correction d'assiette passive, développée ci-après, un système de type pneumatique à compensation automatique perce le marché européen depuis 1999, même s'il était déjà présent sur le très haut de gamme (BMW, Mercedes, et Porsche) depuis 1980. Aujourd'hui un million de Sachs-Nivomat se vendent chaque années, essentiellement pour des picks-up, et des monospaces à empattement allongé, aux Etats-Unis, et en option au train arrière des breaks des segments M2 et S1 en Europe. Le prix d'achat-constructeur se trouve autour de 250 Euros [15].

⁴Exception unique : En 1957, la Mercedes 300 Adenauer se pare de vérins électriques rengrénant sur les barres de torsion du train arrière assurent la fonction de correction d'assiette.

3.2.4 Correction d'assiette en charge passive

Curieusement, les premiers systèmes de correction d'assiette sont semi-actifs, et non passifs. Il faudra attendre 1980 pour qu'apparaissent des systèmes correcteurs d'assiette passifs, dits *auto-pompants*, les Sachs-Nivolift, et Monroe Rideleveler. Seul reste aujourd'hui le Sachs-Nivomat.

3.2.4.1 Technologie

L'idée est que le mouvement relatif de la roue par rapport à la caisse fournisse l'énergie nécessaire à la mise à niveau du train. L'amortisseur sert de pompe et gonfle un ressort pneumatique placé en parallèle.

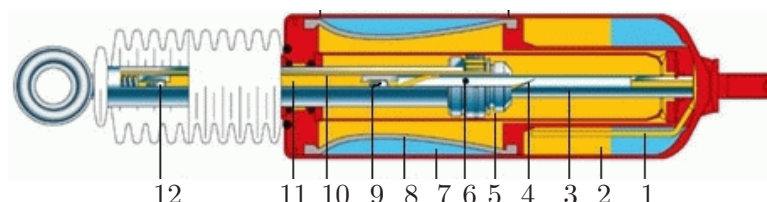


Fig. 3.13: Amortisseur auto-pompant (origine : SACHS)

1 Arrivée d'huile, **2** Réservoir d'huile, **3** Tige du piston, **4** contournement (Bypass) de détermination de la hauteur, **5** Piston muni de clapets de contrôle de l'amortissement en compression et détente, **6** Ouverture contrôlée pour permettre le reflux d'huile au déchargement, **7** Accumulateur de gaz à haute pression, **8** Diaphragme de séparation entre l'huile et le gaz sous pression, **9** Valve d'admission de la pompe, **10** Chemise qui forme la pompe du Nivomat avec la tige de l'amortisseur, et les valves d'admission et de sortie, **11** Chambre de pompe, **12** Valve de sortie de la pompe.

3.2.4.2 Avantage et Inconvénient

Les avantages sont le coût, la consommation énergétique nulle, et le fait que l'amortissement est asservi à la charge. L'inconvénient tient de l'idée du système, il faut parcourir 800 m à 1,5 km pour que l'assiette soit rétablie, à moins de pomper à la main pour sortir du garage ou d'ajouter un compresseur (en option).

3.2.5 Conclusion

Les systèmes passifs de correction d'assiette en charge sont en passe de devenir un standard, sur les véhicules à fortes variations de charge du segment M2. En S1, un système pneumatique pure bitrain fait une apparition timide chez Mercedes, les autres constructeurs n'introduisent que des systèmes monotrains, tandis qu'en S2 les systèmes pneumatiques pures bitrain sont devenus depuis 1998 le standard.

3.3 Les systèmes actifs basses fréquences

Seuls deux systèmes actifs ont été commercialisés jusqu'aujourd'hui : l'anti-roulis actif, et l'*Active Body Control* (ABC). Ces systèmes conservent les ressorts et amortisseurs des suspensions passives [56], et introduisent des éléments actifs (vérins hydrauliques) à faible largeur de bande pour contrôler les modes de caisse induits par les manœuvres du pilote du véhicule.

Implanté dans un nouveau système de suspension, l'élimination du roulis donne la liberté de concevoir une suspension dont les centres de roulis sont situés au niveau de la route. Ainsi, les variations de braquages et de carrossage dues au roulis et dues aux irrégularités de la route sont aussi éliminées. En outre, les variations de motricité seront minimisées, les mouvements latéraux

de la masse suspendue réduits.

Si de plus tangage et pompage sont éliminés, la conception des trains peut être réduite à la déformation sous efforts, l'encombrement consacré à la liaison au sol diminue sensiblement, et les passages de roue nécessaire sont réduits au minimum.

3.3.1 Anti-roulis actif



Fig. 3.14: Premier prototype d'anti-roulis actif - Vérin hydraulique rotatif au centre de la barre anti-roulis

Le premier brevet sur le contrôle actif anti-roulis fut déposé par Daimler-Benz en Allemagne, en 1961 [32], bien que Citroën travaillât sur le sujet dès 1955 [34]. Le système hydraulique pas fiable, et l'emploi de l'hypothèse erronée⁵ que les passagers préfèrent que le véhicule se couche vers l'intérieur de la courbe, a conduit à l'abandon de ces systèmes.

3.3.1.1 Technologies

Les systèmes actifs sont tous aujourd'hui hydrauliques, à vérin rotatif [57], entre les deux demi-barres anti-roulis, ou linéaires, en lieu et place d'une biellette de renvoi. Des systèmes remplaçant le vérin hydraulique par un vérin électrique sont à l'étude, notamment chez Bosch.

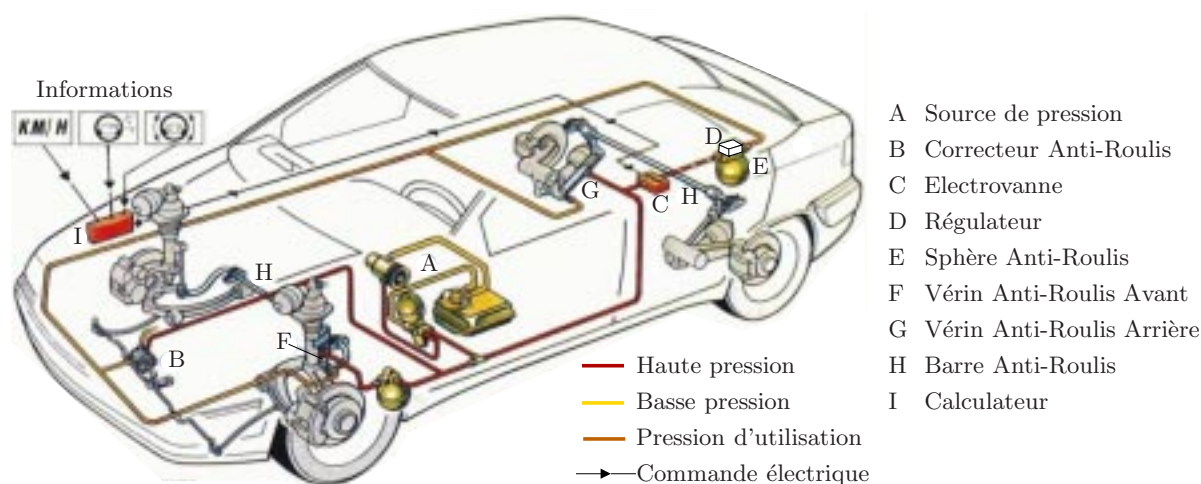


Fig. 3.15: Système ACTIVA de contrôle actif du roulis

L'anti-roulis actif peut concerner un seul (monotrain), ou les deux trains (bitrain), et il peut contrôler uniquement l'angle de roulis (monocanal), ou l'angle de roulis et la répartition d'anti-roulis entre les deux trains (bicanal).

⁵Effectivement, des enquêtes [31] sur la tenue de route, et le confort des véhicules ont montré que les passagers préféreraient une assiette horizontale plutôt qu'un angle de roulis quel qu'il soit.

3.3.1.2 Prestations associées

En confort, il permet de réduire de plus de 50% le copiage⁶ de route ainsi que les mouvements transversaux, d'améliorer nettement le confort sur siège en tassement et délestage, et enfin le confort vertical, grâce au découplage des flexibilités et amortisseurs verticaux, de ceux de roulis. La sécurité perçue est elle aussi bonifiée. La réduction des micro-braquages induits par la dissymétrie de la route, améliore les prestations de tenue de cap et de vibrations au volant (confort tactile). Toutes ces prestations ont été jugées bien au-dessus de la moyenne par le service de validation [12] en 1994 sur la Safrane SARAH, et corroborent les gains obtenus sur R25 [11]. Enfin, l'annulation du roulis, sans être un élément comportemental crucial, procure une sensation de sécurité en virage (*cf.* §2.2.1).

En comportement [11], le contrôle de la répartition anti-roulis permet de gérer la trajectoire du véhicule en fonction des demandes du conducteur et des sollicitations externes en adaptant la répartition de roulis. Cela se traduit par une meilleure maniabilité en coin de rue, ainsi qu'une meilleure motricité en sortie de virage et une maniabilité en virage optimum. L'amélioration de la prestation 'lever de pied en virage' se traduit sur R25 V6 par une diminution de 10°/s de la vitesse de lacet. En outre, le roulis nul assure une meilleure adhérence des pneumatiques, l'accélération transversale maximale augmente donc: l'ACTIVA atteint 0,94 g, mieux qu'une Honda NSX [35]. Ces deux éléments permettent [15] une amélioration du comportement selon les critères pressentis de sécurité active EuroNCAP.

En ce qui concerne la fiabilité et la longévité du système, elles étaient déjà bien meilleures que celles de l'amortissement variable classique. On sait aujourd'hui avec la remise en état, en 2002, d'un véhicule prototype munis de ce système, que ces prestations seront au rendez-vous.

3.3.1.3 Tendance en équipement du marché

Deux voitures sont munies de l'anti-roulis actif de série, la Citroën Xantia ACTIVA (26 kEuros, soit 170 kF, depuis 1994), et la BMW 745i (84 kEuros, depuis 2001). Le système est proposé en option à 2,5 kEuros [33], sur BMW 735. Le système ACTIVA est monocanal, et le vérin remplace une des biellettes de barre anti-roulis, tandis que le système de la BMW est bicanal, et le vérin est placé au milieu des deux demi-barres anti-roulis.

Systèmes Anti-Roulis		
1993	Citroën Xantia activa (Monocanal)	M2
1995	Etudes Peugeot / Renault (Bicanal)	M2 / S1
2002	BMW S7 (Sachs, Bicanal)	S2
2004	Peugeot 407 / Citroën C6 (<i>à confirmer</i>)	M2 / S1

L'anti-roulis actif a atteint aujourd'hui le segment S2 en Allemagne⁷, et peut-être bientôt, sous l'effet des critères de sécurité active EuroNCAP, les segments M2 et S1 européens. Chez Peugeot et Renault, des projets ont permis de quantifier les avantages des systèmes d'anti-roulis à répartition variable d'anti-roulis et débrayables. Ces systèmes ont jusqu'aujourd'hui du mal à percer le marché [15] à cause de leur prix, leur poids, et leur consommation énergétique⁸.

⁶Le copiage rend compte d'une agitation transversale ressentie au niveau du dos, et due à des aspérités dissymétriques de la route.

⁷Mercedes effectue la fonction anti-roulis via la suspension active *ABC*, décrite au paragraphe suivant

⁸Les résultats d'essais indiquent des puissances maximales entre 900 W [36] et 1,7 kW [11], soit environ 15% de plus qu'une direction assistée hydraulique [37].

Système	Prix	Consommation	Surpoids
Bitrain bicanal	600 Euros	300 W	25 kg
Bitrain monocanal	550 Euros	300 W	25 kg
Monotrain	500 Euros	240 W	20 kg

3.3.1.4 Conclusion

En conclusion, contrôler le roulis est doublement intéressant. La prestation se voit de l'extérieur, elle se ressent en terme de confort, de sécurité perçue, et elle agit effectivement sur la sécurité réelle quantifiable comparativement aux concurrents. Parmi les points à risques, le plus fort est la contrainte architecturale qu'impose le système, mais prise en compte dès la conception du véhicule, elle disparaît, il reste la consommation, le poids, et le coût, environ 550 Euros, pour des automobiles dont le prix d'achat des pièces est de l'ordre de 5700 Euros/tonne (50 kF/t).

3.3.2 Système *Active Body Control*

Mercedes développe sa suspension active depuis 1978 et l'a utilisée en compétition sur une voiture du Groupe C en 1991. Déjà en 1988 [38] des prototypes industrialisables roulaient, mais le coût des systèmes semblait prohibitif.

3.3.2.1 Technologie [55]

Les deux principaux écueils à éviter sont une consommation énergétique prohibitive [39], à cause du poids de la caisse à porter et des vitesses requises, et la détérioration du confort [40] haute fréquence au-delà de la fréquence de coupure des actionneurs.



Fig. 3.16: *Jambe de force ABC, d'origine Mercedes-Sachs*

Pour ce qui est de la consommation énergétique excessive, l'ensemble des auteurs ([41], [42] [43], ou [44]) s'accordent à dire qu'il faut conserver les ressorts principaux de suspension, et qu'il faut limiter la bande fréquentielle des actionneurs à quelques Hertz, pour ne contrôler que les modes de caisse. C'est pourquoi Mercedes a retenu un système à vérin compensateur, placé en série avec le ressort de suspension qui ainsi limite en fréquence l'actionneur et filtre les hautes fréquences.

Le système requiert (*cf.* figure 3.17) quatre vérins à 5 Hz et garantit un bon confort haute fréquence. Une pompe haute pression (200 bars) alimente ces quatre pistons. Le circuit hydraulique comprend aussi deux accumulateurs de pression, un à chaque extrémité de la voiture, et un refroidisseur d'huile. L'amortisseur semi-actif (30 Hz) intervient pour le contrôle du mode de roue et accroît la sécurité en manœuvre d'urgence. La consommation moyenne reste élevée, 3,7 kW sur mauvaise route, car il faut à tout moment porter le poids de la caisse, et le sur-poids (35 kg) élevé du système.

3.3.2.2 Prestations associées

Les quatre vérins actifs permettraient de complètement contre-carrer les mouvements de caisse induits par le conducteur, de roulis en virage, de cabrage à l'accélération, et de plongée au freinage. Il permet de plus de contrôler le pompage de caisse, notamment sur mauvaise route, et de contrôler la répartition d'anti-roulis entre les trains avant et arrière, et donc le comportement en virage.

Pour que le conducteur garde bien les sensations du véhicule [55], seulement 68% du mouvement est compensé. Grâce à un interrupteur, le conducteur peut passer en position sport et le système compense le mouvement jusqu'à 95%, mais le confort s'en trouve amoindri.

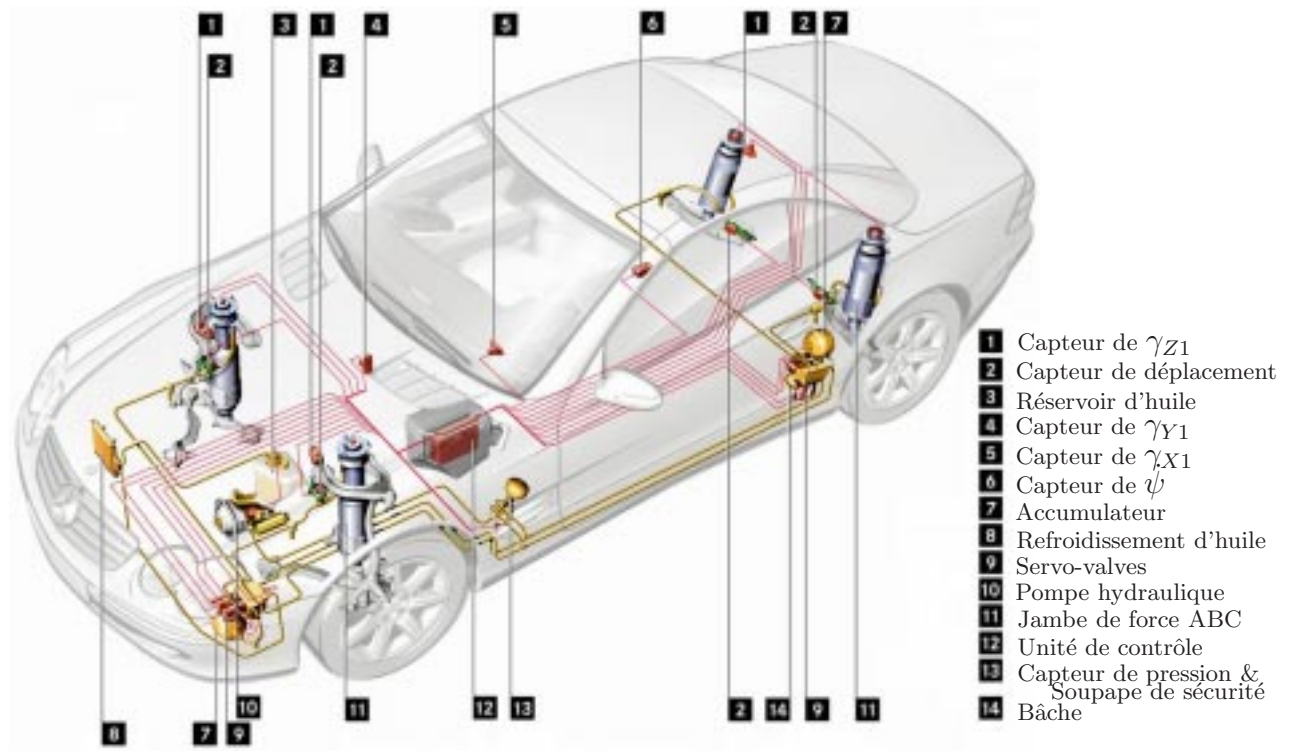


Fig. 3.17: *Eléments composant le système actif de suspension ABC*

3.3.2.3 Equipement du marché

Commercialisé pour la première fois sur la Mercedes coupé CL (1999), il équipe aujourd'hui la classe S600 (2000), et le coupé-cabriolet SL(2001), soit sur toutes les Mercedes de plus de 100 kEuros. Ce système est aujourd'hui la référence du marché. Personne ne pense se le procurer car il coûte plus de 2500 Euros (16,4 kF), et demande de repenser toute la liaison au sol du véhicule.

3.4 Les systèmes totalement actifs

Bien que les systèmes de suspension totalement actifs soient bien plus complexes que les systèmes adaptatifs et semi-actifs, ce sont les premiers à avoir été l'objet de recherche, grâce à leurs potentielles applications militaire.

3.4.1 Préhistoire

Dès 1961 Westinghouse, puis en 1962 l'université de Princeton, travaillent sur le remplacement des ressorts et amortisseurs de suspension par des vérins hydrauliques haute fréquence, pour l'armée américaine qui finance les travaux⁹. Les quatre roues sont chacune pilotées par un calculateur hydraulique, en fonction des irrégularités de la route (accélération verticale d'une masselotte) et des consignes en freinage, et au volant du conducteur.

Quelques années plus tard, *Automotive Products Group* propose '*Active Ride Control System*', un système hydropneumatique ([49], [45]) à interconnection et correction d'assiette rapide. Ce système a été appliqué de la petite voiture privée (Hydragas de la Mini Rover), aux RouteMasters [48] londoniens de 1975 à 1987, et aux véhicules militaires anglais de type Scorpion [47].

⁹Les tests assez particuliers, et comprennent le saut depuis un trottoir de 13 cm à 50 km/h, et la pendulation (contre-roulis à la manière des cycles) en virage pour tenue de route optimale.

Le système est piloté par un calculateur hydraulique, en fonction des irrégularités de la route, et de l'accélération d'une masselotte liée à la masse non suspendue. Il permet de différencier les mouvements des roues et de la caisse, et donc le contrôle des modes de roulis, tangage, pompage, et de battements de roue. Il permet aussi de contrôler l'assiette et la garde au sol du véhicule.

Le comportement routier est amélioré car le contrôle du roulis permet de diminuer le sous-virage et augmenter la vitesse de passage en virage de 10%. Le confort aussi est amélioré, car la raideur des ressorts peut être fortement diminuée.

3.4.2 Heure de gloire

En 1982, la suspension active apparaît de nouveau, grâce à la formule 1. Pour profiter pleinement de l'effet de sol, l'écurie Lotus dote sa monoplace d'une suspension active hydraulique. Les résultats sont tellement intéressants en terme de stabilité (malgré une consommation de près de 30 chevaux) en virage qu'en 1993 toutes les écuries en sont munies, si bien que la FIA interdit le système. Lotus intervient alors en tant que consultant pour de nombreux constructeurs européens et américains, parmi lesquels GM, Volvo, Mercedes et Toyota. Des prototypes sont montés, mais jamais de véhicule n'aura de série un système actif pur. Les raisons sont triples : le coût, la complexité, et la consommation.

3.4.3 Evolutions du système

Sur les premiers prototypes de Lotus [46], les dimensions des vérins hydrauliques (Vérins MOOG de 20 cm de diamètre et 40 cm de hauteur) posent la question de l'encombrement du système. Ils remplacent les ressorts et amortisseurs de suspension, et les valves Dowty ont une fréquence de coupure de 250 Hz. Le système consomme 5 à 10 chevaux.

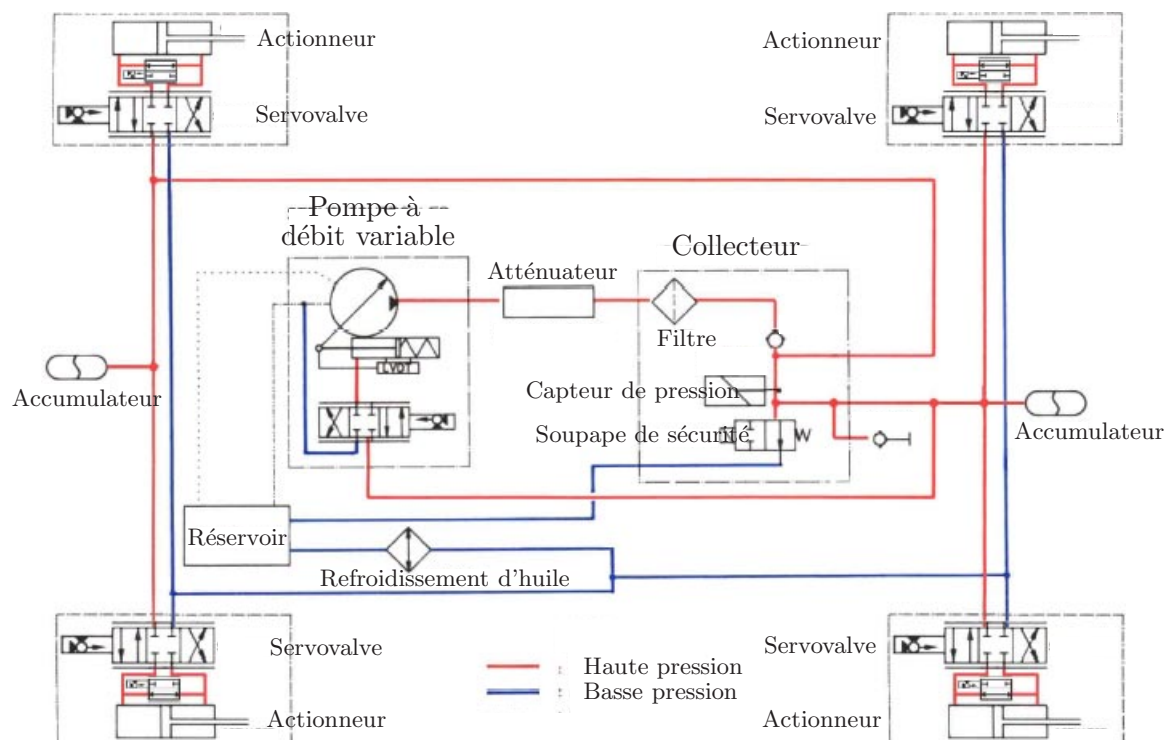


Fig. 3.18: Schéma hydraulique de la suspension active de Lotus

En 1986, deux prototypes sont présentés à la presse. La Pontiac-Corvette de GM [50], a une tenue de route exemplaire. C'est sa seule qualité, car le confort haute fréquence est moyen, le système est bruyant, lourd (environ 150 kg), et très cher, 40k\$.

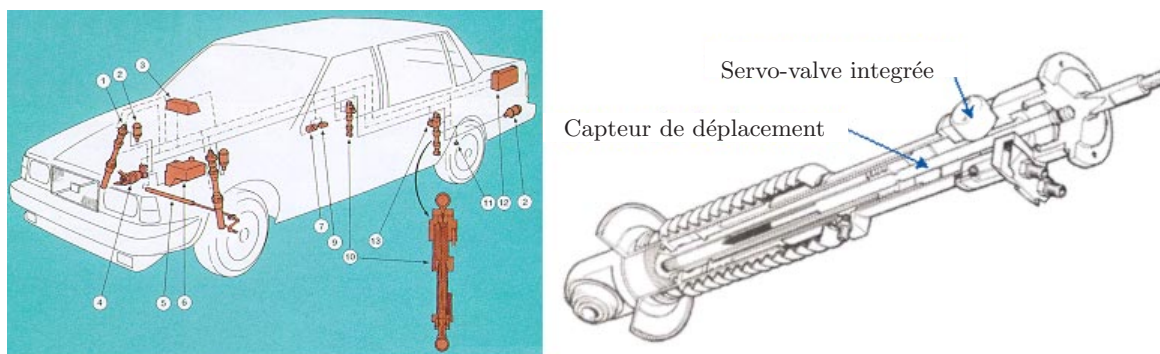


Fig. 3.19: *Implantation dans la Volvo Computer Controlled Suspension*

Le second prototype est le concept CCS (pour **C**omputer **C**ontrolled **S**uspension) de Volvo & Lotus où seuls les amortisseurs sont remplacés. Le système consomme encore 2,2 à 3,7 kW, soit 3 à 5 chevaux, pour une fréquence de coupure des vérins de 20Hz, et un poids de 40kg. Le système *allie la tenue de route d'une voiture de sport et un confort non atteint à l'heure actuelle* [51]. Ce sera finalement l'architecture définitive retenue par Lotus pour les prototypes Esprit de 1988 et 1993. Le prix est toujours très élevé, mais Wright ajoute qu' *il convient d'étudier la simplification possible des trains, et les gains induits lors du développement du véhicule, si l'on considère que la voiture ne prend plus ni roulis, ni tangage* [52].

3.4.4 Principe de fonctionnement

Il faut bien distinguer l'aspect comportement de l'aspect confort, le premier étant traité au coup par coup en fonction des situations rencontrées, et le second par la théorie du contrôle optimal. La charge statique à la roue d'un véhicule est reprise par un ressort hélicoïdal, tandis que la charge dynamique est reprise par un vérin hydraulique, de manière à rendre constante l'assiette du véhicule.

Pour l'aspect confort, des filtres de Kalman sont employés [60] pour réduire considérablement le nombre de capteurs et pour s'affranchir du bruit de mesure. Il garantit en outre la stabilité du système, quand il est bien réalisé. Les informations sur les sollicitations du véhicule sont l'accélération du bras de suspension, le déplacement et l'effort relatif caisse/roue.

3.5 Conclusion

L'intérêt des constructeurs pour les suspensions actives est évident et de nombreux prototypes roulaient déjà en 1988 [38] chez Lotus, GM, Volvo, Mercedes, et Renault. Cependant, il fallait attendre à cause du coût prohibitif, et du manque de fiabilité des organes pilotés. Cette dernière semble aujourd'hui acquise, à condition de mettre le prix. C'est pourquoi en 1995, les ingénieurs de MERCEDES-BENZ concluaient une étude [191] sur l'aptitude à l'industrialisation des systèmes de suspension qualifiés d'*actifs au sens large* en disant que seuls les systèmes semi-actifs semblaient viables, car moins chers, et encore que sur des véhicules de niche.

Dès lors, le système n'apparaîtra chez un constructeur généraliste qu'imposé par la concurrence. Or deux tendances se dessinent. Pour le haut de gamme, les suspensions pneumatiques à raideur et amortissement à plusieurs états s'imposent (Mercedes, Lexus, BMW, Audi, VW, Citroën) grâce au confort, et à la tenue de route qu'elles procurent. Pour le reste de la gamme, des critères sur le comportement routier des véhicules qui vont bientôt voir le jour, sous l'égide de l'Union Européenne, et des systèmes dans un premier temps semi-actifs pourraient bien faire la différence entre les constructeurs.

L'intérêt des premiers systèmes est la faible raideur possible avec des ressorts pneumatiques. Or, la plupart des constructeurs veulent des fréquences de pompage d'au-moins un Hertz, ce qui reste réalisable avec des ressorts hélicidaux. Il suffit donc d'ajouter un correcteur d'assiette semi-actif, voire passif au train arrière. Pour garantir confort, et sécurité du comportement en charge, ou en situation d'urgence, un système d'amortissement à deux ou trois lois semble suffire (Mercedes, Peugeot, Renault).

Cette conclusion industrielle se retrouve dans le monde de la recherche scientifique. En 1999, le congrès ACTIVE'99 [194] se conclut sur le constat que l'avenir appartient aux systèmes semi-actifs intelligents; la loi de contrôle s'adaptant aux modifications de l'environnement du système de suspension. Ceci permet d'introduire le chapitre suivant au cours duquel sera présenté le Multilois, un algorithme adaptatif intelligent construit à partir de la théorie du contrôle linéaire optimal.

Chapitre deuxième

Le Multilois : un contrôleur de suspension adaptatif et robuste

Le scientisme se refuse à admettre comme valables des formes de connaissance différentes de celles qui sont le propre des sciences positives, renvoyant au domaine de la pure imagination la connaissance religieuse, aussi bien que le savoir éthique et esthétique. On doit malheureusement constater que le scientisme considère comme relevant de l'irrationnel ou de l'imaginaire ce qui touche à la question du sens de la vie.

Dans cette perspective, les valeurs sont réduites à de simples produits de l'affectivité et la notion d'être est écartée pour faire place à la pure et simple factualité. Ayant écarté la critique motivée par une évaluation éthique, la mentalité scientiste a réussi à faire accepter par beaucoup l'idée que ce qui est techniquement réalisable devient par là-même moralement acceptable.[220]

Ce chapitre a pour vocation de donner une présentation théorique des lois de commande utilisées pour le contrôle des systèmes de suspension, ainsi que des exemples d'application.

Après une présentation succincte du régulateur proportionnel intégral dérivé (PID) et de la théorie de la commande linéaire optimale, des outils permettant de juger de la robustesse d'une commande à multiples entrées et sorties seront définis. Puis, reprenant ces bases théoriques, le Multilois, un nouvel algorithme adaptatif est introduit. Dans un second temps, est présentée une application du multilois, avec étude détaillée de la robustesse de cette commande adaptative, suivant les critères de robustesse définis précédemment. Pour l'établissement des lois de commande élémentaires, la validité de l'approximation linéaire est ensuite étudiée.

Enfin, les lois de commande retenues pour le système piloté de suspension sont présentées. Une logique de regroupement des lois de commande est introduite afin de limiter le nombre de lois parmi lesquelles le superviseur devra choisir. Il est décidé que ce dernier sera constitué de règles de logique floue, et une ébauche de contrôleur global est présentée.

1 Introduction

Le réglage des paramètres d'une suspension étant le fruit du compromis entre confort et comportement, l'un des objectifs, sinon le premier d'un système piloté de suspension, est de relaxer ce compromis en offrant un excellent confort quand la tenue de route du véhicule est chose assurée, et le meilleur comportement routier quand la situation le requiert. Du point de vue de la commande d'un tel système, il conviendra donc de se placer dans le contexte du contrôle adaptatif [127].

En outre, si à ce jour les systèmes pilotés de suspension ne sont pas apparus de manière massive, dans le secteur automobile, c'est qu'ils posent des problèmes importants de performance, de stabilité, et de robustesse. Notamment, la bonne performance obtenue en mise au point n'est pas robuste au processus d'industrialisation des organes de suspension, et en dehors des conditions nominales d'utilisation du véhicule, la performance est souvent sacrifiée au profit de la robustesse de la stabilité.

Le concept de multilois est alors proposé sur les fondations solides du contrôle optimal linéaire, où performance, stabilité, et robustesse sont théoriquement étudiées.

1.1 Les types d'asservissement

Un système asservi est un système qui prend en compte durant son fonctionnement l'évolution de ses sorties pour les modifier et les maintenir conformes à une consigne.

1.1.1 Historique

Depuis très longtemps ces systèmes existent. En 300 avant Jésus-Christ, Ktesibios invente la clepsydre. Les grandes étapes suivantes sont franchies sous la révolution industrielle, avec le besoin de contrôler la vitesse de rotation des arbres de transmission des machines à vapeur (1769 : Brevet du régulateur de Watt), sous la deuxième guerre mondiale avec le développement de l'automatique dans l'aviation, et vers 1960, avec l'apparition des calculateurs.

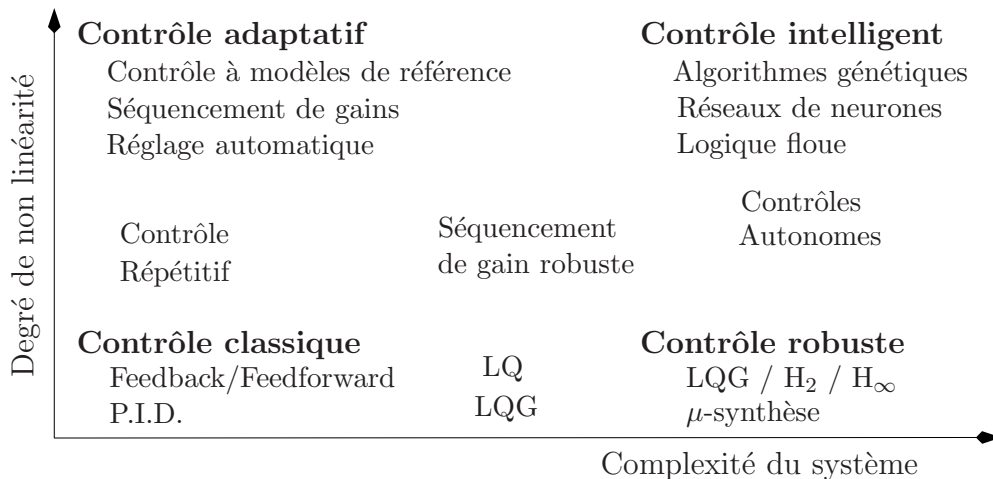


Fig. 1.1: Quatre grands types de contrôle

Les principes de synthèse des contrôleurs sont apparus parallèlement aux avancées technologiques¹.

¹**1890/1990** : Première utilisation des Inégalités Linéaires Matricielles (acronyme : LMI), par Lyapunov. L'évolution récente de la puissance de calcul des ordinateurs, et le développement de l'optimisation convexe ont permis de résoudre et d'utiliser largement les LMI ([212], [75], [77]).

Seules les principales méthodes utilisées en mécanique seront évoquées dans ce chapitre.

1.1.2 Régulateur Proportionnel Intégral Dérivé

Les régulateurs PID sont les asservissements les plus répandus encore aujourd'hui. Le système en boucle fermée est représenté en figure 1.2. Ses objectifs sont doubles : avoir une erreur statique nulle (précision stationnaire), et répondre à un échelon avec un temps de montée et un dépassement maximum bien définis.

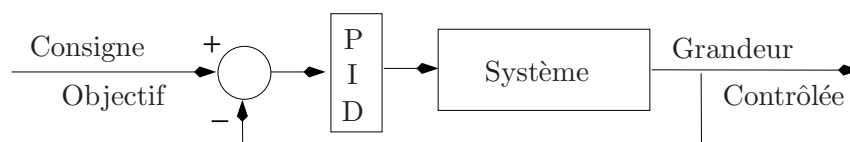


Fig. 1.2: Boucle de régulation avec un correcteur PID

Ce correcteur est efficace dans le cas où la régulation peut être construite à partir d'un signal d'erreur, pour un système simple, *i.e.* monodimensionnel, et du deuxième ordre. Or, le pilotage de suspensions actives requiert des algorithmes permettant d'établir une loi de contrôle proportionnelle à un état du véhicule de grande dimension.

En outre, utilisé pour un asservissement en déplacement, il permet d'obtenir des résultats intéressants pour un réglage même grossier, au contraire pour une régulation en accélération la synthèse d'un correcteur PID est plus complexe d'autant plus qu'elle conduit à faire naître des pôles, dont la partie réelle s'approche de zéro, très sensibles à l'évolution de la structure, et notamment de la masse. La complexité du système à contrôler, les évolutions du système et de son environnement dans le temps imposent la recherche de contrôleurs adaptatifs plus complexes pour ce qui concerne les lois de commande du niveau supérieur, mais l'asservissement local de l'actionneur a de forte chance d'être de type PID.

1.1.3 Contrôle adaptatif

'Un contrôleur adaptatif est un retour d'état dont les paramètres varient en fonction des évolutions du système contrôlé' [68]. Une seconde rétro-action apparaît donc sur la figure 1.3, afin d'actualiser les paramètres de la loi de commande. L'idée principale du contrôle adaptatif provient du concept cartésien de division d'un problème complexe, en sous-problèmes plus simples [74].

Le système est considéré comme ayant un comportement linéaire étant donné la constante de temps de la boucle de contrôle, et un contrôleur linéaire est synthétisé pour le jeu de paramètres associé au comportement. Les paramètres du système sont supposés évoluer avec une constante de temps très supérieure à celle de la boucle de contrôle, et modifient le comportement dynamique du système.

1942/60 : Première solution (Wiener [90]) explicite au problème du filtre linéaire, et adaptation (Kalman [91]) aux formulations 'espace-état' rencontrées dans de nombreux problèmes physiques. Développement des méthodes LQG et H_2 , particulièrement utilisées depuis le début des années 80.

1970 : Kosut [93] introduit la notion de contrôle sous optimal.

1979 : Création par Utkin [95] des modes glissants.

1980 : Engouement pour la synthèse H_∞ .

1965/83 : Création par Zadeh [92] et applications de la logique floue aux systèmes experts.

1975/89 : Création par Holland [94] des algorithmes génétiques, et application au contrôle par Goldberg [96].

1943/90 : Mac Culloch et Pitts [89] créent les réseaux de neurones, et premières applications.

1990 : La problématique est apparue dans la recherche au début des années 90 [126] mais le séquençement de gains existait déjà dans la pratique [127].

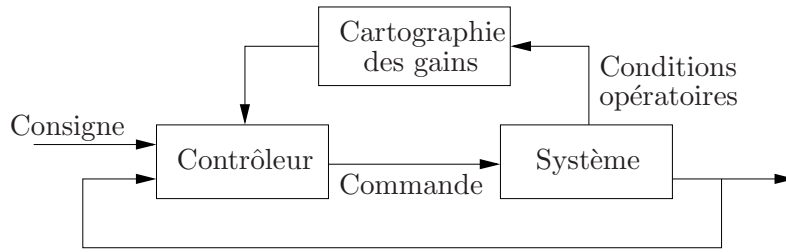


Fig. 1.3: *Diagramme-blocs d'un système muni d'un contrôleur à séquençement de gain.*

L'hypothèse d'ordres de grandeurs différents des constantes de temps des deux boucles de rétroaction permet de simplifier la synthèse de la commande du système, par rapport au cas de la commande du système non linéaire. Le procédé de mise à jour des paramètres de la loi de commande peut provenir de plusieurs méthodes, toutes fondées sur l'hypothèse précédente. Principalement trois méthodes font surface [127] ; celles fondées sur un modèle de référence (*cf.* figure 1.4) qui minimisent la différence entre les sorties caractéristiques du comportement du modèle de référence, et du système à contrôler, celles qui actualisent les paramètres de la loi de commande, grâce à une identification directe du système à contrôler (contrôleur à séquençement de gain, *cf.* figure 1.3), et celles qui conçoivent une nouvelle loi de commande selon une synthèse prédéfinie, d'après l'estimation du système à contrôler (contrôleur auto-adaptatif, *cf.* figure 1.5). Ces dernières méthodes sont dites auto-adaptatives (*'self-tuning'*) et indirectes parce que les paramètres de contrôle ne sont pas directement actualisés.

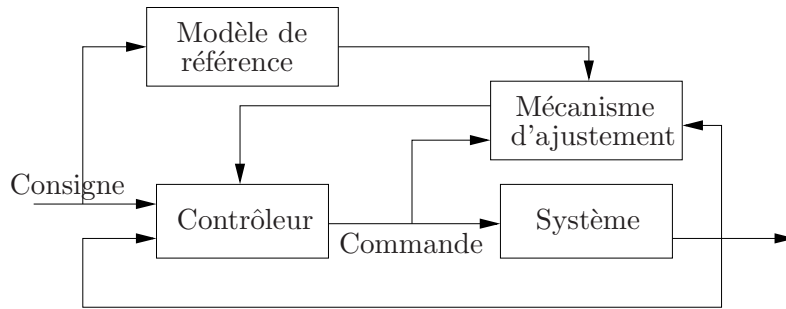


Fig. 1.4: *Diagramme-blocs d'un système muni d'un contrôleur adaptatif à modèle de référence.*

Dans le cas particulier du travail de thèse, le système de suspension travaille autour de points de fonctionnement différents (le roulage en ligne droite, le virage, le freinage), pour lesquels les contraintes sont différentes (confort en ligne droite, sécurité au freinage ou en virage), en outre, les variations des paramètres de commande étant totalement prévisibles, il convient d'après [127] d'utiliser un contrôleur à séquençement de gain.

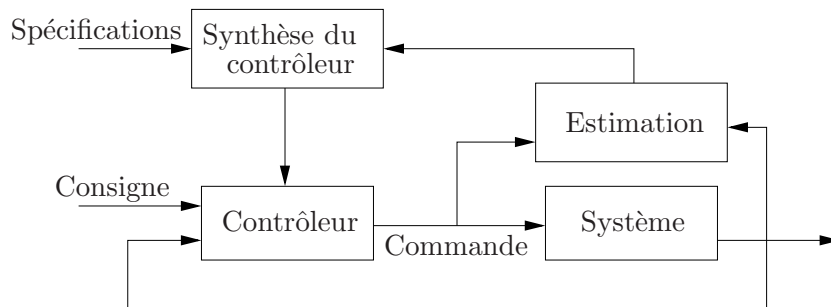


Fig. 1.5: *Diagramme-blocs d'un système muni d'un contrôleur auto-adaptatif.*

Séquencement de gain

Dans le cas du séquencement de gain, aussi appelé dans l'industrie *stratégie cartographique*, il s'agit de décomposer le domaine d'évolution du comportement d'un système non linéaire, en sous-domaines dans lesquels le comportement du système est supposé linéaire. L'actualisation des paramètres de la loi de commande s'effectue en fonction du positionnement dans des tables prédéfinies de grandeurs mesurées caractérisant l'état du système. Comme le processus d'actualisation des paramètres de la loi de commande est figé dès la conception du contrôleur, l'analyse de tels systèmes est beaucoup plus simple que celle d'un contrôleur à modèle de référence par exemple. Par contre elle nécessite une connaissance *a priori* de toutes les évolutions possibles du système à contrôler. C'est pourquoi le séquencement de gain est une des méthodes les plus employées dans l'industrie pour le contrôle de systèmes non linéaires experts.

Trois manières d'obtenir un séquencement de gain sont utilisées : la commutation, l'interpolation, et la méthode des paramètres linéaires variables (LPV). La première, après linéarisation du système à contrôler autour d'états opératoires, commute entre les différentes lois de commande locales, en fonction des conditions opératoires, comme l'indique la figure 1.4. Dans ce premier cas, même si la stabilité et la performance d'un point de vue local peuvent être assurées même de manière robuste, rien ne garantit ne serait-ce que la stabilité du système contrôlé sur tout son domaine de définition. Lors de l'implémentation, il conviendra donc de vérifier *a posteriori* les propriétés du système en boucle fermée.

La deuxième stratégie consiste, lors des évolutions du système à contrôler, à interpoler entre les lois de contrôle linéaires. Ceci peut être réalisé de différentes manières, par exemple, en interpolant les coefficients de pondération d'un indice de performance quadratique [101] ou en interpolant directement les sorties des contrôleurs [44]. Cette méthode peut encore générer des contrôleurs non stabilisants pour certaines valeurs intermédiaires des variables de séquencement. Des méthodes par interpolation préservant la stabilité du système en boucle fermée ont été récemment présentées par Stillwell et Rugh [79] et [80], sous la condition de variation lente de l'état opératoire du système.

La troisième méthode, plus récente, utilise une description du système à contrôler sous une forme 'espace-état'. Le système est linéaire et varie de manière paramétrique (on parle de système LPV) comme l'indique la relation 1.1, où ρ est la variable de description des états opératoires.

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A(\rho(t))x(t) + B(\rho(t))u(t) \\ y(t) = C(\rho(t))x(t) + D(\rho(t))u(t) \end{cases} \quad (1.1)$$

Cette variable mesurable doit être contenue dans un ensemble compact dont les bornes sont connues *a priori*. Dans la plupart des applications, les méthodes de synthèse des lois de commande sont de type H_2 , H_∞ , ou un mixage des deux (*cf.* [75], [76], [77], [78]). Le contrôleur résultant possède des stabilités et performances robustes dans un certain domaine opératoire ; en outre, introduire des bornes sur les vitesses de variation des paramètres permet de rendre le contrôleur moins conservatif. Les deux points difficiles de cette méthode [69] sont la description par un système LPV d'un système non linéaire, et le fait qu'il n'existe pas toujours une solution au problème.

1.2 Un contrôleur adaptatif et robuste de suspension

Malgré les incertitudes, ou les évolutions, d'un système et de son environnement, on a longtemps uniquement souhaité s'assurer de la robustesse du contrôleur dans son état nominal. Mais il s'agit bien d'un pis-aller ; un contrôleur doit accompagner le système dans ses évolutions et doit conserver sa stabilité, sa performance, de manière robuste. En outre, le réglage des paramètres d'une suspension étant le fruit du compromis entre confort et comportement routier, un système monoloi qui améliore le confort, pourrait par l'ajout d'une seconde loi améliorer aussi la tenue de route.

C'est pourquoi la notion de contrôleur adaptatif et robuste apparaît pour le contrôle des systèmes de suspension [98] dès le début des années 1980.

Cependant, il ne s'agit pas tout à fait d'un contrôle adaptatif dans le sens courant du terme, puisque le système servant à l'établissement des lois de commande est linéaire, principalement pour plus de simplicité. Par contre le système actif de suspension doit réagir de manière différentes suivant les conditions de conduite, on parle dans le secteur automobile de *profils de mission*, la criticité de la situation, ou la volonté du conducteur. Ces situations sont référencées, et il est possible de décrire la loi de commande, et le comportement souhaités du véhicule dans chaque cas. Il reste à déterminer la synthèse appropriée pour les lois primaires, et l'algorithme de passage d'une loi à l'autre garantissant des performance et stabilité robustes au système contrôlé. C'est l'idée du **Multilois**, un contrôleur de suspension adaptatif et robuste introduit en 1997, par Ich-chou, Vincent et Jézéquel [99], dans le cadre du contrôle actif de suspension de voitures ferroviaires.

Comme décrit plus haut, un contrôleur adaptatif va suivre le système et son environnement dans leurs évolutions dans le temps. L'idée est donc claire, au moins une variable fonction du temps est introduite, et intervient dans la synthèse du contrôleur. Plusieurs synthèses de contrôleur à plusieurs lois ont été proposées dans le domaine de la suspension automobile, en voici deux, qui indiquent les grandes tendances.

1.2.1 Synthèse de Venhovens

Des études [44] montrent qu'aucune stratégie appropriée n'existe pour améliorer significativement la tenue de route avec un amortisseur semi-actif; un amortissement ferme et fixe ($\xi_{ferme} = 0,8$, ou le plus proche possible) fournit les meilleurs résultats. Le confort maximal, quant à lui, intervient pour une pondération ISO des accélérations d'un système quart de véhicule, soit pour un amortissement réduit $\xi_{skyhook} = 0,4$, mais alors le débattement des suspensions est prohibitif.

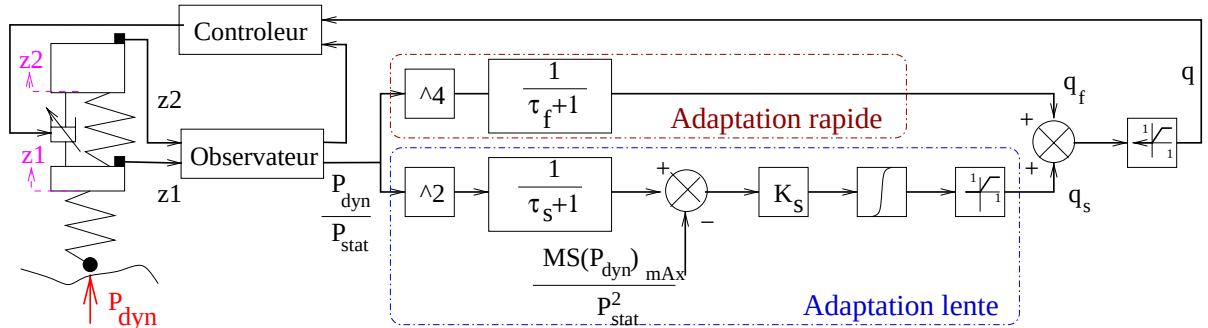


Fig. 1.6: Système adaptatif proposé par Venhovens

Ces réflexions préliminaires permettent de construire le contrôleur optimal dans ces deux cas. Il ne reste plus qu'à déterminer le facteur de pondération, $q(t)$, fonction des conditions extérieures². C'est la tâche du contrôleur adaptatif dont l'une des données importantes est l'effort vertical aux pieds des roues.

1.2.2 Synthèse de Yu et Crolla

Trouver les coefficients de pondération optimaux d'une loi de contrôle LQG, est souvent quelque chose de long et fastidieux. De plus ce sont des variables fonctions des caractéristiques du véhicule rarement constantes dans le temps. C'est pourquoi Yu et Crolla [101] proposent un contrôleur optimal adaptable. Les poids $Q_{ij}(t)$ de l'indice de performance (cf. § 2.2.1) sont donnés par un calculateur flou en fonction de leur position dans l'intervalle de stabilité du système, du poids de

²L'étude de la stabilité lors du changement de loi, et la sensibilité aux bruits ne sont pas développées dans l'article.

la caisse, de la raideur des pneumatiques, et des déflexions de la suspension et des pneumatiques. Les gains en terme de valeur RMS de l'accélération verticale par rapport au contrôleur LQG fixe vont de 5 à 15% selon le profil de mission. Quant à la stabilité robuste, elle n'est pas évoquée par les auteurs.

1.2.3 Multilois

L'approche du contrôle adaptatif et robuste retenue tient des deux schémas précédents. Le terme **Multilois** regroupe, les algorithmes de contrôle utilisant les qualités des contrôles optimaux et des contrôles adaptatifs. En voici les raisons.

Les principaux profils de mission d'une automobile sont connus, et des critères objectifs ou subjectifs permettent de juger du confort et du comportement routier du véhicule. En outre, si l'on ne considère que la dynamique verticale de l'automobile, une modélisation linéaire suffit. Des indices de coût, ou de performance, peuvent donc être formulés, et la théorie du contrôle linéaire optimal utilisée. Une autre raison impose l'emploi du contrôle linéaire optimal. L'étude de la performance et de la stabilité robuste du système contrôlé est une chose nécessaire à l'utilisation industrielle du multilois. Il est donc nécessaire de se fonder sur une base solide pour laquelle l'étude de la stabilité de la performance et de la robustesse sont choses établies.

$$u(t) = \sum_{i=1}^n \alpha_i(t) u_i(t) \quad (1.2)$$

A l'instar de Venhovens, les variables d'adaptation dépendants du temps seront les coefficients de pondération, $\alpha_i(t)$, des lois de commande, $u_i(t)$, lois issues de la théorie de la commande optimale linéaire, comme l'indique l'équation 1.2. C'est pourquoi le multilois est considéré comme une loi de commande adaptative et robuste, de type séquençement de gain robuste avec interpolation. Cependant, il s'agit d'un type particulier puisqu'il ne s'agit pas de séquencer le domaine de fonctionnement de la suspension pour que dans chaque séquence il soit approximable par un système linéaire, il s'agit d'un séquençement en fonction des conditions d'utilisation du véhicule. En ligne droite sur autoroute, le véhicule doit être aussi confortable que possible, tandis qu'en freinage d'urgence en virage, seules la stabilité du véhicule et la distance d'arrêt comptent. La logique floue a été retenue comme moyen de calcul des coefficients de pondération, principalement (cf. § 5.4.3) à cause de l'effet lissant de la sortie, pour garantir un bon confort, mais aussi un bon comportement routier lors du changement de loi.

Enfin, la structure du Multilois, conçu comme combinaison linéaire de lois de commande optimale, oblige à l'introduction des principales synthèses de commandes linéaires optimales, objets du paragraphes suivants.

2 La commande optimale linéaire

Les équations différentielles et les lois de comportement du système, supposées ici linéaires, sont regroupées pour former une équation différentielle matricielle du premier ordre, appelée équation d'état :

$$\dot{X}(t) = A(t)X(t) + B(t)u(t) + Gw(t)$$

Résoudre un problème de contrôle actif au sens de la loi de commande optimale consiste à déterminer la commande $u(t)$, qui optimise une fonctionnelle objectif, notée J , appelée indice de coût, ou de performance, et qui respecte un certain nombre de contraintes. L'indice de coût est une fonctionnelle objectif tenant compte de critères physiques, et technologiques. C'est l'indicateur des

performances souhaitées. Elle peut être définie dans l'espace temporel, fréquentiel, ou modal.

Un problème de contrôle actif optimal est donc un problème de minimisation d'une fonctionnelle, sous contraintes égalitaires ou non égalitaires.

2.0.4 Contrôlabilité

Se pose alors la question de savoir si l'état du système, $X(t)$, peut ou non évoluer vers un autre état prédéterminé, sous l'effet d'une commande. On démontre [103] que si :

$$\text{rg} \{A, AB, \dots, A^{n-1}B\} = n \quad A \in (\mathcal{R}^n)^2 \quad (2.1)$$

le système précédent est alors commandable.

2.0.5 Observabilité

Un système est observable si l'on peut déterminer l'état du système, $X(t)$, à partir de la connaissance de grandeurs observées regroupées dans le vecteur d'observation, $Y(t)$. Soit le système :

$$\dot{X}(t) = A(t)X(t) + B(t)u(t) \quad Y(t) = C(t)X(t) + D(t)u(t) \quad (2.2)$$

où $\dim(X(t)) = n$. On démontre que le système précédent est observable si le sous espace non observable est réduit à l'ensemble nul :

$$\ker \{C^T, A^T C^T, \dots, (A^T)^{n-1} C^T\} = 0 \quad (2.3)$$

Dans la suite du travail seuls des systèmes invariants dans le temps, commandables et observables sont considérés.

2.1 Les types de contrôle

L'objet de cette partie est de présenter sommairement quatre algorithmes élaborés pour traiter des problèmes linéaires invariants dans le temps, pour lesquels un modèle de connaissance est disponible. Deux plus connus des mécaniciens, les contrôles LQ, et LQG, et deux plus connus des automaticiens, les synthèses H_2 , H_∞ .

Ces algorithmes ont été retenus car ils servent de base à l'établissement du multilois, et permettent la compréhension des concepts mis en œuvre.

2.2 Les synthèses temporelles

La mise en œuvre des concepts du contrôle optimal est très contraignante puisqu'elle demande la connaissance de toutes les composantes de vecteur d'état. Or, toutes les mesurer peut être techniquement impossible, ou économiquement prohibitif. C'est pourquoi dès 1970, le concept de contrôle sous-optimal a été proposé par Kosut [93]. Soit l'état complet du système est estimé à partir des mesures réalisables, souvent bruitées, sur la structure, soit la loi de commande est établie fonction des seules composantes mesurables du vecteur d'état. Les deux cas de figure seront étudiés. Ce sont les méthodes les plus couramment utilisées et recommandées par les mécaniciens spécialistes du contrôle actif, jusqu'aujourd'hui (Athans -MIT- [85], Hedrick -UC Berkeley- [38], Margolis -UC Davis- [7], Roberti -ECL- [103], Vincent -GIAT, SNCF- [104]).

2.2.1 Méthode Linéaire Quadratique (LQ)

La méthode LQ [125] consiste en la recherche d'un contrôle optimum proportionnel à l'état complet du système. Soit l'équation d'état du système :

$$\dot{X}(t) = AX(t) + Bu(t) + Gw(t) \quad (2.4)$$

avec ici, $w(t)$ une perturbation aléatoire de type bruit blanc. Il convient de considérer ici l'espérance de l'indice sur l'ensemble des réalisations de l'excitation, soit :

$$J(X, u) = \frac{1}{2}E \left[\int_0^\infty \begin{pmatrix} X \\ u \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} Q & T \\ T^T & R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X \\ u \end{pmatrix} dt \right] \quad (2.5)$$

Q , T et R sont respectivement les matrices de pondération sur l'état, de couplage 'état-action' et sur l'action. Elles sont supposées symétriques, sans perte de généralité. Quelle que soit la méthode de résolution du système, à horizon infini, R doit être symétrique définie positive, pour assurer l'existence d'un minimum. La loi de contrôle s'exprime comme une combinaison linéaire du vecteur d'état :

$$u(t) = -R^{-1} [T^T + B^T K_x] X(t) \quad (2.6)$$

$K_x(t)$ doit satisfaire l'équation de Riccati à horizon infini (les dérivées sont nulles):

$$K_x A_n + A_n^T K_x + Q_n - K_x B R^{-1} B^T K_x = 0 \quad (2.7)$$

avec $A_n = A - B R^{-1} T^T$ et $Q_n = Q - T R^{-1} T^T$.

La force de cette méthode réside dans sa simplicité, mais c'est aussi sa faiblesse, car à tout instant, l'intégralité du vecteur d'état doit être observé, ce qui n'est pas réalisable sur des systèmes mécaniques complexes.

2.2.2 Méthode Linéaire Quadratique et Gaussien (LQG)

Le contrôle LQG découle directement de l'approche LQ. Cette méthode comprend deux étapes successives : l'estimation de l'état (X) du système quand seule une partie de cet état (Y) est mesurée, et la recherche d'un contrôleur optimum pour un critère quadratique défini. Soit le système différentiel observé :

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = AX(t) + Bu(t) + Gw(t) \\ Y(t) = CX(t) + Du(t) + v(t) \end{cases} \quad (2.8)$$

où $w(t)$, et $v(t)$, sont respectivement des vecteurs d'excitation, et de bruits de mesure. Des conditions statistiques sont requises sur les signaux de perturbations (processus gaussiens), de manière à vérifier leur caractère aléatoire, et leur parfait découplage :

1- $w(t)$, est un processus aléatoire de type bruit blanc, de moyenne nulle, et de variance :

$$E [w(t)w^T(\tau)] = V_1(t)\delta(t - \tau) \quad (2.9)$$

avec $E[...]$ l'opérateur espérance mathématique, et $\delta(.)$ la fonction de Dirac.

2- $v(t)$ est un bruit blanc de moyenne nulle, et tel que :

$$E[v(t)v^T(\tau)] = V_2(t)\delta(t - \tau) \quad cov[w(t), v(\tau)] = 0 \quad cov[X(t), v(\tau)] = 0 \quad (2.10)$$

L'estimation du vecteur d'état $\hat{X}(t)$, peut s'écrire sous la forme d'un filtre de Kalman [91] :

$$\dot{\hat{X}}(t) = A\hat{X}(t) + Bu(t) + K_f [Y(t) - C\hat{X}(t) - Du(t)] \quad (2.11)$$

L'estimateur, $\hat{X}$, a la même moyenne que le vecteur d'état. Ce filtre ne dépend que d'une matrice variable, K_f , solution de l'équation de minimisation de l'erreur $(X - \hat{X})$ quadratique :

$$K_f = PC^T V_2^{-1} \quad (2.12)$$

où P vérifie l'équation de Riccati (2.13) à horizon infini, dès que V_2 est inversible:

$$AP + PA^T + K_f V_1 K_f^T - PC^T V_2^{-1} CP = 0 \quad (2.13)$$

Le critère d'optimalité quant à lui est défini par la même relation que précédemment. En [97], nous avons montré que la loi de commande qui minimise l'indice de coût J , s'écrit :

$$u(t) = -R^{-1} B^T K_x \hat{X}(t) = K_c \hat{X}(t) \quad (2.14)$$

où K_x est la matrice de Riccati vérifiant l'équation à horizon infini:

$$K_x A + A^T K_x + Q - K_x B R^{-1} B^T K_x = 0 \quad (2.15)$$

Le contrôle est donc proportionnel à l'estimateur d'état du système. En ce qui concerne la stabilité du système global, l'influence du contrôle et de la reconstruction d'état sont donc d'intérêt.

Le théorème de séparation

Les deux équations différentielles associées respectivement au système contrôlé, et à la reconstruction d'état se déduisent de 2.8, 2.11, et 2.14.

$$\begin{pmatrix} \dot{X} \\ \dot{\hat{X}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & BK_c \\ K_f C & A - K_f C + BK_c \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X \\ \hat{X} \end{pmatrix} + K_f \begin{pmatrix} 0 \\ v \end{pmatrix} + G \begin{pmatrix} w \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.16)$$

L'étude de la stabilité, passe par l'analyse des valeurs propres définies par :

$$\begin{vmatrix} A & BK_c \\ K_f C & A - K_f C + BK_c \end{vmatrix} = 0 \quad (2.17)$$

Or, en ajoutant à la première colonne la seconde, puis en soustrayant la première ligne à la seconde, le déterminant reste inchangé, et :

$$\begin{vmatrix} A - \lambda I & BK_c \\ K_f C & A - K_f C + BK_c - \lambda I \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} A + BK_c - \lambda I & BK_c \\ 0 & A - K_f C - \lambda I \end{vmatrix} \quad (2.18)$$

$$= |A + BK_c - \lambda I| \cdot |A - K_f C - \lambda I|$$

La séparation des influences du contrôle (premier terme) et de la reconstruction d'état (second terme) sur la stabilité du système est donc constatée, puisqu'il y a séparation des valeurs propres des phases de reconstruction d'état et de synthèse de la commande.

2.3 Les synthèses fréquentielles

La synthèse H_2 a connu un développement presque simultané avec la méthode LQG, dans les années soixante. Elle est particulièrement employée depuis le début des années 80, bénéficiant de l'engouement pour la synthèse H_∞ .

Un nouveau formalisme propre aux synthèses H_2 et H_∞ doit être introduit (cf. figure 2.1). A présent le vecteur d'observation, $Y_1(t)$ et le vecteur de sortie, $Y_2(t)$, sont différenciés pour l'établissement du contrôle $u(t)$.

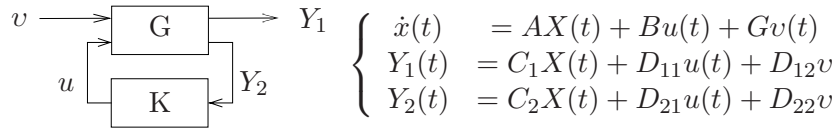


Fig. 2.1: Schéma bloc du système (G), et du contrôleur (K), pour le formalisme des synthèses H_2 , et H_∞

2.3.1 Synthèse H_2

Cette synthèse de loi de contrôle utilise la norme deux de Hardy. Soit $\Gamma(j\omega)$ l'écriture matricielle d'une fonction de transfert; la norme deux de Hardy se définit par la relation :

$$\|\Gamma\|_2 = \left(\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \text{tr} \{ \Gamma(j\omega) \Gamma^*(j\omega) \} d\omega \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.19)$$

D'ores et déjà trois remarques s'imposent :

1. Ce critère est quadratique, donc énergétique, et analogue à ceux définis pour les méthodes LQ et LQG.
2. Les bornes du domaine d'intégration de la norme de Hardy posent le problème dans le cadre des horizons infinis.
3. L'espace de l'ensemble des fonctions complexes, de module au carré intégrable dans le demi-plan droit, muni de la norme 2 de Hardy est un espace de Banach, sous espace fermé de L_2 , espace de Hilbert lié à la norme deux de Hardy.

Il s'agit de trouver le contrôleur K , permettant de minimiser $\|T_{Y_1, v}\|_2$, la norme du transfert entre l'entrée v du système, et la sortie Y_1 . Le schéma de résolution de cette méthode commence par la reconstruction d'état, puis par la recherche d'un contrôleur optimum proportionnel à l'état reconstruit.

$$J = \lim_{t_f \rightarrow \infty} E \left[\int_0^{t_f} Y_1(t) Y_1^T(t) dt \right] \quad (2.20)$$

Contrairement à la méthode LQG, la synthèse H_2 ne laisse aucune latitude sur la formulation de l'indice de coût (relation 2.20), ni sur la recherche du filtre de Kalman. De plus des hypothèses sont formulées sur les bruits. $D_{22}v$ représente le bruit de mesure, $Gv(t)$, l'excitation du système, et $v(t)$ est un processus gaussien de moyenne nulle et de variance unitaire.

Il reste maintenant à déterminer, comme pour la méthode LQG, l'estimateur $\hat{X}$, qui minimise $E[(x - \hat{x})(x - \hat{x})^T]$. Il vient :

$$\dot{\hat{X}}(t) = A\hat{X}(t) + Bu(t) + K_f (Y_2(t) - C_2\hat{X}(t) - D_{21}u(t)) \quad \hat{X}(0) = 0 \quad (2.21)$$

avec $K_f = (PC_2^T + GD_{22}^T) (D_{22}D_{22}^T)^{-1}$, et

$$AP + PA^T - (PC_2^T + GD_{22}^T) (D_{22}D_{22}^T)^{-1} (PC_2^T + GD_{22}^T)^T + GG^T = 0 \quad (2.22)$$

La recherche du contrôleur, grâce à l'indice de performance (2.20) devient :

$$J = \lim_{t_f \rightarrow \infty} E \left[\int_0^{t_f} \begin{pmatrix} X(t) \\ u(t) \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} C_1^T C_1 & C_1^T D_{11} \\ D_{11}^T C_1 & D_{11}^T D_{11} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X(t) \\ u(t) \end{pmatrix} dt \right] \quad (2.23)$$

Les équations (2.21) à (2.23) constituent un problème de contrôle optimal. Comme pour le problème LQG, la loi de commande qui minimise la fonction de performance (2.23) est connue et s'écrit :

$$u(t) = - (D_{11}^T D_{11})^{-1} (B^T K_x + D_{11}^T C_1) \hat{X} \quad (2.24)$$

où K_x vérifie l'équation de Riccati à horizon infini:

$$K_x A + A^T K_x - (K_x B + C_1^T D_{11}) (D_{11}^T D_{11})^{-1} (B^T K_x + D_{11}^T C_1) + C_1^T C_1 = 0 \quad (2.25)$$

2.3.2 Synthèse H_∞

La synthèse H_∞ , comme la synthèse H_2 utilise une norme exprimée sur un espace fréquentiel. Soit $\Gamma(j\omega)$ l'écriture matricielle d'une fonction de transfert. Par définition, la norme infinie de Hardy s'écrit :

$$\| \Gamma \|_\infty = \sup_{\omega \in \mathbb{R}} \{ \bar{\sigma}(\Gamma(j\omega)) \} \quad (2.26)$$

avec $\bar{\sigma}$ le module de la plus grande valeur singulière. D'ores et déjà deux remarques s'imposent :

1. L'espace des fonctions de variables complexes, analytiques, bornées dans le demi-plan droit, muni de la norme ∞ de Hardy, est un espace de Banach, sous espace fermé de L_∞ , espace de Lebesgue regroupant les fonctions fréquentielles bornées. Sur cet espace de fonction, la norme ∞ de Hardy s'écrit :

$$\| f \|_\infty = \sup_{\Re\{s\} > 0} | f(s) |$$

2. Géométriquement, la norme ∞ peut être interprétée dans le diagramme de Nyquist comme la distance maximale entre l'origine et les points $f(s)$, pour tout s dans le demi-plan droit.

2.3.2.1 La méthode

La formulation du problème est identique à celle décrite dans la synthèse H_2 . Cependant, aucun algorithme de recherche de la loi de contrôle optimum n'est connu. Seule une méthode itérative permet de trouver le contrôleur tel que le système en boucle fermée vérifie :

$$\| T_{y_1, v} \|_\infty < \gamma \quad (2.27)$$

Le critère n'est plus quadratique, mais de minimisation de pic de plus grande amplitude. A nouveau, les outils privilégiés sont les matrices hamiltoniennes, les équations de Riccati, et la recherche du contrôleur se fera en deux étapes.

L'idée est d'introduire dans les matrices hamiltoniennes des termes relatifs aux excitations v , et inversement proportionnels à γ^2 , afin de contrôler la *pire excitation*, i.e. celle qui maximise $\| Y_1 \|_2^2 - \gamma^2 \| v \|_2^2$. L'introduction de cette excitation a deux conséquences importantes :

1. le coefficient initial du filtre de Kalman est multiplié par $Z_\infty = \left(I - \frac{1}{\gamma^2} X_\infty Y_\infty \right)^{-1}$, où X_∞ est la solution de l'équation de Riccati à horizon infini associée à la recherche du contrôleur, et Y_∞ la solution de l'équation de Riccati à horizon infini associée à la reconstruction d'état, moyennant une condition sur le rayon spectral : $\rho(X_\infty Y_\infty) < \gamma^2$.
2. le principe de séparation des recherches successives du filtre de Kalman, puis du contrôleur optimum n'est plus vérifié [102], contrairement aux méthodes LQG, ou H_2 .

2.3.2.2 Proposition de mise en œuvre

Le système d'équations est identique à celui de la synthèse H_2 . L'algorithme de recherche de la loi de contrôle est développé sous les hypothèses restrictives suivantes :

1. $(A \ G \ C_1)$ et $(A \ B \ C_2)$ sont stabilisables
2. $D_{12}=0$ et $D_{21}=0$
3. $D_{11}^T(C_1 \ D_{11})=(0 \ I)$
4. $\begin{pmatrix} G \\ D_{22} \end{pmatrix} D_{22}^T = \begin{pmatrix} 0 \\ I \end{pmatrix}$

Sous ces hypothèses, voici les deux matrices utilisées tant pour la recherche du contrôleur que pour la reconstruction d'état :

$$H_\infty = \begin{pmatrix} A & \frac{1}{\gamma^2}GG^T - BB^T \\ -C_1^T C_1 & -A^T \end{pmatrix} \quad J_\infty = \begin{pmatrix} A^T & \frac{1}{\gamma^2}C_1^T C_1 - C_2^T C_2 \\ -GG^T & -A \end{pmatrix} \quad (2.28)$$

Il existe un contrôleur admissible vérifiant $\|T_{Y_1 v}\| < \gamma$ si :

1. H_∞ est une matrice hamiltonienne; posons X_∞ la matrice symétrique positive solution de l'équation de Riccati associée :

$$X_\infty A + A^T X_\infty + C_1^T C_1 - X_\infty \left(GG^T - \frac{1}{\gamma^2} GG^T \right) X_\infty = 0 \quad (2.29)$$

2. De même, J_∞ doit être une matrice hamiltonienne; soit Y_∞ la matrice symétrique positive solution de l'équation de Riccati :

$$Y_\infty A + A^T Y_\infty + GG^T - X_\infty \left(C_2^T C_2 - \frac{1}{\gamma^2} C_1^T C_1 \right) Y_\infty = 0 \quad (2.30)$$

3. Pour borner les pics de plus grandes amplitudes, et que $\left(I - \frac{1}{\gamma^2} X_\infty Y_\infty\right)$ soit inversible. Si $\rho(X_\infty Y_\infty) < \gamma^2$, alors le contrôleur s'écrit :

$$K_\infty(s) = \begin{pmatrix} A_\infty & Z_\infty Y_\infty C_2^T \\ -B^T X_\infty & 0 \end{pmatrix} \quad (2.31)$$

avec

$$A_\infty = A + \frac{1}{\gamma^2} GG^T X_\infty + B F_\infty + Z_\infty L_\infty C_2$$

$$Z_\infty = \left(I - \frac{1}{\gamma^2} X_\infty Y_\infty \right)^{-1} \quad F_\infty = -G^T X_\infty \quad L_\infty = -Y_\infty C_2$$

2.4 La robustesse des algorithmes et conclusion

Toutes les méthodes introduites dans cette partie, utilisent les mêmes outils, *i.e.* des matrices hamiltoniennes, et des équations de Riccati. Elles permettent une certaine robustesse du contrôle et de la reconstruction, sujet de cette section.

2.4.1 Méthodes Linéaires Quadratiques

Les algorithmes LQ et LQG faisant appel à une résolution par méthode de Riccati, avec recherche de solution positive stabilisante, la stabilité du contrôle est donc toujours assurée. Pour la méthode LQG, le théorème de séparation garantit une indépendance des phases de recherche du contrôle et de l'estimateur. L'outil pour la recherche de ce dernier étant également une équation de Riccati, la stabilité de l'estimateur est assurée dès lors que l'on a les matrices de pondération adéquates. Mais, si la stabilité est assurée, il n'en est pas de même pour la robustesse qui dépend de l'écriture de la fonctionnelle quadratique, et du contenu des matrices de pondérations.

En effet, la stabilité robuste de la phase de contrôle n'est assurée que si $X^T N u = 0$. La marge de gain se situe alors dans la plage $[0, 5; +\infty[$, et la marge de phase dans $[-60^\circ; +60^\circ]$ (cf. [86]). Si l'indice de coût contient des termes croisés, les marges ne sont plus garanties, et le contrôle peut même devenir instable si la matrice

$$\begin{bmatrix} Q & N \\ N^T & R \end{bmatrix}$$

est symétrique à valeur(s) propre(s) négative(s). Pour la méthode LQ, des conditions suffisantes sur les matrices de pénalisation sont ([81], [82]) pour garantir la robustesse du contrôle. Pour la méthode LQG, on pourra chercher à accroître successivement la stabilité de la reconstruction et du contrôle. La synthèse de la loi de commande est donc itérative avec analyse de la robustesse à chaque pas ([83], [84]). Pour ce qui est de la reconstruction, le contrôleur peut être rendu robuste en changeant les variables d'observation, en proposant un autre jeu de variables en particulier, ou en affinant les matrices de pondération obtenues à partir des propriétés statistiques des signaux aléatoires.

2.4.2 Synthèse H_2

Pour ce qui est de la synthèse H_2 , le principe est identique à celui employé pour la méthode LQG. Cependant l'action n'est pas sur les matrices de pondération puisqu'elles sont intouchables dès lors que la formulation est choisie (cf. § 2.3.1). La robustesse s'acquiert en changeant le contenu des vecteurs d'observation et de contrôle, par adjonction ou retrait d'une composante, ou par pondération des composantes des vecteurs. Ainsi, le vecteur d'observation $y=(y_1, y_2, y_3)$, peut devenir par exemple $y=(y_1, \zeta y_2, y_2 - y_3)$. Enfin, le théorème de séparation permet de confirmer séparément la robustesse du contrôle et de la reconstruction d'état.

2.4.3 Synthèse H_∞

Pour cette synthèse les recherches de la loi de contrôle et la reconstruction d'état sont couplées (cf. § 2.3.2). Hormis ce point, les mêmes constatations que celles formulées pour la synthèse H_2 sont ici répétées. La robustesse ne pourra être obtenue qu'en modifiant les composantes des vecteurs d'observation et de contrôle, la méthode des sensibilités est particulièrement bien adaptée à l'analyse de la robustesse de ce type de contrôle.

2.4.4 Conclusion

La méthode LQG est remarquable, car elle est la plus fidèle à la physique du modèle. En effet, la synthèse H_2 présuppose des bruits de variance unité, et la synthèse H_∞ vient modifier les grandeurs initiales, transformant des valeurs ayant sens physique en variables et poids. C'est alors à la personne en charge du contrôle de préciser ses applications, ses objectifs de stabilité, de performance, et de robustesse. Enfin, seule les méthodes Linéaires Quadratiques, sans couplage entre état et action, permettent des marges de gain, et de phase confortables.

2.5 La robustesse des systèmes à entrées et sorties multiples : méthode des sensibilités

Soit le système différentiel d'équation d'état $\dot{X} = AX + Bu + Gw$, avec le contrôle $u = KX$. La fonction de transfert en boucle ouverte est alors $L = K(sI - A)^{-1}B$. Soient S et T , respectivement les sensibilité aux perturbations et sensibilité inverse, appelée aussi fonction de transfert (consigne/sortie) dont les expressions sont :

$$S = (I + K(sI - A)^{-1}B)^{-1} \quad T = SK(sI - A)^{-1}B \quad (2.32)$$

Les marges en gain et en phase du système peuvent être retrouvées :

Marges en Gain

$$M_g \geq 1 + \frac{1}{\|T\|_\infty} \quad M_g \geq 1 + \frac{1}{1 - 1/\|S\|_\infty} \quad (2.33)$$

Marges en phase

$$M_\phi \geq 2 \sin^{-1} \left(\frac{1}{2 \|T\|_\infty} \right) \quad M_\phi \geq 2 \sin^{-1} \left(\frac{1}{2 \|S\|_\infty} \right) \quad (2.34)$$

Des critères de performance et de stabilité vont maintenant être établis pour des systèmes à entrées et sorties multiples, selon la méthode des sensibilités.

2.5.1 Critère de performance robuste

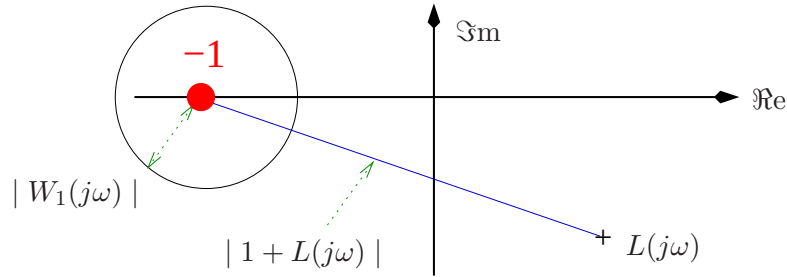


Fig. 2.2: Etude de la performance robuste par la méthode des sensibilités

La performance est analysée à partir des marges définies précédemment, ou en construisant une fonction de poids W_1 associée à la fonction de transfert de sensibilité S . L'amplitude de la fonction de transfert entre entrée et erreur est à minimiser.

$$\|W_1 S\|_\infty < 1 \iff \forall \omega \in \mathcal{R}_+, |W_1(j\omega)| < |1 + L(j\omega)| \quad (2.35)$$

Ce qui équivaut à ce que $L(j\omega)$ se trouve en dehors du cercle de centre $(-1,0)$, et de rayon $|W_1(j\omega)|$, comme l'indique la figure 2.2.

2.5.2 Critère de stabilité robuste

Pour un système du type de la figure 2.1, dont l'incertitude est de forme multiplicative, c'est-à-dire que $\tilde{G} = (1 + \Delta W_2)G$, montrer que K est stabilisant revient à montrer que $\tilde{G}K$ vérifie les deux conditions du plan de Nyquist. Lorsque s décrit le contour de Nyquist, $L(s)$ entoure le point $(-1;0)$ autant de fois que L comporte de modes instables. W_2 est la fonction de poids associée à la fonction de sensibilité inverse, telle que ΔW_2 n'apporte pas de pôle sur l'axe imaginaire, ou à partie réelle positive pour $\tilde{G}$ et $W_2 T < 1$, avec $\|\Delta\|_\infty < 1$.

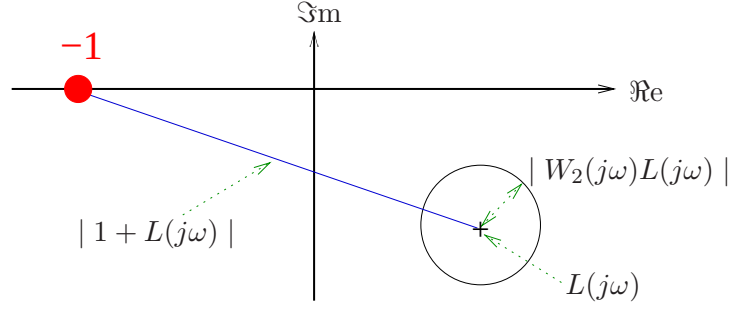


Fig. 2.3: Etude de la stabilité robuste par la méthode des sensibilités

L'équivalence entre ' $\exists W_2 / \|W_2 T\|_\infty < 1$ ' et l'assertion ' $\|\Delta\|_\infty < 1$, et K est un contrôleur robuste', est démontrée en [105]. Cette propriété s'illustre ainsi :

$$\begin{aligned} \exists W_2 / \|W_2 T\|_\infty < 1 &\iff \exists W_2 / \forall \omega \in \mathcal{R}_+, |W_2(j\omega)L(j\omega)/(1 + L(j\omega))| < 1 \\ &\iff \exists W_2 / \forall \omega \in \mathcal{R}_+, |W_2(j\omega)L(j\omega)| < |1 + L(j\omega)| \end{aligned} \quad (2.36)$$

Le disque de centre $L(j\omega)$ et de rayon $|W_2(j\omega)L(j\omega)|$ ne contient pas $(-1,0)$, comme l'indique la figure 2.3, la stabilité est donc robuste. A nouveau, c'est un critère simple et géométrique qui est utilisé.

2.5.3 Critère de performance et de stabilité robuste

Des deux critères précédents, il vient que le système sera robuste tant au niveau de sa stabilité que de sa performance, s'il vérifie la condition :

$$(\|W_1 S\|_\infty + \|W_2 T\|_\infty) < 1 \quad (2.37)$$

C'est-à-dire que l'intersection des deux cercles définis précédemment (cf. figure 2.4) est vide.

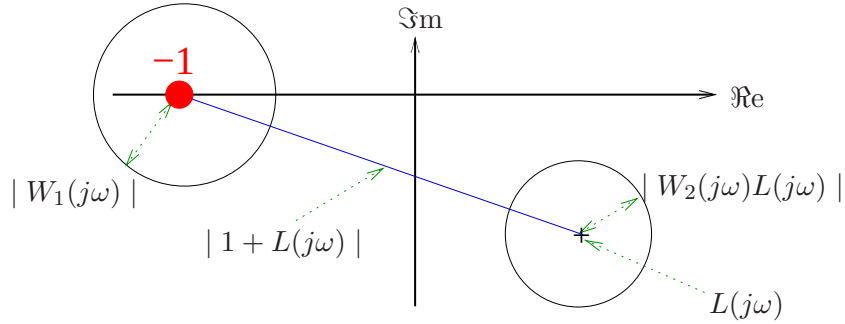


Fig. 2.4: Performance et stabilité robuste par la méthode des sensibilités

Les développements ici présentés sont argumentés et démontrés extensivement par Doyle, Francis, et Tannenbaum [105].

3 Synthèse d'un multilois à l'aide de deux lois LQ

Le but ici est de montrer le principe du multilois, et sa construction, c'est pourquoi deux lois LQ et un modèle de demi véhicule sont utilisés, pour la simplicité des calculs, et pour avoir un modèle à plusieurs entrées et sorties.

3.1 La théorie

Soit la désormais bien connue équation d'état du système linéaire, et invariant dans le temps :

$$\dot{X} = AX + Bu + Gw \quad (3.1)$$

Soit deux lois de commandes de types LQ. Pour $i \in \{1, 2\}$, on notera u_i le vecteur de commande, K_i la matrice des gains de Riccati, et P_i , la solution de l'équation de Riccati correspondante.

$$\dot{X} = (A + BK_i)X + Gw \quad u_i = K_i X = -R_i^{-1} B^T P_i X \quad (3.2)$$

avec P_i la solution de l'équation de Riccati :

$$P_i^T (A + BK_i) + (A + BK_i)^T P_i + Q_i + K_i^T R_i K_i = 0 \quad (3.3)$$

Roberti [103] démontre que $(Q_i + K_i^T R_i K_i)$ est symétrique définie positive, P_i est symétrique positive, et $A + BK_i$ est stable, si Q_i est symétrique positive, R_i est symétrique défini positive, et K_i est non nul. Il démontre alors facilement que $V_i(X) = X^T P_i X$ est un potentiel de Lyapunov.

L'équation d'état du système quant à elle prend la forme :

$$\dot{X} = AX + B\{\alpha u_1 + (1 - \alpha)u_2\} + Gw \quad \forall \alpha \in [0, 1] \quad (3.4)$$

En remplaçant les vecteurs de contrôle par leur valeur, il vient finalement :

$$\dot{X} = \alpha\{A + BK_1\}X + (1 - \alpha)\{A + BK_2\}X + Gw \quad \forall \alpha \in [0, 1] \quad (3.5)$$

Comme tout est linéaire, l'équation d'état du système multilois est la combinaison linéaire des équations d'état des lois primitives.

3.1.1 Analyse de la stabilité du multilois

Dans ce paragraphe, les matrices de pondération sur les contrôles sont supposées égales :

$$R_1 = R_2 = R \quad (3.6)$$

Ainsi il apparaît que la solution de l'équation de Riccati du multilois est la combinaison linéaire des solutions des équations de Riccati des lois primitives :

$$u = (\alpha K_1 + (1 - \alpha)K_2)X = -R^{-1}B^T P X \quad \text{avec} \quad P = (\alpha P_1 + (1 - \alpha)P_2)$$

3.1.1.1 Potentiels de Lyapunov initiaux

Pour chaque loi primaire, indicée i , $V_i(X) = X^T P_i X$ est un potentiel de Lyapunov. Pour le démontrer, il convient de remarquer que l'équation de Riccati dont P_i (matrice symétrique définie) est solution :

$$P_i^T (A + BK_i) + (A + BK_i)^T P_i + Q_i + K_i^T R_i K_i = 0 \quad (3.7)$$

est très proche d'une équation de Lyapunov dont la forme générale est :

$$A^T P + PA + Q = 0 \quad (3.8)$$

dans le cas d'un système linéaire invariant dans le temps de la forme $\dot{X} = AX$, et d'une matrice Q symétrique définie positive. En fait, il suffit de faire remarquer que $Q_i + K_i^T R_i K_i$ est symétrique définie positive, car Q_i et R_i le sont et car K_i est non nulle.

Le théorème de Lyapunov conclut sur la stabilité asymptotique du système $\dot{X} = AX$ si et seulement si une solution symétrique positive P de 3.8 existe. De plus, $V(X) = X^T P X$ est une fonction de Lyapunov décroissante et :

$$\int_0^\infty X^T(t) Q X(t) dt = X^T(t=0) P X(t=0) \quad (3.9)$$

Or, la solution P_i de 3.7 existe bien, et est symétrique définie d'après [104]. Le théorème de Lyapunov assure donc que $V_i(X) = X^T P_i X$ est une fonction de Lyapunov décroissante, donc un potentiel de Lyapunov.

3.1.1.2 Potentiel de Lyapunov du multilois

Or, d'après le Théorème de Lyapunov, le contrôle multilois sera stable, si $V(X) = X^T P X$ est un potentiel de Lyapunov.

$$V(X) = X^T P X = \alpha X^T P_1 X + (1 - \alpha) X^T P_2 X = \alpha V_1(X) + (1 - \alpha) V_2(X) \quad (3.10)$$

Pour démontrer ce point il convient tout d'abord de noter que $V_1(X)$ et $V_2(X)$ sont des potentiels de Lyapunov, ensuite, il ne reste plus qu'à vérifier que $V(X)$ remplit les trois critères [87] des potentiels de Lyapunov. Pour cela, sur un voisinage de 0, il faut que $\forall X \neq 0, V(X) > 0$. Ce qui est le cas, puisque :

$$\begin{cases} \forall X \neq 0 & V_1(X) > 0 \\ \forall X \neq 0 & V_2(X) > 0 \\ \alpha \in [0, 1] \end{cases} \quad (3.11)$$

Pour $X = 0$, $V(X)$ doit être nulle, ce qui est assuré car :

$$\begin{cases} X = 0 & V_1(X) = 0 \\ X = 0 & V_2(X) = 0 \end{cases} \quad (3.12)$$

Enfin, si l'état n'est pas nul, la dérivée de $V(X)$ doit être strictement négative, soit :

$$\forall X \neq 0, \quad \frac{dV}{dt} = \alpha \frac{dV_1}{dt} + (1 - \alpha) \frac{dV_2}{dt} + \frac{d\alpha}{dt} (V_1 - V_2) < 0 \quad (3.13)$$

Or, on a déjà :

$$\forall X \neq 0, \quad \frac{dV_1}{dt} < 0 \quad \text{et} \quad \forall X \neq 0, \quad \frac{dV_2}{dt} < 0 \quad (3.14)$$

Il ne reste donc plus qu'à s'assurer que :

$$\left\| \alpha \frac{dV_1}{dt} + (1 - \alpha) \frac{dV_2}{dt} \right\| > \left\| \frac{d\alpha}{dt} (V_2 - V_1) \right\| \quad (3.15)$$

Si cette dernière condition est remplie, $V(X)$ sera un potentiel de Lyapunov, et ainsi le contrôleur multilois sera stable.

3.1.1.3 Généralisation

Cette démonstration se généralise facilement :

1. Si plus de deux lois participent au multilois.
2. Si les matrices de pondération sur les actions sont proportionnelles ($R_1 = \beta R_2$, $\beta > 0$), et non plus égales.
3. Si la matrice de pondération croisée est non nulle.
4. Si le loi de contrôle est obtenue après une étape de reconstruction d'état, et que pour l'algorithme retenu, le théorème de séparation est vérifié (*i.e.* lois LQ, LQG, et synthèse H_2).

3.1.2 Introduction à l'analyse du contrôleur multilois¹

L'idée de ce paragraphe est d'obtenir, si cela est possible, des critères de stabilité et de performance robuste pour le multilois, à partir des marges de performance et de stabilité robuste des lois qui le composent.

Soient L_1 et L_2 , les fonctions de transfert en boucle ouverte pour chacune des deux lois de commande

$$L_1 = K_1(sI - A)^{-1}B \quad \text{et} \quad L_2 = K_2(sI - A)^{-1}B \quad (3.16)$$

Si l'on développe l'expression de la fonction de transfert en boucle ouverte du multilois :

$$L = (\alpha K_1 + (1 - \alpha)K_2)(sI - A)^{-1}B = \alpha L_1 + (1 - \alpha)L_2 \quad (3.17)$$

elle apparaît comme la combinaison linéaire des fonctions de transfert en boucle ouverte des deux lois primitives.

Soient S_i et T_i , les sensibilités et fonctions de transfert en boucle fermée des lois primitives :

$$S_1 = (I + L_1)^{-1} \quad T_1 = L_1(I + L_1)^{-1} \quad \text{et} \quad S_2 = (I + L_2)^{-1} \quad T_2 = L_2(I + L_2)^{-1} \quad (3.18)$$

Soient W_{21} et W_{22} les marges de stabilité des lois primitives, d'après le paragraphe 2.5, il vient :

$$\|W_{11}S_1\|_\infty < 1 \quad \|W_{21}T_1\|_\infty < 1 \quad \text{et} \quad \|W_{12}S_2\|_\infty < 1 \quad \|W_{22}T_2\|_\infty < 1 \quad (3.19)$$

Pour trouver un critère de stabilité, il semble plus facile de travailler sur L que sur S ou T , car ces deux fonctions s'expriment en fonction de L , et L est une combinaison linéaire des fonctions de transfert en boucle ouverte des lois primitives. Enfin, soit $\bar{\sigma}(M)$, la plus grande valeur singulière de M définie par :

$$\bar{\sigma}(M) = \max_{X \neq 0} \frac{\|MX\|}{\|X\|} \quad (3.20)$$

3.1.3 Analyse de la stabilité robuste du multilois

3.1.3.1 Antériorité

En hautes fréquences (*i.e.* quand $\bar{\sigma}(L) \ll 1$), c'est-à-dire quand les rayons des disques sont très petits (figure 2.3), la marge de stabilité robuste primitive de plus petite mesure convient [104] :

$$\bar{\sigma}(T) < \frac{1}{\|W_2\|_\infty} = \max \left(\frac{1}{\|W_{12}\|_\infty}; \frac{1}{\|W_{22}\|_\infty} \right) \quad (3.21)$$

Preuve :

Si $\bar{\sigma}(L) \ll 1$, alors $\bar{\sigma}(T) \approx \bar{\sigma}(L)$ (figure 3.6-gauche-). Il vient alors :

$$\bar{\sigma}(T) = \bar{\sigma} \left(\frac{L}{1 + L} \right) \approx \bar{\sigma}(L) \leq \max(\bar{\sigma}(L_1); \bar{\sigma}(L_2)) \approx \max(\bar{\sigma}(T_1); \bar{\sigma}(T_2)) \quad (3.22)$$

Et grâce à l'équation 3.19, il est possible de définir un filtre W_2 qui sur-évalue $\|T\|_\infty$, donnant ainsi la relation 3.21 précédente.

Cependant, dans l'application aux suspensions automobiles, l'hypothèse *hautes fréquences* implique des fréquences supérieures à 10 Hz, voire 100 Hz, selon les lois de commande primaires. Pour un systèmes dont la fréquence de coupure est de l'ordre de 3 à 6 Hz, cette hypothèse n'est donc pas du tout adaptée.

¹Dans ce paragraphe les notations définies en 2.5 sont reprises.

3.1.3.2 Analyse du problème

Au paragraphe 2.5.2, l'équivalence

$$\|W_2 T\|_\infty < 1 \iff \forall \omega \in \mathcal{R}_+, |W_2 L| < |1 + L|$$

a été obtenue. Une telle condition se traduit géométriquement par le fait que le point $(-1;0)$ est en dehors du disque centré en L , et de rayon $\|W_2 L\|$. Alors, la stabilité robuste est assurée pour tout système dans la marge de stabilité W_2 . Dans le cas du contrôleur Multilois, lors du changement de loi, le critère de stabilité robuste doit toujours être vérifié.

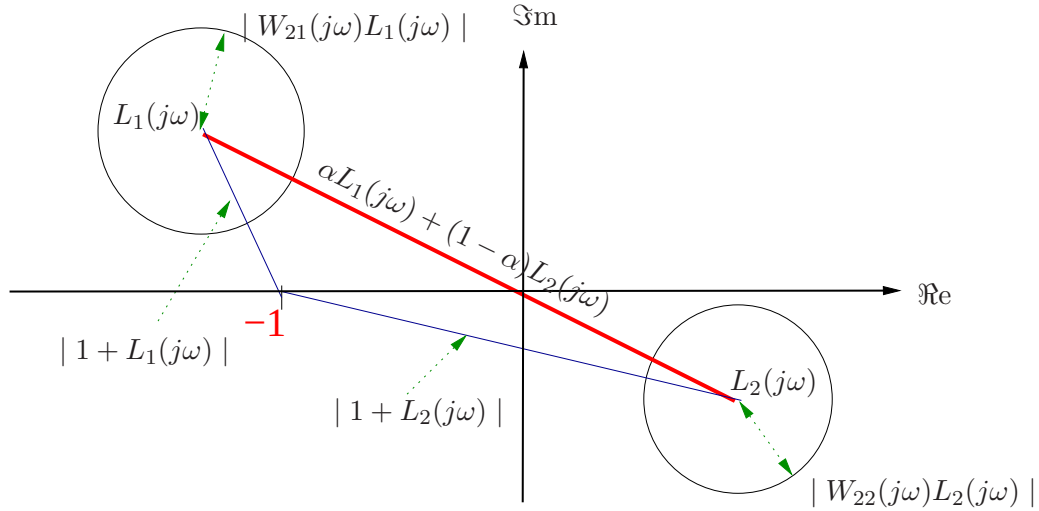


Fig. 3.1: Etude de la stabilité robuste du Multilois par la méthode des sensibilités

Quand α varie entre zéro et un, la fonction de transfert en boucle ouverte se déplace sur le segment d'extrémités les fonctions de transfert en boucle ouverte des lois primaires (figure 3.1). L'objectif est donc de trouver un filtre W_2 qui remplisse le critère de stabilité robuste, pour tout $\alpha \in [0, 1]$, et quelle que soit la fréquence.

3.1.3.3 Proposition de solution

Soit l'expression 2.36 faisant intervenir L :

$$\exists W_2 \in (\mathcal{R}^n)^2 / \forall \omega \in \mathcal{R}_+, |W_2(j\omega)L(j\omega)| < |1 + L(j\omega)| \quad \text{avec} \quad L = \alpha L_1 + (1 - \alpha)L_2$$

Il apparaît alors deux cas :

1. Si $\forall \alpha \in [0, 1], \min \{\|W_{21}L\|_\infty; \|W_{22}L\|_\infty\} < \|1 + L\|_\infty$.

Ce cas est identique au cas des hautes fréquences, alors $W_2 \in (\mathcal{R}^n)^2$ telle que :

$$\|W_2\|_\infty = \min(\|W_{21}\|_\infty; \|W_{22}\|_\infty)$$

est une marge de stabilité robuste possible.

2. Si $\exists \alpha \in [0, 1] / \min \{\|W_{21}L\|_\infty; \|W_{22}L\|_\infty\} \geq \|1 + L\|_\infty$, alors il vient :

(i) $0 < d(-1; [L_1, L_2]) = \min_{\alpha \in [0, 1]} \{\|1 + L_\alpha\|_\infty\}$, car le multilois est stable.

(ii) $\|W_2 L\|_\infty < \bar{\sigma}(W_2)\bar{\sigma}(L) < +\infty$, d'après les propriétés de la plus grande valeur singulière.

Ainsi, il existe un filtre non nul W_2 tel que pour tout $\alpha \in [0, 1]$, $\|W_2 L\|_\infty < \|1 + L\|_\infty$, et donc :

$$\bar{\sigma}(W_2) < \frac{d(-1; [L_1, L_2])}{\min_{\alpha \in [0, 1]} \{\bar{\sigma}(L_\alpha)\}} \quad (3.23)$$

Nota Bene : Cette preuve reste juste si plus que deux lois forment le multilois. Il faut alors remarquer que le point $(-1, 0)$ n'est pas dans la surface convexe délimitée par les points $L_1, L_2, \dots, L_n$, car le multilois est stable.

3.1.4 Analyse de la performance robuste du multilois

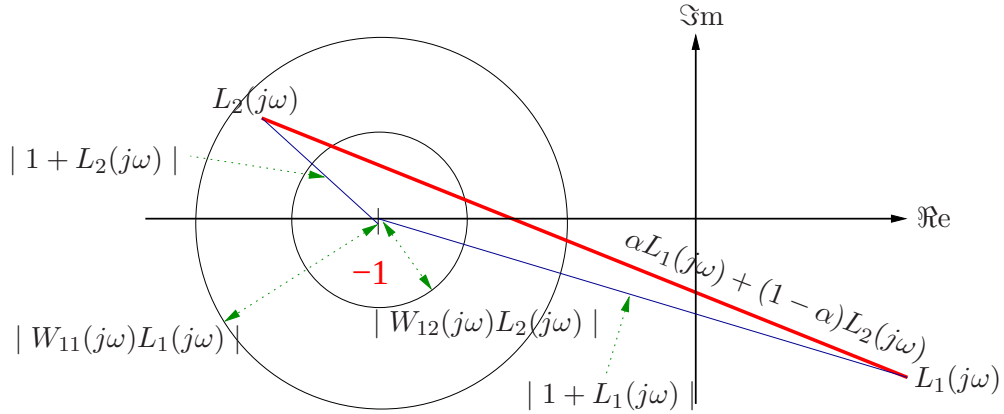


Fig. 3.2: Etude de la performance robuste du Multilois par la méthode des sensibilités

L'équivalence 2.35, obtenue en 2.5.1 donne :

$$\|W_1 S\|_\infty < 1 \iff |W_1(j\omega)| < |1 + L(j\omega)|, \forall \omega \in \mathcal{R}_+$$

De manière analogue à l'étude de la stabilité robuste, pour des raisons de simplicité, la fonction de transfert en boucle ouverte est utilisée, et on note W_{11} et W_{12} , les marges de performance robuste des lois primitives. On démontre que W_1 , défini tel que :

$$\|W_1\|_\infty < \min(|W_{11}|, |W_{12}|, d((-1, 0); [L_1, L_2])), \forall \omega \in \mathcal{R}_+ \quad (3.24)$$

est une marge en performance robuste. Sachant que le point $(-1, 0)$ ne sera jamais élément du segment d'extrémités L_1 et L_2 , car le multilois est stable (voir le paragraphe 3.1.1).

Preuve :

La performance est analysée soit à partir des marges définies précédemment, soit en construisant un nouveau filtre W_1 associé à la fonction de transfert de sensibilité S . Comme la distance $d((-1, 0); [L_1, L_2])$ n'est jamais nulle, il est toujours possible de définir une marge de performance robuste W_1 . Il reste à différencier deux cas :

1. Si $\forall \omega \in \mathcal{R}_+, \min(W_{11}, W_{12}) < d((-1, 0); [L_1, L_2])$, alors $\min(W_{11}, W_{12})$ est une marge de performance possible.
2. Si $\min\{\|W_{11}\|_\infty; \|W_{12}\|_\infty\} \geq d((-1, 0); [L_1, L_2])$, alors tout W_1 tel que $\|W_1\|_\infty < d((-1, 0); [L_1, L_2])$ peut être retenu comme marge de performance.

En conclusion, lors de la recherche de la marge de performance d'un contrôleur multilois, il faut retenir l'expression :

$$|W_1| < \min(|W_{11}|, |W_{12}|, d((-1, 0); [L_1, L_2])), \forall \omega \in \mathcal{R}_+ \quad (3.25)$$

3.1.5 Conclusion

Des critères simples de stabilité et de performance robuste sont obtenus pour le multilois, dans le cas des lois de commande LQ, LQG, et H_2 . Par contre, ces critères ne sont pas uniquement fonction des marges initiales, comme il était initialement souhaité. Ceci d'ailleurs s'avère impossible en raison de l'inégalité triangulaire : $|x + y| < |x| + |y|$.

On peut alors se demander, si plutôt que de considérer comme point de départ de l'analyse de robustesse les marges de performance et de stabilité robuste des lois primitives, pour en déduire celles du Multilois, il ne faudrait pas plutôt considérer celles du Multilois et de les appliquer aux lois primitives. Effectivement, d'après les paragraphes 3.1.3 et 3.1.4, les marges de robustesse du multilois étant toujours plus petites que celles des lois primitives, il suffit de déterminer les marges les plus restreintes pour le multilois, et de les appliquer aux lois primitives. C'est ce qui va être développé dans l'exemple qui vient.

3.2 Une application

L'objet de ce paragraphe est l'application au domaine des suspensions actives pour automobile, des concept de Multilois et de robustesse, développés précédemment. Pour plus de simplicité, une modélisation dite *bicyclette* à quatre degrés de liberté est retenue. Sur le schéma 3.3, le véhicule est vu de dos. La notation '1' concerne le demi-véhicule gauche, et '2' le demi-véhicule droit.

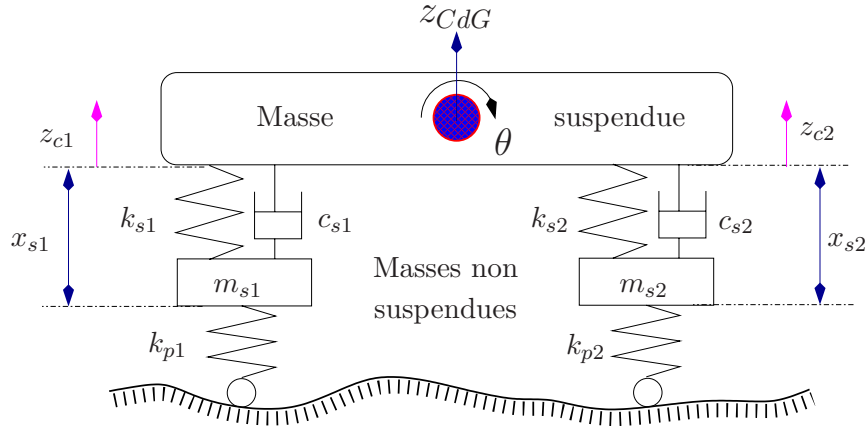


Fig. 3.3: Définition des notations du modèle dit bicyclette

L'illustration portera sur l'amélioration de la tenue de route du véhicule en virage, et plus particulièrement en situation d'urgence, et l'amélioration du confort vertical et transversal sur mauvaise route.

3.2.1 Equations du modèle

Le principe fondamental de la dynamique appliqué au centre de gravité donne les équations pour les degrés de liberté vertical (z) et en rotation (θ) :

$$M\ddot{z}_{CdG} = -k_{s1}x_{s1} - c_{s1}\dot{x}_{s1} - k_{s2}x_{s2} - c_{s2}\dot{x}_{s2} + F_1 + F_2 \quad (3.26)$$

$$I_x\ddot{\theta} = e/2 [(-k_{s1}x_{s1} - c_{s1}\dot{x}_{s1} + F_1) - (-k_{s2}x_{s2} - c_{s2}\dot{x}_{s2} + F_2)] + Mh\gamma \quad (3.27)$$

Des relations cinématiques données par la figure 3.3 permettent de faire le lien entre les mouvements du centre du gravité, z_{CdG} et θ , et des mouvements des chapelles supérieures, z_{c1} et z_{c2} .

$$\tan \theta = (z_{c2} - z_{c1})/e, \quad z_{CdG} = (z_{c1} + z_{c2})/2 \quad (3.28)$$

La deuxième loi de Newton appliquée au degré de liberté vertical des masses non suspendues donne :

$$m_{si} (\ddot{z}_{ci} - \ddot{x}_{si}) = k_{si} x_{si} + c_{si} \dot{x}_{si} + k_{pi} (z_{pi} + x_{si} - z_{ci}) + c_{pi} (\dot{z}_{pi} + \dot{z}_{si} - \dot{z}_{ci}) \quad (3.29)$$

Dans le formalisme linéaire quadratique de recherche des lois de commande, des relations 3.26 à 3.29 se déduit l'équation d'état ($\dot{X} = AX + Bu + Gw$) du modèle demi-véhicule. Avec $X^T = [z_{c1} \ \dot{z}_{c1} \ z_{c2} \ \dot{z}_{c2} \ x_{s1} \ \dot{x}_{s1} \ x_{s2} \ \dot{x}_{s2}]$, le vecteur d'état, et les matrices :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -A_2 k_{s1} - A_3 & -A_2 c_{s1} & A_1 k_{s2} + A_3 & A_1 c_{s2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A_1 k_{s1} + A_3 & A_1 c_{s1} & -A_2 k_{s2} - A_3 & -A_2 c_{s2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k_{p1}}{m_{s1}} & 0 & 0 & 0 & A_6 & A_8 & A_1 k_{s2} + A_5 & A_1 c_{s2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{k_{p2}}{m_{s2}} & 0 & A_1 k_{s1} + A_5 & A_1 c_{s1} & A_7 & A_9 \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ A_2 & -A_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -A_1 & A_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ A_2 + \frac{1}{m_{s1}} & -A_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -A_1 & A_2 + \frac{1}{m_{s2}} & 0 \end{bmatrix} \quad G = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{Mhe}{2I_x} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{Mhe}{2I_x} \\ 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_{p1}}{m_{s1}} & 0 & \frac{Mhe}{2I_x} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{k_{p2}}{m_{s2}} & -\frac{Mhe}{2I_x} \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

avec

$$A_1 = \frac{e^2}{4J} - \frac{1}{M_s} \quad A_2 = \frac{e^2}{4J} + \frac{1}{M_s} \quad A_3 = \frac{k_{BAD}}{2J} \quad A_4 = \frac{k_{BAD}}{e^2 m_{s2}} \quad A_5 = A_3 + A_4$$

$$A_6 = -A_2 k_{s1} - A_5 - \frac{k_{s1} + k_{p1}}{m_{s1}} \quad A_7 = -A_2 k_{s2} - A_5 - \frac{k_{s2} + k_{p2}}{m_{s2}}$$

$$A_8 = -c_{s1} \left(A_2 + \frac{1}{m_{s1}} \right) \quad A_9 = -c_{s2} \left(A_2 + \frac{1}{m_{s2}} \right)$$

La matrice G possède trois colonnes, les deux premières décrivent la déflexion verticale des pieds de roue, z_{p1} et z_{p2} , et la troisième, les effets de la force centrifuge en virage.

3.2.2 Lois de contrôle

La première loi a pour objectif de limiter les mouvements en roulis de la caisse en virage, et d'augmenter l'amortissement du mode de roulis, sans pour autant durcir la suspension ce qui aurait pour effet de détériorer le confort. Le véhicule est alors plus réactif et plus stable.

$$J = \int_0^\infty \left(q_1 (z_{c2} - z_{c1})^2 + q_2 (\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{c2})^2 + r_0 u^2 \right) dt \quad (3.32)$$

avec $q_1 = 2,76 \times 10^7$, $q_2 = 10^4$, $r_0 = 10^{-3}$. La seconde loi limite les accélérations de caisse, dans le but d'améliorer le confort. Des contraintes sur les débattements et vitesses des amortisseurs permettent de limiter les débattements de suspension et les mises en butées. Elles permettent aussi de garantir la stabilité du véhicule :

$$J = \int_0^\infty \left(q_0 (\ddot{z}_{c1}^2 + \ddot{z}_{c2}^2) + q_1 (\dot{x}_{s1}^2 + \dot{x}_{s2}^2) + q_2 (x_{s1}^2 + x_{s2}^2) + q_3 (z_{c1}^2 + z_{c2}^2) + r_0 u^2 \right) dt \quad (3.33)$$

avec $q_0 = 80$, $q_1 = 8 \times 10^3$, $q_2 = 10^6$, $q_3 = 10^{-4}$, et $r_0 = 10^{-4}$.

3.2.3 Stabilité

Il s'agit de la stabilité du système $\dot{X} = [A + \alpha BK_1 + (1 - \alpha)BK_2]X + Gw$, pour tout $\alpha \in [0, 1]$. La plus grande partie réelle des valeurs propres de $A + \alpha BK_1 + (1 - \alpha)BK_2$, doit être strictement inférieure à zéro, c'est ce qu'indique la figure 3.4 -gauche-, quand α varie de 0 (courbe noire) à 1 (courbe rouge). La stabilité du multilois est donc bien vérifiée, puisque la courbe ne passe pas par $(-1;0)$.

3.2.4 Robustesse

L'étude de la stabilité robuste est primordiale, car dans le cas d'application qu'est la suspension automobile, il faut garantir à tout prix la stabilité, la notion de performance étant secondaire. La figure 3.4-droite-, révèle proche de 0^- , que la distance entre $(0,-1)$ et L_α pour les courbes bleue et verte est plus petite qu'entre $(0,-1)$ et L_1 , ou $(0,-1)$ et L_2 . C'est pourquoi dans la suite les marges de performance et de stabilité robustes sont respectivement directement définies à partir de l'enveloppe supérieure des courbes S_α , et T_α .

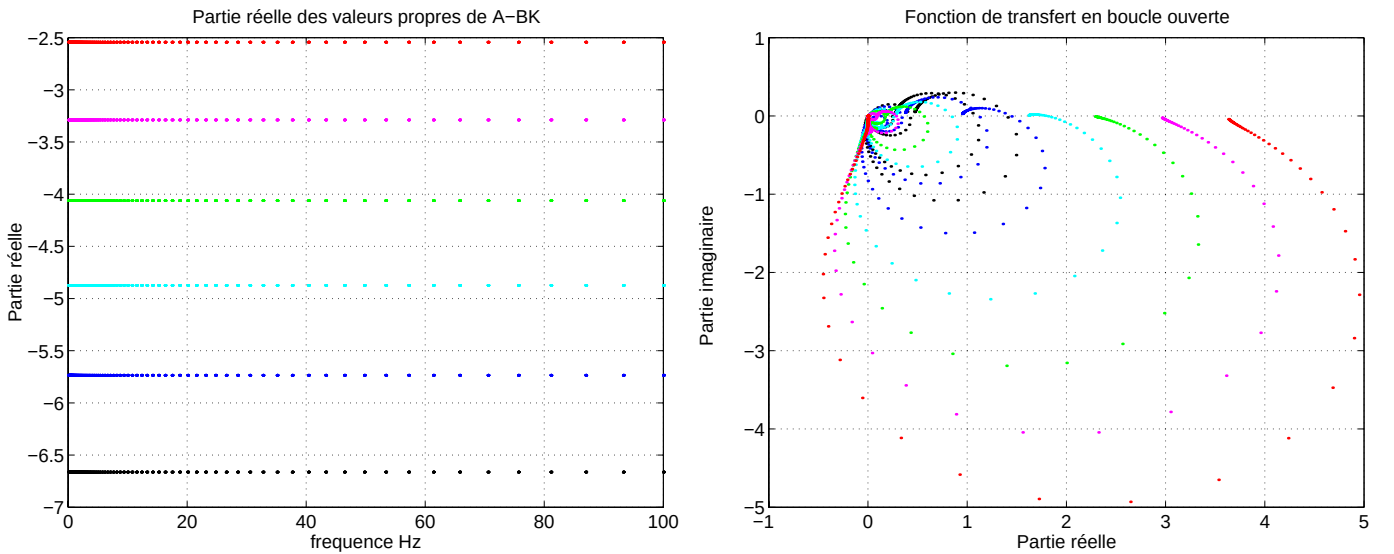


Fig. 3.4: Comparaison des modules des valeurs propres de L et T , et valeurs propres complexes de L .

3.2.4.1 La stabilité robuste

D'après le paragraphe 2.5.2, il faut trouver un filtre W_2 , tel que :

$$\forall \alpha \in [0, 1], \| W_2 T \|_\infty < 1$$

Les valeurs propres de la matrice de sensibilité inverse, T , quand α varie de zéro (pointillés noirs) à l'unité (pointillés rouges) sont tracées en figure 3.5 -gauche-. Deux séries de courbes sont tracées en pointillés, car deux forces de contrôle agissent sur le système. La courbe noire est la marge de stabilité. Le domaine de stabilité robuste le plus étendu, pour chacune des lois, est obtenu pour un filtre W_2 qui majore de peu l'enveloppe supérieure des courbes. Ici, pour des raisons de clarté de l'exposé et de simplicité des écritures, le majorant $1/ \| W_2 \|$ est choisi constant et vaut $10^{0,014}$.

3.2.4.2 La performance robuste

De manière analogue, d'après le paragraphe 2.5.2, il faut trouver un filtre W_1 , tel que :

$$\forall \alpha \in [0, 1], \| W_1 S \|_\infty < 1$$

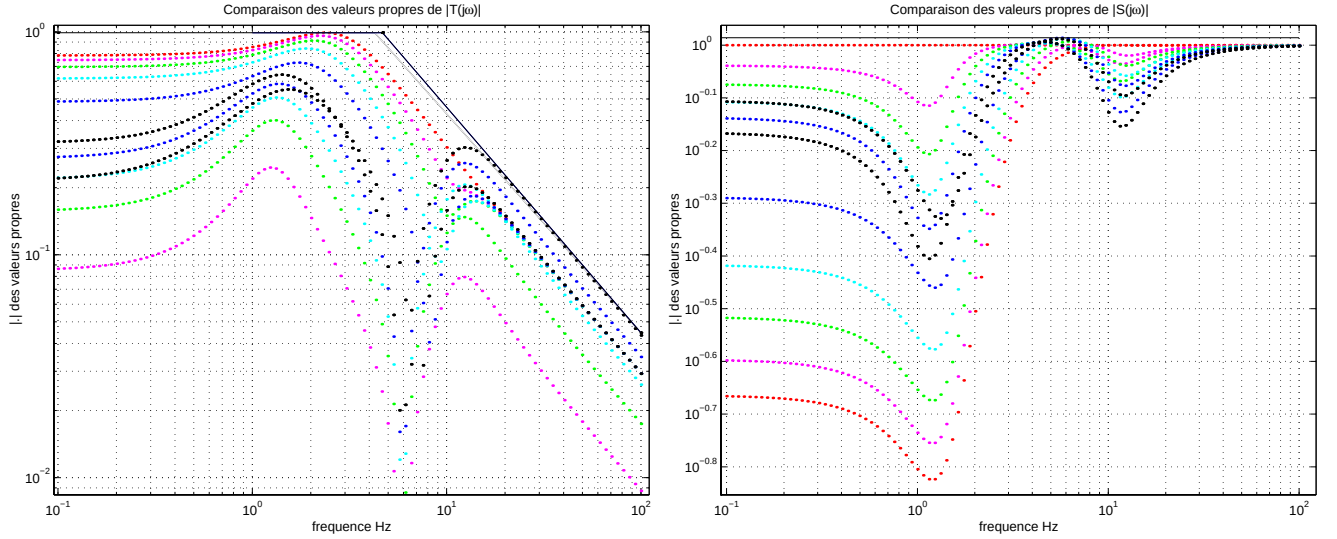


Fig. 3.5: Comparaison des valeurs propres de $T(j\omega)$ -gauche- et $S(j\omega)$ -droite, quand $\alpha \in [0, 1]$.

En figure 3.5 -droite-, les valeurs propres de la matrice de sensibilité S , quand α varie de zéro (noir) à l'unité (rouge), sont représentées. Encore une fois, pour avoir le domaine de performance robuste le plus étendu, il convient de prendre comme marge, un filtre qui majore de peu l'enveloppe supérieure des courbes. Ici encore, le majorant $1/|W_1|$ est choisi constant et égal à $10^{-0,0039}$.

3.2.4.3 La robustesse

Des marges maximales de stabilité et de performance ont été définies dans les deux paragraphes précédents. Maintenant, il s'agit de trouver les marges finales correspondant au compromis entre la stabilité et la performance du système, et vérifiant la relation 2.37 :

$$\forall \alpha \in [0, 1], \|W_1 S\|_\infty + \|W_2 T\|_\infty < 1$$

Pour ce faire, les enveloppes supérieures des fonctions de transfert de sensibilité et de sensibilité inverse sont multipliées par les marges de robustesse retenues pour le moment. Un facteur multiplicatif, positif et inférieur à l'unité, est introduit :

$$\forall \alpha \in [0, 1], \|\varepsilon.W_1 S\|_\infty < \varepsilon.1, \text{ et } \|(1 - \varepsilon).W_2 T\|_\infty < (1 - \varepsilon).1 \quad (3.34)$$

Il n'y a plus qu'à choisir, le facteur multiplicatif adapté, éventuellement fonction de la fréquence, et sommer les deux équations précédentes pour retrouver la relation 2.37. Sur la figure 3.6 -droite-, parce que les marges de stabilité et de performance robustes ont été choisies constantes, la courbe $|W_1 S| + |W_2 T|$ admet un maximum, puis décroît vers 0,5. Si les enveloppes supérieures avaient été choisies comme marges, la courbe de la figure 3.6 -droite- serait restée dans un voisinage de l'unité.

3.3 Les extensions du multilois

La partie théorique indique que sur les quatre grandes lois du contrôle actif linéaire optimum, trois sont très proches LQ, LQG et H_2 , car fondées sur les mêmes bases. Il semble donc logique de commencer par vouloir étendre le multilois aux autres lois proches : le PID.

Il est intéressant de remarquer que les paramètres d'un contrôleur PID peuvent être réglés de manière optimale, en utilisant la recherche de contrôleur LQG. Cela a été d'ailleurs présenté par

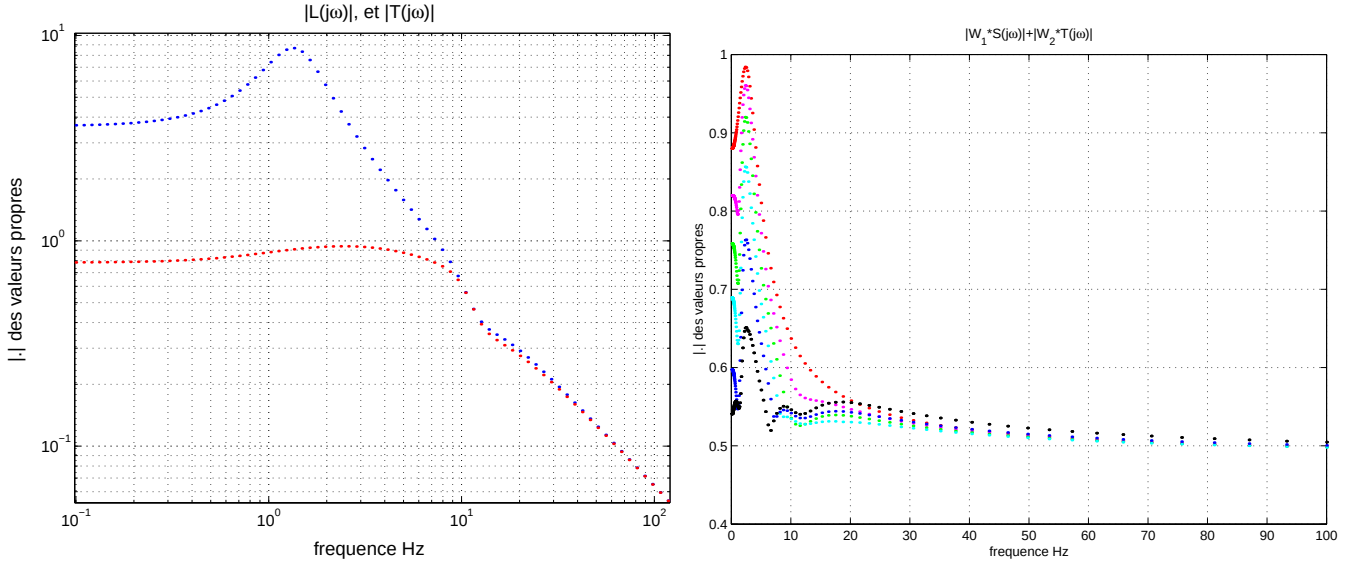


Fig. 3.6: Comparaison des valeurs propres de L et T -gauche-, et tracé de $|\varepsilon.W_1S(j\omega)| + |(1-\varepsilon).W_2T(j\omega)|$ - droite-

Ravitejas et Prinivasa [111]. La recherche de contrôleur PID optimum consiste en deux étapes. Tout d'abord, il faut introduire une composante supplémentaire au vecteur d'état, la composante intégrale. Ainsi $X^T = [X_1 \ X_2 \ \dot{X}_1 \ \dot{X}_2]$, devient $X^T = [X_1 \ X_2 \ \dot{X}_1 \ \dot{X}_2 \ \int (X_1 - X_2) dt]$. La seconde étape consiste en la recherche d'un contrôleur proportionnel à une partie de l'état.

$$Y = CX = \begin{bmatrix} X_1 - X_2 \\ \dot{X}_1 - \dot{X}_2 \\ \int (X_1 - X_2) dt \end{bmatrix} \quad C = \begin{pmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3.35)$$

La matrice d'état A proposée par cette méthode n'est pas inversible. Une opération préalable décrite en [111] est nécessaire pour la conditionner de manière adéquate.

4 Justification de l'approximation linéaire

D'aucun pourrait faire remarquer les fortes non linéarités des systèmes de suspension, et notamment de la suspension verticale. Leur juste questionnement quant à l'emploi de la théorie de la commande linéaire optimale pour définir des lois de contrôle de suspension, un système non linéaire, nécessite la présence de cette partie.

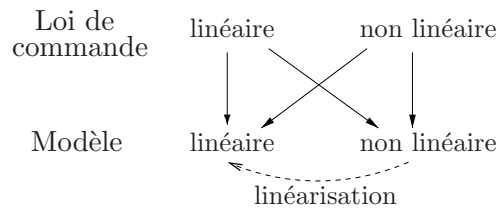


Fig. 4.1: Choix d'une loi de commande pour un système non linéaire.

En fait, que le système à contrôler soit linéaire, ou non linéaire, il est possible de synthétiser une loi de commande linéaire ou non linéaire. C'est la signification du schéma 4.1. La synthèse de

commandes non linéaires étant plus complexe, il semble naturel de commencer par se demander si une loi de contrôle linéaire n'est pas suffisante. En commençant par recenser et analyser les différentes sources de non linéarités d'intérêt dans la modélisation de la suspension verticale en dessous de 10 Hz, cette partie conclue sur la validité d'une approximation linéaire.

4.1 Les non linéarités

Les **ressorts et butées**, les **amortisseurs**, et les **pneumatiques** sont les principales sources de non linéarité verticale que l'on trouve entre la caisse et la route. Les blocs filtrants, situés entre les trains et la caisse ne figurent pas dans la liste ci-avant, car il s'agit de moyens de filtration des vibrations hautes fréquences qui remontent notamment par les tiges d'amortisseur. Ils ne sont pas intégrés dans des modèles plus basses fréquences, de 8 à 10 Hz, orientés vers le comportement ou le confort de suspension.

4.1.1 Ressort et butées

Pour des raisons de coût, les ressorts de suspension sont presque toujours linéaires. Les non linéarités (figure 4.2 -gauche-) proviennent des butées de choc (compression) et de rebond (détente) qui interviennent sous fortes sollicitations (mauvaise route, freinage appuyé, virage serré), ou en charge (vers 250 kg au train arrière).

Or, en présence de systèmes pilotés de suspension, le ressort principal de suspension a pour unique but de porter le poids de la caisse, c'est pourquoi il est choisi linéaire de faible raideur pour avoir un bon confort [52]. Les butées ne sont plus nécessaires; les lois de commande intégrant une contrainte sur le débattement de suspension, elles réalisent le rôle de butée. Dès lors, l'unique raideur verticale de suspension, à prendre en compte dans le modèle de suspension utilisé pour la synthèse de lois de commande est linéaire.

4.1.2 Amortisseur

L'amortisseur hydraulique possède une courbe caractéristique, ou loi effort/vitesse, non linéaire (figure 4.2 -droite-). La modélisation la plus courante, valable jusqu'à 8 Hz est linéaire par morceaux. Il introduit aussi du frottement sec, environ de 12 daN au train, quasiment toujours négligé face aux autres efforts en lice (≈ 600 à 1000 daN au train).

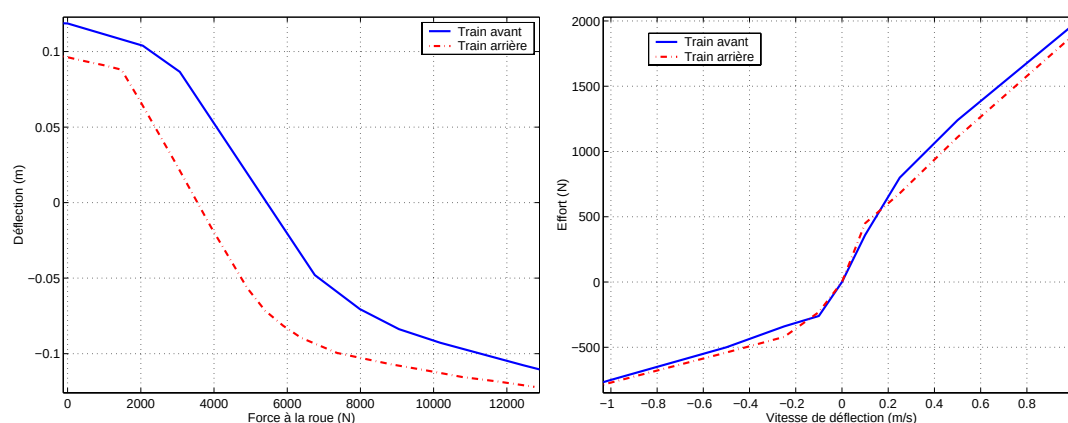


Fig. 4.2: *Courbes caractéristiques des ressorts-gauche- et amortisseurs-droite- de suspension.*

Dans le cas de systèmes pilotés de suspension, il apparaît trois modes de fonctionnement de l'amortisseur :

- En situation courante, les vérins contrôlent l'assiette et les déflexions des suspensions. Les amortisseurs travaillent autour de la position moyenne, la plage de vitesse est réduite à $[-0,1 ; 0,1]$ voire $[-0,05 ; 0,05]$. Dans ce domaine de vitesses (figure 4.2), l'amortisseur possède des amortissements faibles et peu différents en détente et compression, mais l'optimum pour le confort est un amortissement faible et linéaire [6].

- En situation d'urgence, les amortisseurs permettent de garantir la stabilité du véhicule, un amortissement constant et important est nécessaire [44]. Les vitesses maximales atteintes dans les suspensions dépendent du taux d'amortissement, et dépassent rarement $\pm 0,25$ m/s sur un véhicule passif. La présence d'un système actif va diminuer les mouvements de caisse, et donc les vitesses de déflexion de suspension, au moins de moitié. Une modélisation linéaire des amortisseurs pour l'édification des lois de commande suffit donc largement.

- Sur mauvaise route, les amortisseurs assurent le contrôle du mode de roue sans dégrader le confort en moyennes et hautes fréquences, d'où la rupture de pente vers $\pm 0,1$ m/s. Les vitesses maximales atteintes sont de l'ordre de ± 1 à $1,5$ m/s. La présence d'un système actif de suspension permet de contrôler le mode de caisse, il ne reste plus qu'à choisir la loi d'amortissement optimum pour le confort, que nous savons être un amortissement faible et linéaire d'après [6].

En conclusion, dans chaque cas, comme seul l'amortissement pour de faibles vitesses est d'intérêt dans le cadre du comportement routier, ou du confort de suspension basses fréquences, l'amortisseur peut être modélisé par une loi linéaire.

4.1.3 Pneumatique

Le pneumatique possède une raideur et un amortissement équivalents en vertical qui dépendent de manière très non linéaire de sa température, de sa pression, de l'effort vertical qu'il subit, et de sa dynamique. En outre, par rapport à sa phase statique, le pneumatique lorsqu'il roule, se raidit et voit l'hystérésis du cycle *Effort vertical / écrasement* diminuer. Cet hystérésis représentant environ 1% de la charge verticale, il est donc négligé.

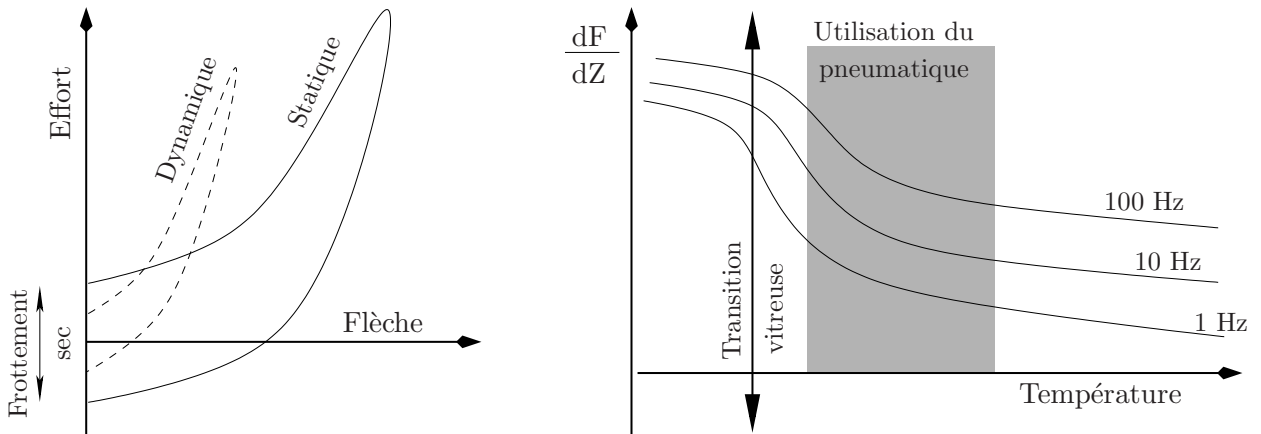


Fig. 4.3: Hystérésis du cycle 'Effort vertical/écrasement' du pneumatique.

De plus, dans le cas de cycles à rapides variations de charges¹ du type battement de roue, vers 10 à 14Hz, et pour des fréquences inférieures à 30 Hz, l'amortissement représente moins de 1% de la charge verticale. L'amortissement du pneumatique est donc lui aussi négligé car la dynamique des actionneurs sera de l'ordre de 5 Hz, et la fréquence la plus élevée d'intérêt est celle de battement

¹proche du régime adiabatique

de roue (10 Hz).

Au final, le pneumatique n'est modélisé que par une raideur, normalement fonction de la fréquence d'excitation, de sa vitesse de rotation, et de sa température. Elle est considérée constante, car le pneumatique est considéré fonctionner autour de son point d'équilibre en roulage, et car la plage d'action des actionneurs reste basse (0,1-5 Hz).

4.2 Conclusion

Dans une suspension passive, le ressort porte le poids de la caisse, et isole l'habitacle des vibrations induites par les irrégularités de la route. Les butées limitent les débattements des ressorts en fonction de l'espace alloué, et les amortisseurs contrôlent les débattements des masses suspendue et non suspendues.

Lors de l'établissement des lois de commande de suspension, quand le système piloté est inséré parallèlement au ressort et à l'amortisseur de suspension, il n'est pas utile de modéliser ces derniers par des caractéristiques non linéaires, parce que autour de leur point de fonctionnement leur comportement est linéaire ou linéarisable.

5 La définition d'un superviseur

Dans le chapitre 1, au paragraphe 2.2, des prestations de système piloté de suspension ont été retenues. A ces prestations sont associées des lois de commande devant permettre une mise au point selon la philosophie particulière de la voiture et de ses caractéristiques. Cette étape demande une objectivation des prestations afin qu'elles puissent être implémentées sous forme de code, sous la forme de lois de commande, et d'un superviseur de suspension. Ce superviseur devra changer de loi sans provoquer d'inconfort, de manière stable, sans surprendre le conducteur et les passagers, et voire même de manière prévisible et appropriable.

Dans un premier temps sont développés les superviseurs de commande d'un système d'amortissement à trois lois, et d'un système de contrôle du roulis, prémisses du superviseur de suspension, dans le but d'identifier une stratégie de commande globale. Dans un second temps, ayant en vue cette idée, et considérant la réalisation industrielle du système, une étude de la physique des phénomènes est proposée pour synthétiser par la suite des lois de commande primaires adéquates. Enfin, le principe d'un superviseur de suspension est exhibé.

5.1 L'existant

Aujourd'hui déjà, des superviseurs dominent l'activité d'éléments du châssis comme le système de freinage, ou le moteur. Ces systèmes sont appelés *cartographiques*, car le superviseur agit en fonction de la position d'une grandeur caractéristique du véhicule dans une cartographie. Les motoristes parlent de cartographie d'injection, les dynamiciens du véhicule de suspension cartographique.

5.1.1 Suspension cartographique COVER

En 1992, la Renault 19 COVER ([106], [107], [108]) rassemblait tous les éléments de la sécurité active et passive du futur¹, et notamment des amortisseurs à trois lois (confort, comportement, et

¹Il convient de remarquer que tous les autres systèmes sont aujourd'hui incontournables : coussins gonflables, anti-blocage de roue, troisième feu stop pour freinage d'urgence, système de surveillance de pression des pneumatiques,

sécurité). Pour ces trois lois, des critères de changement de loi, et des grandeurs d'observation sont retenus :

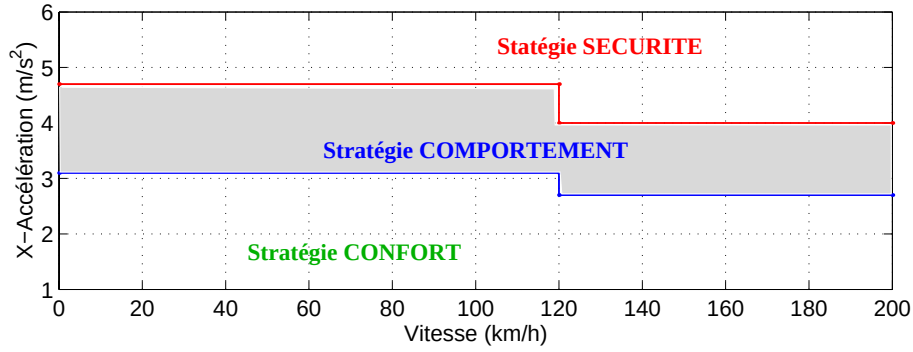


Fig. 5.1: *Stratégie cartographique longitudinale.*

1- L'état longitudinal du véhicule est caractérisé par une table, représentée graphiquement sur la figure 5.1, donnant la criticité de la situation en fonction de l'accélération longitudinale et de la vitesse d'avancement.

2- L'état transversal du véhicule est caractérisé par une cartographie de l'angle au volant en fonction de la vitesse d'avancement. Ceci donne une estimation de l'accélération transversale que subit le véhicule. Effectivement au paragraphe 1.2.1 du chapitre premier, la définition de la dynamique angulaire donne :

$$\alpha_V = \alpha_0 + da(\gamma_T)\gamma_T = \frac{nL\gamma_T}{V^2} + da(\gamma_T)\gamma_T \quad (5.1)$$

Ainsi, trois zones sont définies à partir de la connaissance de $da(\gamma_T)$ qui est caractéristique de l'automobile, et de deux accélérations de seuil : $\gamma_{TC} = 3 \text{ m/s}^2$ et $\gamma_{TS} = 5 \text{ m/s}^2$.

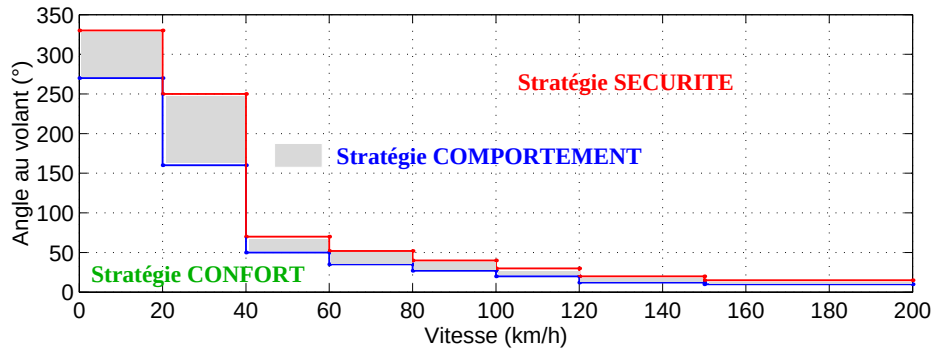


Fig. 5.2: *Stratégie cartographique transversale lente.*

3- Enfin, l'état de criticité à venir de la situation est donné par une cartographie de la vitesse de rotation du volant, en fonction de la vitesse ; ce qui donne une idée de la variation d'accélération transversale par unité de temps que subit le véhicule.

Une fois l'état du véhicule caractérisé par ces trois cartographies, la loi du maximum est considérée, sachant que *sécurité* est supérieur à *comportement*, lui même supérieur à *confort*. Ce premier exemple permet de prendre conscience de la nécessité de plusieurs lois de contrôle de la suspension verticale, en transitoire, pour améliorer à la fois le confort et le comportement, suivant la criticité de la situation. Il permet aussi de percevoir l'intérêt de la logique floue, qui apparaît comme une généralisation de la logique cartographique.

renforts de structures, sièges pour enfants, système de retenue programmée.

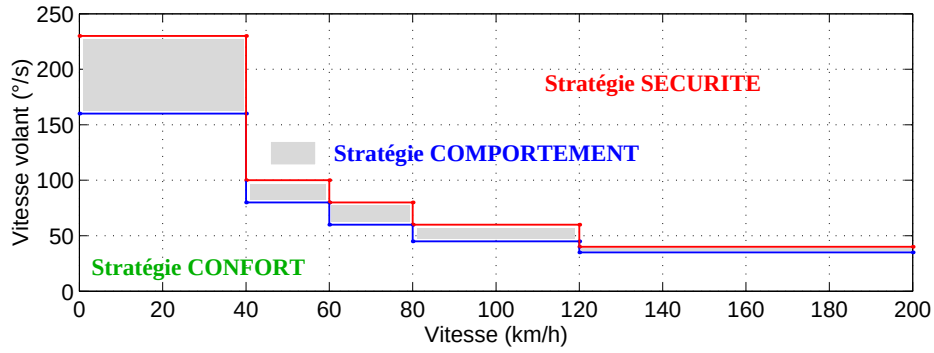


Fig. 5.3: *Stratégie cartographique transversale rapide.*

5.1.2 Système Anti-Roulis Actif Hydraulique

Le projet SARAH a permis de 1991 à 1995 de quantifier les avantages des systèmes d'anti-roulis débrayables, et à répartition variable d'anti-roulis sur les trains. Voici comment les différentes prestations étaient gérées.

- 1- Tout d'abord, en fonction de la vitesse, une accélération transversale pondérée est calculée : $\gamma_T(\text{pondéré}) = \alpha \gamma_T(\text{mesuré}) + (1-\alpha) \gamma_T(\text{estimé})$. Le coefficient α est donné sur la figure 5.4-gauche-.
- 2- Pour un meilleur confort, en dessous d'un seuil d'accélération transversale défini comme fonction de la vitesse, il y a déconnexion des barres anti-roulis. Le système se met en route si la vitesse est supérieure à 10 km/h, et si l'accélération transversale pondérée est supérieure au seuil défini en figure 5.4-milieu-; de même, il y a déconnexion du système en dessous de 8 km/h, si l'accélération transversale pondérée est inférieure à son seuil.

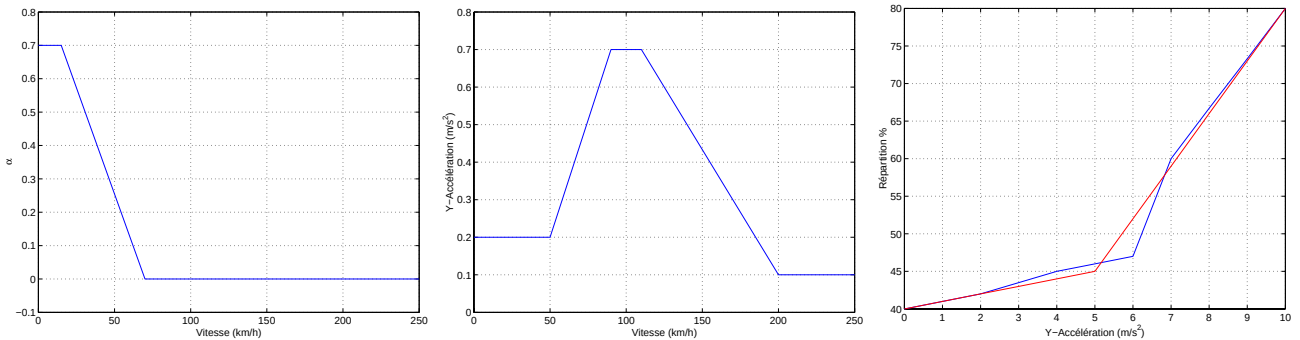


Fig. 5.4: *Gauche- Coefficient α . Milieu- Seuil de découplage. Droite- Variation de répartition anti-roulis.*

- 3- La gestion de la répartition d'anti-roulis entre avant et arrière demande de séparer le virage statico-dynamique en bleu sur la figure 5.4-droite-, de la situation de lever de pied, en rouge, pour laquelle l'instabilité de survirage risque d'intervenir.

Intrinsèquement le contrôle du roulis n'influe pas sur le comportement du véhicule, mais sur l'agrément de conduite, et la sécurité perçue. Cependant, il y participe par l'annulation des effets de braquage et de carrossage sous roulis. Le véhicule à iso-trains est moins sous-vireur, et la surface de contact entre le pneumatique et le sol est plus importante. Le véhicule est globalement plus stable, mais annuler le roulis n'est pas une fin en soi. Deux lois peuvent être retenues, la première tend à annuler le roulis jusqu'à une accélération transversale limite, la seconde tolère un roulis spécifique constant et faible.

5.1.3 Conclusion

L'analyse de ces deux cas laisse percevoir l'idée d'un superviseur de suspension qui comprend le contrôle de l'assiette moyenne de la caisse en virage et au freinage, qui est lié à la stabilité du véhicule en régime quasi-statique, à partir de quelques grandeurs facilement mesurables et de dynamique lente, et d'autre part le contrôle des oscillations de la caisse induites par les irrégularités de la route, ou les mouvements transitoires.

En outre, l'idée de système expert déjà sous-jacente dans les systèmes cartographiques au début des années 1990 trouve maintenant sa pleine réalisation avec la notion de logique floue. Mais avant de définir le superviseur, il convient de s'attarder sur la définition des lois de commande.

5.2 Les cahiers des charges des lois de commande primaires

Les lois de contrôle de suspension sont regroupées par fonction. Chacune fait l'objet dans un premier temps d'une description, qui dans un deuxième temps permettra de choisir la loi de commande appropriée à la réalisation de cette prestation. Le but de ce paragraphe est de donner en quelque sorte les entrées et sorties des lois de commandes primaires.

5.2.1 Contrôle du roulis

Pour contrôler le roulis du véhicule induit par les manœuvres du conducteur, il est possible de compenser les compressions et détentes des ressorts, mais cette information est bien en retard sur l'accélération transversale, qui avec le roulis spécifique et la répartition anti-roulis déterminent complètement les reports de charges aux quatre coins de la caisse, et donc les déflexions quasi-statiques des ressorts et pneumatiques.

En outre, la connaissance de l'angle au volant, de sa dérivée, et de la vitesse du véhicule permettent d'avoir une bonne approximation de l'accélération transversale avec un temps d'avance supplémentaire, et une bonne idée de la criticité de la situation.

Note Bene : *Si l'anti-roulis est réalisé par des barres anti-roulis actives, il faudra prévoir leur déconnexion sous $1m.s^{-2}$ d'accélération transversale pour bonifier le confort sur mauvaise route.*

5.2.2 Contrôle de la répartition anti-roulis

Deux types de variation de répartition d'anti-roulis interviennent. La première ne dépend que de la vitesse du véhicule et des accélérations transversale et longitudinale. Ainsi, le véhicule sera plus mobile à faibles vitesses, plus stable à fortes vitesses, et sera d'autant plus sous-vireur que l'accélération transversale augmente. Enfin, lorsque le véhicule accélère (resp. freine) en virage, il est possible de favoriser la motricité (resp. la stabilité). Lors de sur-virage, ou d'excès de sous-virage, la seconde tend à rétablir la stabilité du véhicule à la manière de l'ESP, par impulsions de couple anti-roulis comme l'indiquent [122], et [123].

En tout état de cause, en situation d'urgence, il est nécessaire de limiter la consommation du système actif, soit en tolérant un roulis plus élevé, soit en augmentant le tarage des amortisseurs.

5.2.3 Contrôle du tangage

Un raisonnement analogue conduit pour la loi de contrôle du tangage à regarder l'accélération longitudinale, connaissant le tangage spécifique, puis des données du système de freinage (pédale, et pressions dans le système hydraulique) qui permettent de reconstituer l'accélération longitudinale et sa dérivée. Cette loi valable pour des situations de conduite classiques peut se révéler instable en situation d'urgence.

5.2.4 Contrôle du freinage d'urgence

Tout d'abord, il convient de noter que la suspension n'a aucun rôle à jouer sur la performance du freinage en régime permanent stationnaire [121], à moins que la suspension puisse diminuer la hauteur du centre de gravité (voir au Chapitre 4, le paragraphe 2.1); l'ABS utilise l'adhérence mise à disposition par le pneumatique.

Pour ce qui est du régime transitoire, la suspension doit permettre l'établissement le plus rapide possible de la consigne de freinage avec la plus grande stabilité, soit en ligne droite, le plus grand effort vertical au train arrière possible. Il faut donc que l'amortissement soit suffisamment important pour, au-moins au train arrière, que la réponse soit apériodique. Mais il ne faut pas que l'amortissement soit trop important, pour ne pas que les roues sautent de bosse en bosse. Sur bonne route, l'amortissement est d'autant meilleur qu'il est élevé [39], autrement l'amortissement critique convient le mieux.

Augmenter l'amortissement permet de plus de diminuer le temps de réponse du système de suspension. Et enfin, l'augmentation de l'amortissement a un effet lisseur sur les pseudo-glissements, qui fait gagner toute chose étant égale par ailleurs de 0,3 à 1 m sur la distance parcourue en régime stabilisé, selon les résultats du projet 'Freinage 30 m' ([180], et [181]).

5.2.5 Maintien de caisse sur mauvaise route

Sur mauvaise route, les irrégularités de la route excitent en déplacement les ressorts. Ces derniers transforment par leur compression ce déplacement en effort qui affecte le confort, *i.e.* l'accélération verticale, de la caisse. L'énergie emmagasinée se dissipe dans les amortisseurs au cours d'oscillations amorties autour de la pulsation propre du système masse ressort. En outre plus la raideur verticale de suspension est faible, moins l'énergie à dissiper est importante, donc moins il y a d'oscillations, moins les mises en butée sont nombreuses, et moins l'accélération verticale de la caisse est importante.

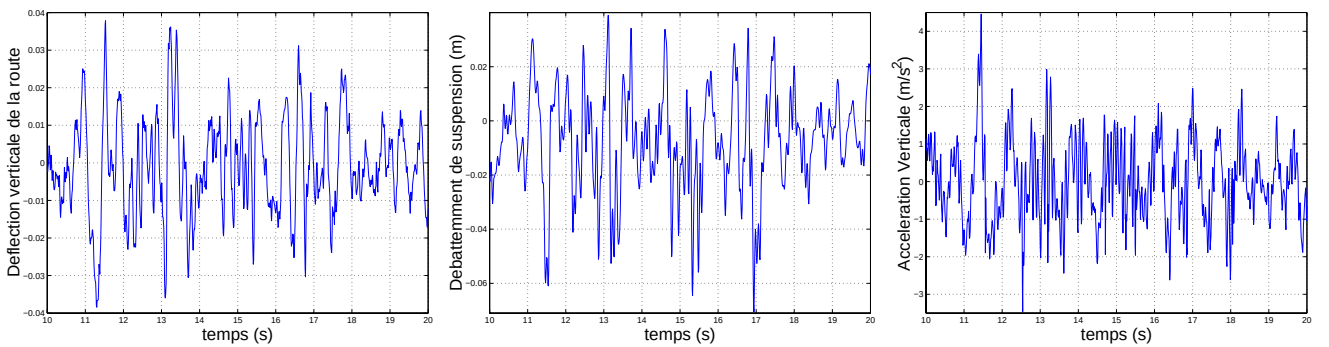


Fig. 5.5: *Excitation de la route, débattement de suspension, et accélération verticale de la caisse, sur mauvaise route*

Même si de manière active, il est possible de contrôler la raideur verticale de la suspension [113], un système actif aujourd'hui ne peut contrôler complètement les débattements des ressorts étant donnée la largeur du spectre d'excitation. La présence d'amortisseurs est donc nécessaire pour le contrôle des moyennes et hautes fréquences. Un système actif basses fréquences suffit à l'amélioration du confort sur mauvaise route en limitant les mouvements de caisse autour du Hertz, et les mises en butée résultantes, sources principales d'inconfort.

En parallèle, l'amortissement passif optimum, décrit au paragraphe 2.1.2, du Chapitre Premier, dépend du débattement de suspension, il est faible autour du point milieu pour une bonne filtration, et d'autant plus taré que l'on s'approche des butées, afin de diminuer la violence du choc. Enfin,

pour des raisons énergétiques et de stabilité, car on ne peut prévoir la pire excitation, la force maximale doit être limitée à 2 kN, sur un effort vertical statique à la roue de 5 kN à l'avant, et 3,5 kN à l'arrière.

5.2.6 Correction d'assiette en charge

Elle comprend deux volets, le premier uniquement à l'arrêt compense l'écrasement (resp. la détente) des ressorts principaux de suspension arrière (resp. avant) dû à un chargement (resp. déchargement). Le second, au cours des longs trajets compense les déflexions des ressorts dues à la consommation d'essence.

5.2.7 Contrôle de la garde au sol

Il comprend aussi deux volets. Pour gagner en consommation au-delà de 120 km/h, la garde au sol diminue de 1 à 2 cm automatiquement. Ensuite, un bouton au tableau de bord doit permettre de choisir entre les positions normale, haute (+5 cm, mi-course, en dessous de 50 km/h), changement de roue (butée de rebond, à l'arrêt uniquement). On peut aussi imaginer, lorsque le véhicule détecte l'arrivée de son propriétaire, qu'il s'ajuste en hauteur pour faciliter la montée à bord.

5.2.8 Conclusion

Plusieurs types de lois apparaissent, selon que l'on désire contrôler la raideur ou l'amortissement, et selon le domaine fréquentiel d'action. Certaines (§ 5.2.6 et 5.2.7) définissent la position de la caisse en très basses fréquences ($f < 0,1$ Hz). Pour une question de consommation énergétique, ces lois sont choisies adaptatives. Elles agiront de manière discontinue sur le véhicule selon une loi de type cartographique, ou logique floue. Les paragraphes 5.2.1 et 5.2.3 indiquent que le contrôle angulaire de la caisse comprend une compensation des reports de charge statique, tandis que les paragraphes 5.2.4, et 5.2.5 montrent que l'adaptation de l'amortissement est le facteur prédominant pour le contrôle du régime transitoire en virage et freinage, et sur mauvaise route. Enfin, le paragraphe 5.2.2 montre que le contrôle de la répartition anti-roulis ne peut être soumis qu'à une loi de type cartographique améliorée, ou logique floue.

5.3 La synthèse des lois de commandes primaires

Ce paragraphe déroule le processus de synthèse des lois de commandes retenues pour le multilois. Comme il est annoncé auparavant, seuls trois types de loi de commande sont à synthétiser, une loi de type anti-roulis et anti-tangage, une loi d'amélioration du confort sur mauvaise route, et une loi d'amélioration de la stabilité, notamment lors de freinages d'urgence.

Dans un premier temps sont synthétisées les lois anti-roulis et anti-tangage (§ 5.3.1, 5.3.2, et 5.3.3). Le véhicule muni de ces deux types de lois ne subit déjà plus les oscillations basses fréquences de caisse induites par les forces d'inertie en virage et au freinage. Il ne reste plus qu'à prévoir les lois de maintien de caisse, et de contrôle du mode de roue, en transitoire (§ 5.3.4), de type amortissement, suivant les situations de conduite.

5.3.1 Préambule aux lois anti-roulis et anti-tangage

D'après les paragraphes 5.2.1 et 5.2.3, deux possibilités sont envisageables, une synthèse de type linéaire quadratique, ou H_2 , ou un simple contrôle de type PID sur l'accélération induite par les manœuvres du pilote. Le choix est réalisé dès lors que l'on considère le système représenté sur la figure 5.6,

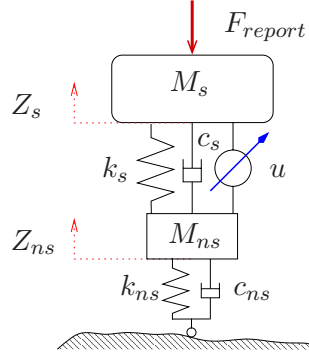


Fig. 5.6: *Modèle vertical à deux degrés de liberté*

dont les équations des masses suspendues et non suspendues sont respectivement :

$$\begin{cases} M_s \ddot{Z}_s + c_s (\dot{Z}_s - \dot{Z}_{ns}) + k_s (Z_s - Z_{ns}) = F_{report} + u \\ M_{ns} \ddot{Z}_{ns} + c_{ns} (\dot{Z}_{ns} - \dot{Z}_p) + k_{ns} (Z_{ns} - Z_p) - c_s (\dot{Z}_s - \dot{Z}_{ns}) - k_s (Z_s - Z_{ns}) = -u \end{cases} \quad (5.2)$$

Lors d'un virage, ou d'un freinage, stabilisé la masse M_s subit un report de charge F_{report} . Dans le cas où l'actionneur ne délivre aucune force, et si l'on introduit Z_{s0} la position qu'aurait la caisse sans excitation en provenance de la route, l'équation 5.2 s'écrit :

$$M_s \ddot{Z}_s + k_s (Z_{s0} - Z_{ns}) = 0 \quad k_s (Z_s - Z_{s0}) = F_{report} \quad (5.3)$$

C'est-à-dire que le report de charge dû à l'accélération transversale ou longitudinale du véhicule induit une compression ou une détente du ressort de suspension :

$$Z_s - Z_{s0} = \frac{F_{report}}{k_s} \quad (5.4)$$

Une action de remise à niveau de la caisse peut se faire de deux manières. La manière classique consiste en raidir la suspension en imposant un contrôle de type $u = K_c (Z_s - Z_{ns})$. L'équation 5.3 conduit à :

$$Z_{s0} - Z_{ns} = \left| \frac{M_s \ddot{Z}_s}{k_s + k_c} \right| < \left| \frac{M_s \ddot{Z}_s}{k_s} \right| \quad (5.5)$$

La suspension secondaire est donc raidie, ce qui a certes pour effet de réduire les mouvements de suspension, mais au détriment de l'accélération verticale, et donc du confort. La seconde consiste à annuler l'effet du report de charge :

$$u = -F_{report} \quad \begin{cases} Z_{s0} - Z_{ns} = 0 \\ Z_s - Z_{ns} = |M_s \ddot{Z}_s / k_s| \end{cases} \quad (5.6)$$

La suspension a donc conservé sa souplesse d'origine, et donc son confort. L'accroissement de la raideur tel que peuvent le proposer les méthodes classiques LQ, LQG, et la synthèse H_2 permet de réduire les débattements de suspension sans les annuler, et tout en augmentant la fréquence propre de la suspension. Au contraire, l'annulation du report de charge, permet de centrer la suspension autour de son point de fonctionnement, sans changer sa fréquence propre, et même en réduisant l'accélération ressentie par les passagers.

En outre, le couple exercé par une accélération transversale est contre-balançé de manière univoque par des couples anti-roulis aux trains avant et arrière, en fonction de la vitesse, de l'accélération transversale, et de l'accélération longitudinale, des grandeurs dont la fréquence de variation est de l'ordre du Hertz. Un contrôle de type PID suffit amplement. Il en va de même, pour le couple anti-tangage exercé par les trains avant et arrière, lorsque le véhicule accélère ou freine.

5.3.2 Anti-roulis et sa répartition

L'idée est d'estimer l'accélération transversale (γ_T^{est}), et d'en déduire le couple induit pour les efforts d'inertie sur le véhicule. Les reports de charges aux trains donnés par la relation (5.7) sont alors ajoutés au poids statique pour compenser l'écrasement et la détente des ressorts principaux de suspension. Il apparaît tout de suite que les lois d'anti-roulis et de contrôle en boucle ouverte de la répartition d'anti-roulis entre les deux trains sont indissociables.

$$reportT_1 = \frac{M_{tot}\gamma_T^{est}h}{e_1}.\eta \quad reportT_2 = \frac{M_{tot}\gamma_T^{est}h}{e_2}.(1 - \eta) \quad (5.7)$$

Les figures 5.7 indiquent la performance, et la consommation du système dans le cas d'un virage relativement sollicitant à 3 m/s^2 établi en 3 secondes². L'accélération transversale est supérieure, à iso-entrées du conducteur, car les effets sous-vireur du braquage sous roulis sont nuls ; le roulis maximum de caisse effectivement vaut $0,17^\circ$, contre $1,83^\circ$ pour le véhicule passif. La consommation est très réduite 42 W en moyenne sur les 3 secondes de transitoire, et 80 W en pic.

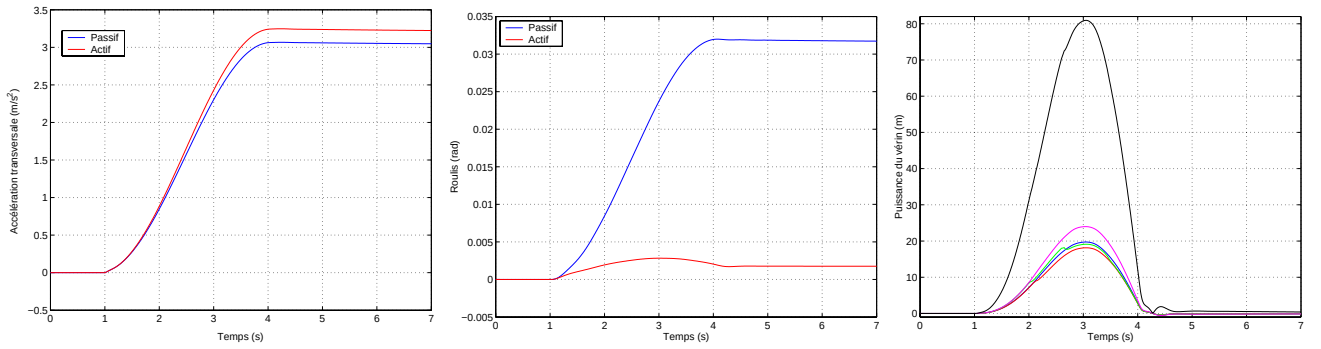


Fig. 5.7: Comparaison des véhicules *passif* et *actif*, en accélération, et roulis. Puissance consommée.

5.3.2.1 Anti-roulis en situation d'urgence

Le test du double changement de file est maintenant considéré. Il s'agit de la pire excitation transversale. La simulation est effectuée à 75 km/h, la dérivée de l'accélération transversale atteint $4g/s$, sur le véhicule passif (bleu), le véhicule passif muni d'amortisseurs fortement tarés (magenta), un véhicule muni de la loi (5.7) et la répartition anti-roulis du véhicule passif (rouge), et ce même véhicule actif muni des amortisseurs fortement tarés du second véhicule (vert).

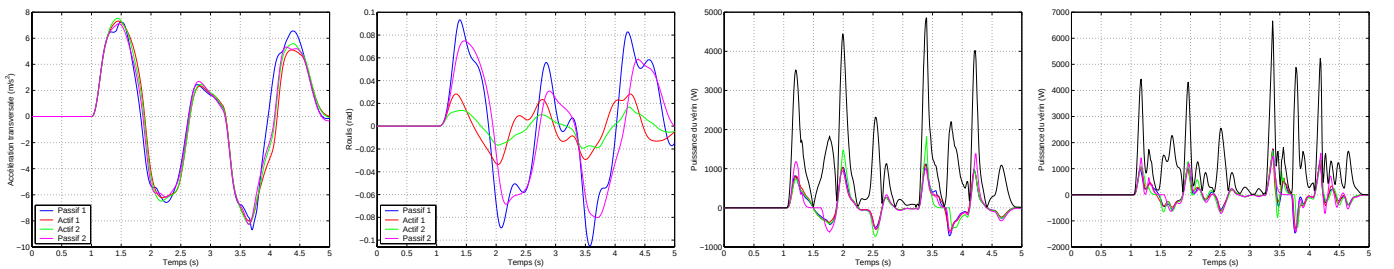


Fig. 5.8: Accélérations transversales, roulis, et puissances dissipées respectivement pour les véhicules *vert* et *rouge*.

La figure 5.8 indique les bienfaits d'un fort amortissement de suspension en terme de confort ou de sécurité perçue, puisque les roulis des véhicules fortement tarés sont respectivement inférieurs aux roulis des véhicules sous amortis. De même l'amortissement permet de diminuer les puissances

²Pour clarifier l'ordre de grandeur, un angle au volant de 72° est inscrit en 3 secondes, le véhicule roulant à 44,3 km/h

consommées moyennes de plus de 8% (1027 W contre 1117 W), et maximales de 30% (4855 W contre 6620 W).

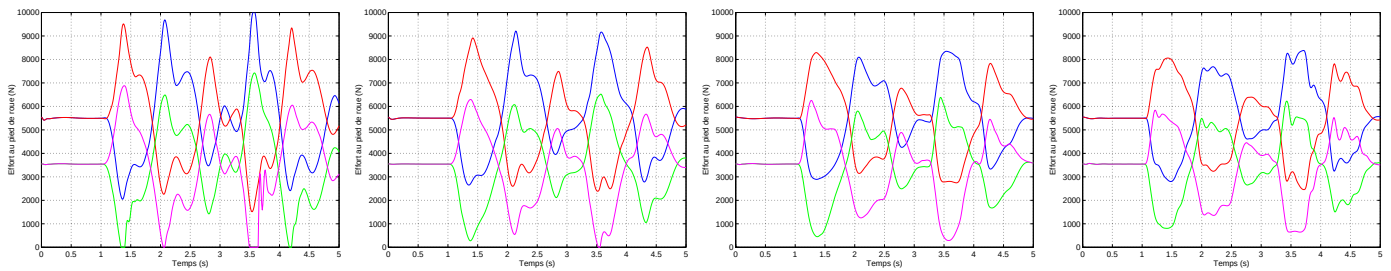


Fig. 5.9: Efforts verticaux aux pieds de roue des quatre véhicules.

Les figures 5.9³ permettent de percevoir si un véhicule est stable ou non, suivant l'intensité de l'effort à la roue arrière intérieure. L'amortissement seul permet de restabiliser dans notre cas le véhicule. De plus, les véhicules actifs donnent bien plus de marge de manœuvre.

5.3.2.2 Répartition anti-roulis et roulis spécifique

γ_T (m/s ²)		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	≥ 10
V	≤ 20	40	41	42	43,5	45	46	47/ 52	60	66,7	73,3	80
i	40	45	45	45	45	45	46	47/ 52	60	66,7	73,3	80
t	60	50	50	50	50	50	50	50/ 52	60	66,7	73,3	80
e	(km/h) 80	55	55	55	55	55	55	55	60	66,7	73,3	80
s	100	60	60	60	60	60	60	60	60	66,7	73,3	80
s	120	65	65	65	65	65	65	65	65	66,7	73,3	80
e	≥ 140	70	70	70	70	70	70	70	70	70	73,3	80

Tab. 5.1: Evolution de la répartition anti-roulis. Les valeurs en **gras** sont à considérer en freinage.

L'expression de la répartition anti-roulis sur l'avant, η , en fonction de la vitesse d'avancement du véhicule, et de ses accélérations longitudinale et transversale (tableau 5.1) est obtenue à partir de la notion de dynamique angulaire, définie au paragraphe 1.2 du chapitre premier, en imposant de plus un effort vertical minimum à la roue arrière afin, lors d'un freinage en virage, de ne pas induire de sur-virage.

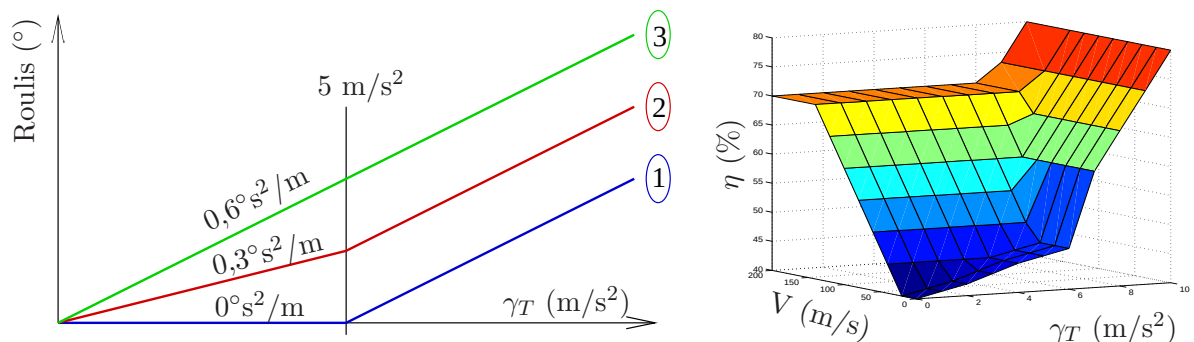


Fig. 5.10: Lois d'évolution du roulis et de la répartition d'anti-roulis au train avant, η .

Il reste à introduire un coefficient de pondération, Θ , appliqué aux reports de charge, et permettant de traduire les variations de roulis spécifiques voulues, soit par le conducteur (typage plus ou moins sportif du véhicule), soit pour prévenir le conducteur qu'il arrive aux limites de son véhicule.

³Légende particulière de la figure 5.9:

bleu : roue avant gauche rouge : roue avant droite vert : roue arrière gauche magenta : roue arrière droite

5.3.2.3 Correction des sous-virage et survirage

La loi de correction du sous-virage ou du survirage par variation de répartition anti-roulis n'intervient qu'en virage, quand la loi précédente est en action. Elle utilise les mêmes actionneurs, et la dynamique est très différente. Elle agit par impulsion de 1 kN. Il suffit alors d'ajouter un correcteur Proportionnel Intégral Dérivée sur la vitesse de lacet et des seuils d'action, à la manière d'un ESP, pour que ces lois désormais n'en forment plus qu'une, comme l'indique [123].

5.3.3 Anti-tangage

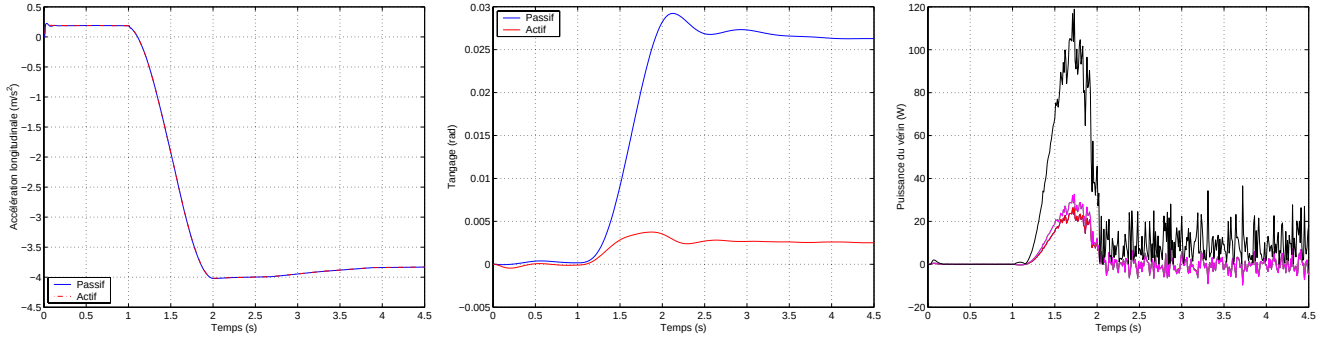


Fig. 5.11: Comparaison des véhicules passif (bleu) et actif (rouge), en accélération, et tangage. Puissance consommée.

Le report de charge est ici:

$$reportL = \frac{M_{tot}\gamma_L^{est}h}{2(l_1 + l_2)} \quad (5.8)$$

Les figures 5.11 donnent les performances et la consommation du système au cours d'un freinage⁴ à 4 m/s² établi après une seconde de transitoire. On perçoit que la suspension n'affecte pas la performance du véhicule au freinage, sa décélération reste identique à celle du véhicule passif, par contre la plongée décroît de 1,66° à 0,14°, ce qui rassure le conducteur. La puissance consommée vaut en moyenne 51 W, au cours de la seconde de transitoire, et 120 W en pic, ce qui est dérisoire.

5.3.3.1 L'anti-tangage en situation d'urgence

Il est tout à fait possible de contrôler la stabilité du véhicule lors d'un freinage d'urgence avec ce contrôle actif, proportionnel à l'accélération, mais la consommation énergétique en situation d'urgence est dantesque, comme l'indique les figures 5.12, et 5.13 dans le cas d'un freinage d'urgence classique, *i.e.* une décélération de 11 m/s² atteinte en 0,5 seconde.

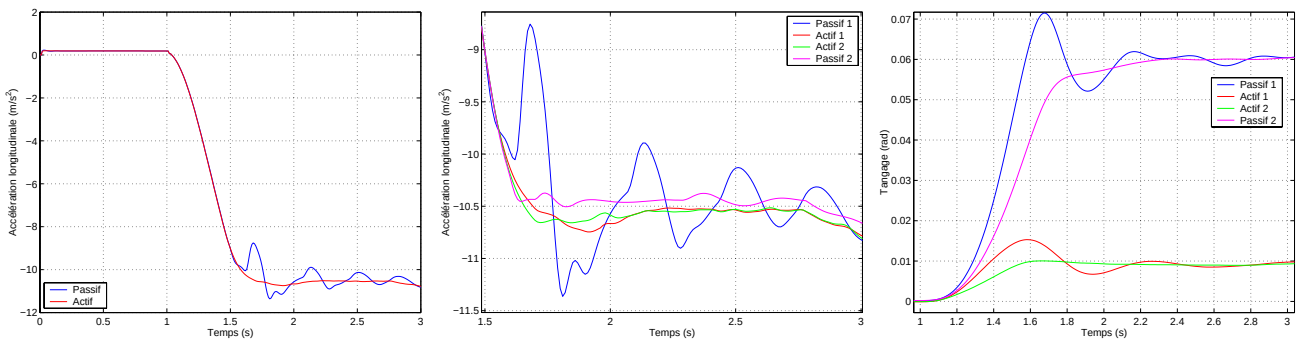


Fig. 5.12: Comparaison des accélérations-gauche, milieu-, et tangages-droite-.

⁴Il s'agit d'un freinage sec et désagréable. Le quidam freinera toujours en dessous de 3 m/s².

Les conventions de couleurs sont les mêmes que celles développées au paragraphe sur l'anti-roulis en situation d'urgence. Ici, un fort tarage garantit la stabilité du véhicule au freinage à moindre frais. La consommation maximale du système actif diminue peu en présence d'amortisseur fortement tarés 1010 W, contre 1090 W, mais au cours des 0,8 seconde de transitoire la consommation moyenne chute de 430 W à 390 W.

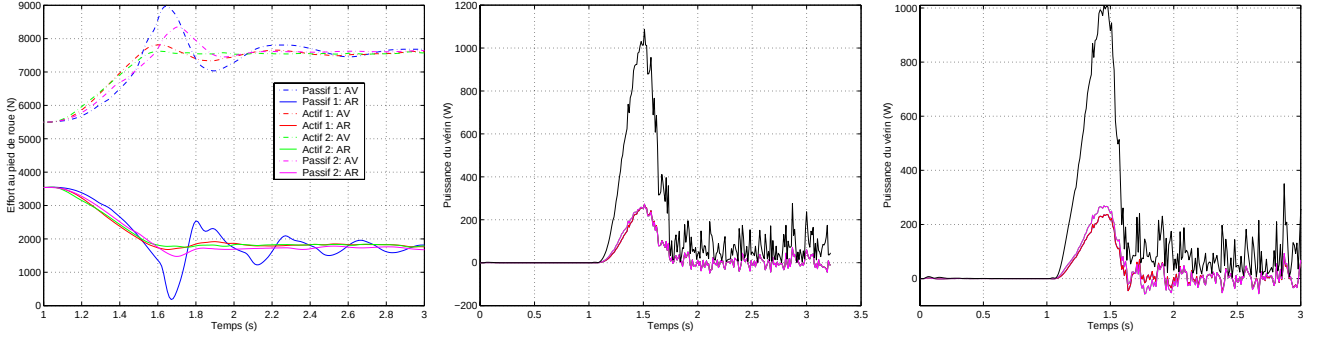


Fig. 5.13: Comparaison des efforts aux pieds de roue, et puissance des véhicules rouge-milieu- et vert-droite-.

La situation présentée ici est le freinage d'urgence classique ; il semble qu'à l'avenir, la décélération maximale soit atteinte en 0,2 s voire 0,1 s. La puissance maximale alors consommée par un système actif de ce type serait 7 kW. C'est pourquoi, il est proposé de moduler en fonction de la variation de décélération, la loi active précédente, par un facteur Φ , qui correspond exactement au Θ introduit pour la loi anti-roulis.

5.3.4 Maintien de caisse transitoire

Ce paragraphe regroupe le maintien de caisse et la tenue de route sur mauvaise et bonne routes, en virage, et en freinage. Pour réduire le problème il s'agit de procurer un bon confort en ligne droite, et de venir en complément des lois anti-roulis et anti-tangage décrites ci-avant au freinage, et en virage. Les corrections à apporter sont plus petites autour d'une position moyenne, par rapport aux déflexions de suspension entraînées par les accélérations d'inertie, et les grandeurs d'entrées sont nombreuses. Les méthodes LQ, LQG, et synthèse H_2 entrent donc en jeu.

La synthèse LQG est retenue car elle reflète plus la physique des phénomènes, et elle limite le nombre de capteurs, grâce à la reconstruction d'état qu'elle permet. De plus, les méthodes LQ et LQG permettent dans leur forme sous optimale de construire une boucle de contrôle sur une partie uniquement du vecteur d'état, ce qui est doublement intéressant. Peu de capteurs sont nécessaires, et il est possible de maîtriser l'effet des pondérations sur le gain de Riccati.

Enfin, pour des questions de simplicité, et encore une fois de sens physique, les lois de commande de maintien de caisse transitoire sont synthétisées sur un modèle quart de véhicule.

5.3.4.1 Le modèle quart de véhicule

Les notations définies au paragraphe 5.3.1, sur la figure 5.6, sont reprises. Deux sources d'excitation du véhicule doivent être modélisées, l'excitation stochastique de la route, et le report de charge. Ce dernier est d'ores et déjà compensé par les lois anti-roulis et anti-tangage développées précédemment. C'est pourquoi dans la relation 5.2, reprise pour établir la formulation sous la forme espace-état, $\dot{x} = Ax + B\tilde{u} + Gw$, les substitutions suivantes sont effectuées, dans le cas d'un report de charge en virage pur :

$$\begin{cases} F_{report} = -\zeta\gamma_T \\ u = F_{roulis} + \tilde{u} \end{cases} \quad \text{avec} \quad F_{roulis} = 1,1 \times \zeta\Gamma_T \quad \text{et} \quad \zeta = \begin{cases} M_{tot}h\eta/e_1 & \text{avant} \\ M_{tot}h(1-\eta)/e_2 & \text{arrière} \end{cases} \quad (5.9)$$

F_{report} traduit le report de charge, l'effort actif se décompose entre un effort anti-roulis, et l'effort de contrôle transitoire $\tilde{u}$. L'effort actif anti-roulis fait intervenir $\zeta\Gamma_T$, l'estimation du report de charge dû à l'accélération transversale, qui est déphasé par rapport au report de charge effectif $\zeta\gamma_T$, selon la relation différentielle du premier ordre rendant compte de la fréquence de coupure des actionneurs actifs.

$$F_{roulis} = F_{roulis}^{estimé} + \frac{1}{2\pi 5} \dot{F}_{roulis}^{estimé} \quad \text{soit} \quad \zeta\Gamma_T = \zeta\gamma_T + \frac{1}{2\pi 5} \zeta\dot{\gamma}_T \quad (5.10)$$

Ces relations 5.9 et 5.10 permettent de considérer $X^T = [Z_s \ \dot{Z}_s \ Z_s - Z_{ns} \ \dot{Z}_s - \dot{Z}_{ns} \ \gamma_T]$ comme vecteur d'état. Ce dernier a été choisi car il contient des grandeurs facilement mesurables ou estimables ($\dot{Z}_s$, $Z_s - Z_{ns}$, $\dot{Z}_s - \dot{Z}_{ns}$, γ_T). En outre, dans la matrice de gain de Riccati sur la commande, il sera plus facile d'interpréter les coefficients, et de les affecter aux ressorts et amortisseurs. Ainsi, on diminuera d'autant plus le nombre de capteurs, et des caractéristiques optimales de suspensions passives seront définies. Les matrices du système différentiel sont alors :

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{k_s}{M_s} & -\frac{c_s}{M_s} & \frac{1,1\zeta}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{k_p}{M_{ns}} & \frac{c_p}{M_{ns}} & -\frac{k_s}{M_+} - \frac{k_p}{M_{ns}} & -\frac{c_s}{M_+} - \frac{c_p}{M_{ns}} & \frac{1,1\zeta}{M_+} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2\pi 5 \end{pmatrix} \quad B = \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{M_s} \\ 0 \\ \frac{1}{M_+} \\ 0 \end{pmatrix} \quad G = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\zeta}{M_s} \\ 0 & 0 \\ -\frac{k_p}{M_{ns}} & -\frac{\zeta}{M_s} \\ 0 & 2\pi 5 \end{pmatrix} \quad (5.11)$$

avec $1/M_+ = 1/M_s + 1/M_{ns}$.

Remarques :

1- Dans le cas général, de reports de charge Longitudinal et Transversal, la relation (5.9) devient :

$$\begin{cases} F_{report} = -\zeta_T\gamma_T - \zeta_L\gamma_L \\ u = F_{roulis}^{tangage} + \tilde{u} \end{cases} \quad \text{avec} \quad F_{roulis}^{tangage} = 1, 1 \times (\zeta_T\Gamma_T + \zeta_L\Gamma_L) \quad (5.12)$$

si i représente l'indice du train (avant: 1, ou arrière: 2), et j celui du côté (gauche: 1, ou droit: 2) :

$$\zeta_T = \begin{cases} (-1)^j M_{tot} h \eta / e_1 & i = 1 \\ (-1)^j M_{tot} h (1 - \eta) / e_2 & i = 2 \end{cases} \quad \text{et} \quad \zeta_L = (-1)^i M_{tot} h / L \quad (5.13)$$

L'élément supplémentaire ajouté au vecteur d'état est ici $\zeta_T\gamma_T + \zeta_L\gamma_L$. L'équation (5.10) traduisant le retard de la force de contrôle sur le report de charge devient alors :

$$\zeta_T\Gamma_T + \zeta_L\Gamma_L = (\zeta_T\gamma_T + \zeta_L\gamma_L) + \frac{1}{2\pi 5} (\zeta_T\dot{\gamma}_T + \zeta_L\dot{\gamma}_L) \quad (5.14)$$

2- Il est possible de considérer l'idée qu'un signal d'excitation est connu avant que le véhicule ne le subisse réellement, il s'agit de la notion de pré-information du contrôle actif développée en annexe H, et souvent utilisée dans le domaine ferroviaire ([103], [104]), car les défauts de voie sont connus, ces voies étant souvent l'objet de contrôle et de mesure, et car l'accélération transversale d'une voiture peut être déduite de celle de la voiture précédente.

3- Certains auteurs, comme Vincent [104], introduisent de plus dans leurs lois de contrôle le temps de retard pur des chaînes d'acquisition, de traitement, et d'actionnement. Il est possible de compenser ce temps de retard en introduisant de nouveaux éléments dans le vecteur d'état, comme l'indique l'annexe I.

5.3.4.2 Idée des lois de commandes transitoires

Les lois de contrôle verticales transitoires recherchées, ont plusieurs objectifs. Elles doivent améliorer la réponse transitoire des lois anti-roulis et anti-tangage, tel l'effet de la dérivée dans un régulateur

PID. Dans le but d'accroître le confort du véhicule il est souhaité une diminution de l'accélération verticale, et un bon contrôle des mouvements de la masse suspendue. De grands mouvements, s'ils sont bien amortis sont très bien perçus. Enfin, les efforts mis en jeu par ce type de loi doivent rester faibles (inférieurs à 2 kN), pour des raisons de consommation énergétique, et de stabilité.

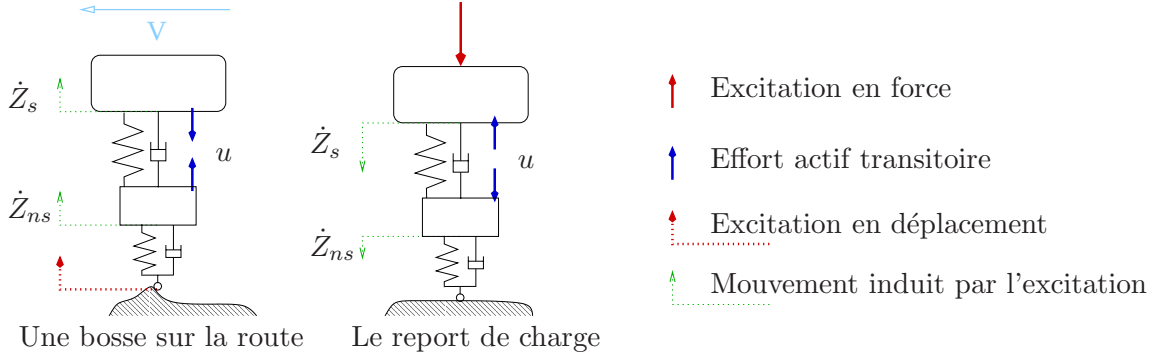


Fig. 5.14: Deux types d'excitation.

L'autre idée défendue ici, est que le terme d'amortissement du mouvement de caisse, permet d'améliorer le confort et le comportement transitoire du véhicule. C'est ce que montre la figure 5.14. Le passage de la roue sur une bosse va faire monter la masse suspendue. L'amortissement du mouvement de la caisse par un système placé entre la roue et l'habitacle, va permettre en même temps, de faire remonter la roue, et donc de diminuer l'impact de la bosse. En virage, ou au freinage, l'amortissement du mouvement de la caisse va permettre de diminuer le temps de réponse de la loi anti-roulis et anti-tangage, grâce à un effet dérivée. En outre, ce sur-amortissement des modes de roulis et tangage permet de diminuer les délestages dynamiques des roues intérieures en virage, et les roues arrière au freinage, ce qui est un apport majeur à la tenue de route.

La théorie du contrôle sous-optimal, dont des rappels sont donnés en annexe G est donc employée. Le vecteur de contrôle u , n'est pas proportionnel à l'état complet du système, mais seulement à une partie $Y^T = [\dot{Z}_s \quad \dot{Z}_s - \dot{Z}_{ns}]$, et $u = MY$. Seuls les éléments sources d'amortissement sont conservés, car le contrôle en 'raideur' est déjà effectué par les lois anti-roulis et anti-tangage, et, car toute stratégie de contrôle de la raideur verticale de la suspension se trouve mise en défaut dès lors qu'elle est appliquée sur un modèle plus compliqué de véhicule, notamment à cause des limites fréquentielles des actionneurs. La suspension se trouve rigidifiée, c'est le problème de rudesse de suspension très souvent décrit dans la littérature ([39], [40], [44], et [191]).

5.3.4.3 Le maintien de caisse en ligne droite

En ligne droite, un grand confort est recherché, quitte à ce que la tenue de route soit moins bonne. L'indice de coût retenu s'écrit :

$$J = \int_0^{\infty} q_1 \ddot{Z}_s^2 + q_2 \dot{Z}_s^2 + q_3 (Z_s - Z_{ns})^2 + r_1 u^2 dt \quad (5.15)$$

avec $q_1=120$, $q_2=10^4$, $q_3=10^{-2}$, $r_1=10^{-4}$. Le contrôle sous-optimal associé donne une matrice de gain $M_1 = [-7400 \ 1600]$, au train avant et $M_1 = [-9100 \ 1500]$ au train arrière, préconise au train avant un lourd sur-amortissement du mode de masse suspendue, qui passe de 3200 à 10600 Ns/m, et une diminution importante de l'amortissement du mode de roue de 3400 à 1800 Ns/m.

A titre de comparaison, une voiture passive (bleu), une autre avec la loi optimale d'amélioration du confort en virage (rouge), et enfin une voiture avec loi de commande sous optimale (vert), sont

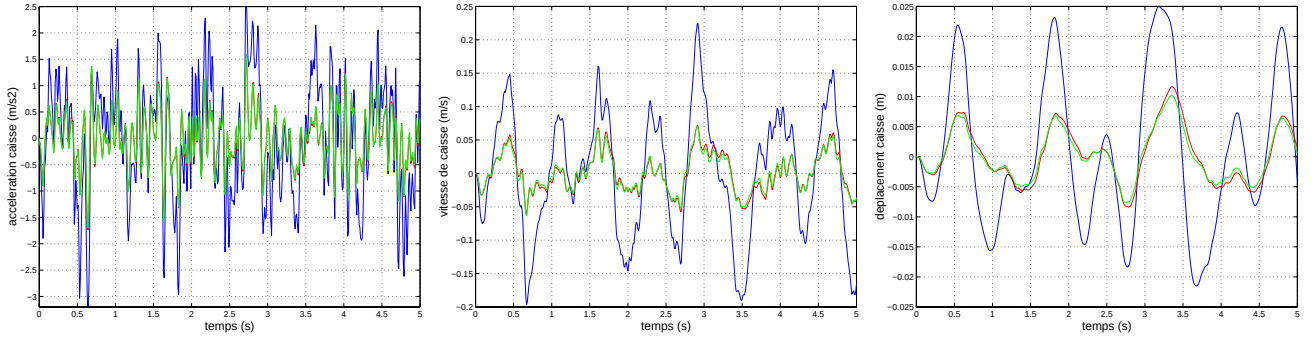


Fig. 5.15: *Accélération, vitesse et déplacement de la caisse.*

comparées au cours d'un roulage à 100 km/h, sur mauvaise route (D135), en ligne droite. Le premier résultat important, est que le gain en confort est identique (5.15) que la loi de commande soit optimale, ou sous-optimale. En contre partie l'amortissement du mode de roue étant insuffisant, du battement de roue apparaît (5.16-milieu-). L'adhérence s'en trouve dégradée. Effectivement, la variation d'effort au pied de roue moyen vaut 779 N pour le véhicule passif, avec une variance de 559 N, contre 813 N, et une variance de 607 N pour le véhicule sous-optimal.

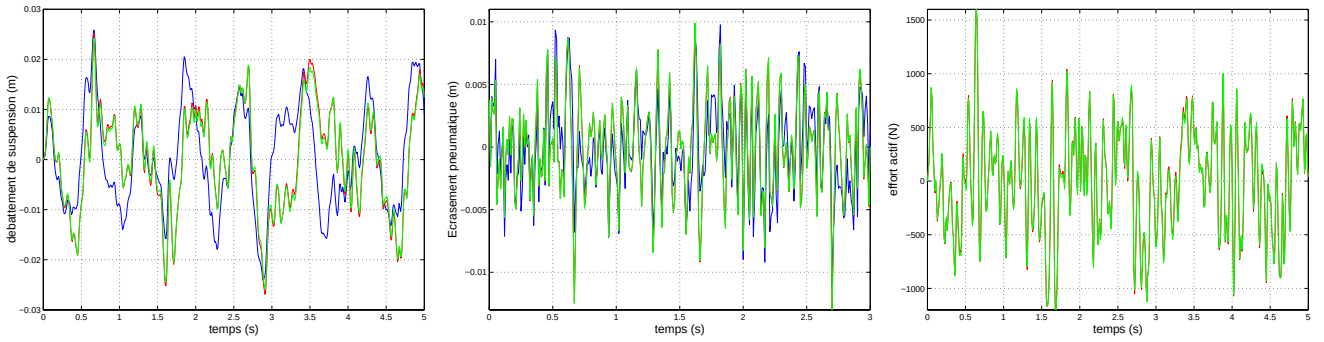


Fig. 5.16: *Débattements de suspension, du pneumatique, et efforts actifs.*

Les forces mises en jeu restent faibles 410 N, en moyenne et 2 kN en pic. La consommation du système vaut 110 W en moyenne, et 2200 W en valeur pic. Si l'on sépare les actions des amortissements de la masse suspendue, et de la suspension, la première consomme 42 W en moyenne, et 900 W en pic.

5.3.4.4 Le maintien de caisse en virage, et au freinage

En virages serrés, ou en freinage appuyé, il convient de limiter les mouvements de caisse, pour accroître la sécurité perçue du véhicule, augmenter l'amortissement des modes de caisse, et de roue, afin de diminuer les reports de charge dynamiques, et la consommation des lois de compensation des reports de charge basses fréquences. Ces considérations conduisent à l'écriture de l'indice de coût suivant :

$$J = \int_0^{\infty} q_1 \ddot{Z}_s^2 + q_2 \dot{Z}_s^2 + q_3 (Z_s - Z_{ns})^2 + q_4 (\dot{Z}_s - \dot{Z}_{ns})^2 + r_1 u^2 dt \quad (5.16)$$

avec $q_1=10$, $q_2=4.10^7$, $q_3=10^2$, $q_4=4.10^3$, $r_1=10^{-4}$. Les gains sous-optimaux sur la vitesse absolue verticale de la masse suspendue, et la vitesse de suspension sont $M_2 = [-9280 \ -1940]$ pour l'avant, et $M_2 = [-8900 \ -1390]$ pour l'arrière. Les figures 5.17, et 5.18 représentent en noir, le véhicule passif, en bleu le véhicule muni de l'anti-roulis basses fréquences, en rouge celui de plus muni de la loi

verticale optimale, et en vert celui muni en plus de la loi verticale sous-optimale. Ces véhicules passent à 75 km/h un double changement de file ISO.

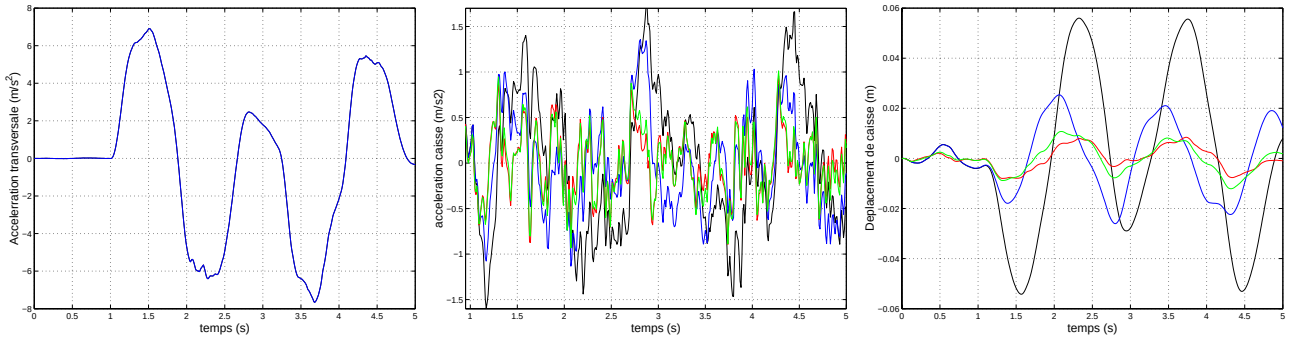


Fig. 5.17: *Excitation transversale, accélération verticale et déplacement de la caisse.*

Sans dégrader le confort (figure 5.17-milieu-), et en améliorant la sécurité perçue (figure 5.17-droite-), la tenue de route augmente. La variation d'effort moyen au pied de roue vaut 1540 N pour le véhicule passif, avec une variance de 982 N, contre 1520 N, et une variance de 925 N pour le véhicule optimal, et, 1527 N, et une variance de 936 N pour le véhicule sous-optimal.

En outre, le meilleur contrôle des mouvements de caisse, tant par le recentrage que par l'amortissement, permet de limiter les mises en butée néfastes, surtout au train avant, car elles entraînent un brusque sous-virage du véhicule, et le rebond de la caisse. Enfin, la tenue de route est améliorée grâce à la réduction des surtensions, bien visible sur la figure 5.18-gauche-, et donc à la réduction des dérives des pneumatiques.

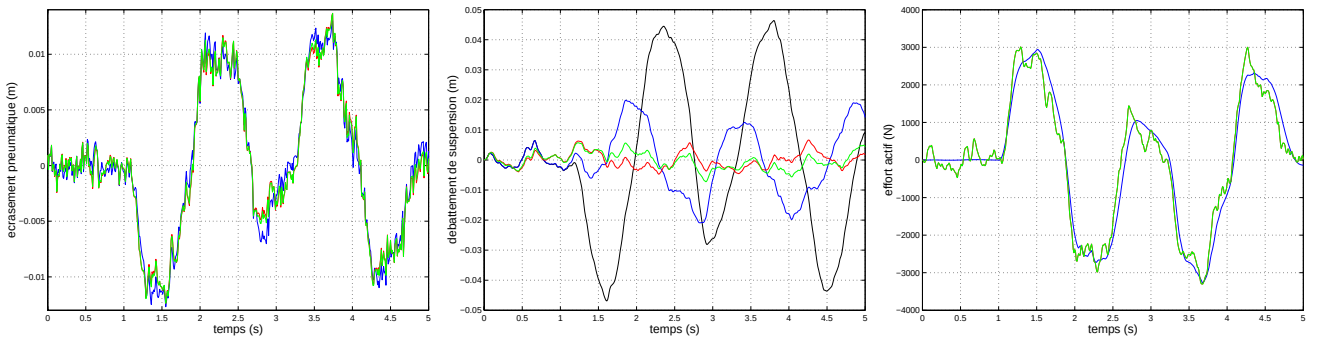


Fig. 5.18: *Débattements du pneumatique et de la suspension, et effort actif de la loi transitoire.*

Les puissances mises en jeu ne sont pas exactement fidèles à la réalité, car les effets d'inertie importants dans ce test de tenue de route, et les non linéarités des trains ne peuvent être pris en compte. Les efforts atteignent 3500 N au train avant, ce qui est réaliste, par contre, la puissance consommée vaut en moyenne pour les véhicules bleu, rouge et vert 95 W, 66 W, et 64 W. La simulation indique dans le cas du véhicule bleu une puissance consommée de 122 W, au lieu de 95W.

5.3.5 Conclusion

Dans le cas d'un système à quatre vérins, les lois anti-roulis (5.7) et anti-tangage (5.8) sont sommées, l'effort d'inertie et les reports de charge étant respectivement la somme des efforts d'inertie, et des reports de charge longitudinaux et transversaux. La loi de contrôles transitoires, combinaison linéaire des lois de commande transitoires issues de (5.15) et (5.16), est une loi de type Multilois, et elle vient se sommer aux termes d'anti-roulis et anti-tangage, par construction (§ 5.3.4.1 et 5.3.4.2)

		passif	opt. MOU	s/s-opt. MOU	opt. DUR	s/s-opt. DUR
Ligne droite	$ \delta F_Z (N)$	779	815	813	708	711
	$\sigma \delta F_Z (N)$	560	604	607	562	538
Virage à 8 m/s ²	$ \delta F_Z (N)$	2970	2973	2971	2971	2971
	$\sigma \delta F_Z (N)$	227	243	242	230	222

Tab. 5.2: Moyenne et variance de l'effort vertical dynamique au pied de roue, dans le cas de véhicules passif, contrôlés de manière optimale (opt.) ou sous-optimale (s/s-opt.), et munis d'amortisseurs faiblement (MOU), ou fortement (DUR) tarés.

puisqu'elles ont été synthétisées sur un modèle quart de véhicule intégrant déjà la compensation des efforts inertiels. Ce qui donne finalement la loi de commande suivante :

$$u = (-1)^{j+1} \Theta \times report T_i + (-1)^{i+1} \Phi \times report L + (\alpha(t) M_1 + (1 - \alpha(t)) M_2) \left(\dot{Z}_s Z_s - Z_{ns} \right) \quad (5.17)$$

La loi précédente est de type compensation des reports de charge, sans augmentation de la raideur verticale, à la fréquence des sollicitations du conducteur, soit 0,2 à 0,3 Hz en situation normale, et jusqu'à 3 à 5 Hz en situation d'urgence. Sur mauvaise route, l'inconfort étant principalement dû à une raideur en pompage trop importante, la dés-excitation incontrôlée des ressorts, et aux mises en butées violentes, l'idée est de minimiser les accélérations de caisse, en minimisant les déflexions des ressorts principaux dues aux seuls mouvements de caisse.

En outre, un système actif aujourd'hui ne peut contrôler les débattements des ressorts jusqu'à 2 Hz, des amortisseurs pilotés devraient donc prendre le relais pour les excitations plus hautes fréquences, comme indiqué au paragraphe 5.2.5.

5.4 Une synthèse

Le multilois considéré est composé de trois lois : la loi nulle, la loi d'amélioration du confort sur mauvaise route, et la loi de contrôle des reports de charges, qui permet le contrôle des angles de roulis et de tangage en virage et freinage, et la répartition d'anti-roulis, et enfin, la loi très basses fréquences.

5.4.1 Types de lois en présence

La loi de type confort vise à contrer les mouvement de caisse autour du Hertz dus à l'excitation des ressorts de suspension sur très mauvaise route. La loi est de type Linéaire Quadratique Gaussienne, et tend à minimiser les mouvements de caisse (vitesse absolue verticale), ce qui peut revenir à minimiser les efforts transmis à la caisse par les ressorts et amortisseurs. Le pire cas d'excitation est la bosse violente⁵.

La loi d'amélioration du comportement annule les couples induits par les forces inertielles. Il s'agit de contrer les mouvements de caisse dus aux forces d'inertie, et de contrôler la répartition anti-roulis. Le pire cas d'excitation est le double changement de file ISO⁶.

5.4.2 Critères de passage

- Les situations d'urgence sont très critiques, dans la mesure où le temps de réponse du système devient cause de perte de stabilité du véhicule, il est donc nécessaire de les détecter le plus

⁵Quasi-échelon en déplacement de 7 cm, créant une accélération verticale de 3 g

⁶Il correspond à une excitation au volant à 5 Hz engendrant des variations d'accélération de 4 g/s et des accélérations maximales de plus de 7,5 m/s²

en amont possible. Des variations d'accélération⁷ longitudinales ($dGamma_L^{urg}$) et transversales ($dGamma_T^{urg}$) significatives d'une situation critique sont considérées comme base de calcul de la variation d'angle au volant maximum,

$$d\alpha_V^{mAx} = (da.\pi/180 + \frac{nL}{V_X^2}).dGammaTurg \quad (5.18)$$

connaissant la vitesse et la dynamique angulaire du véhicule, et de la variation de pression au maître cylindre maximum.

$$dP_{Mcyl}^{mAx} = \frac{M_{tot}.dGammaLurg}{\sum_{j=1,2} \left(\frac{Eff_1^{frein}}{R_{C1j}} + \frac{Eff_2^{frein}}{R_{C2j}} \right)} \quad (5.19)$$

Ces grandeurs sont choisies car elles représentent pour le modèle utilisé (MACAC) les entrées du pilote, mais l'Aide au Freinage d'Urgence (AFU) utilise plutôt des informations en provenance des pédales.

- Le virage, ou le freinage, sont détectés quand les accélérations dépassent $Gamma_L^{lim}$ et $Gamma_T^{lim}$ pris égaux à 1 m/s². Dans notre cas, il n'y a plus de barre anti-roulis (voir au Chapitre 4 le paragraphe 3.1.3). La déconnexion des barres imposée pour garantir un bon confort n'est donc plus; reste la déconnexion pour cause de consommation énergétique excessive.

- Les mauvaises routes sont détectées quand l'une des accélérations verticales de caisse dépasse $Gamma_Z^{lim} = 0,75$ m/s². En dessous d'une telle excitation, le gain en confort n'est pas intéressant en face de l'énergie dépensée.

Alors, le principe du superviseur peut être sommairement énoncé ainsi :

```

0 Si  $d\alpha_V < d\alpha_V^{mAx}$  et  $dP_{Mcyl} < dP_{Mcyl}^{mAx}$ 
1   Si  $\gamma_T < GammaTlim$  et  $\gamma_L < GammaLlim$ 
2     Si  $\gamma_Z > GammaZlim$ 
3       Passage NORMAL en loi 'Confort' et, loi inertielle à X1%
4     Sinon
5       Loi inertielle à X2%
6     Fin
7   Sinon
8     Passage NORMAL en loi 'Comportement' et, loi inertielle à X3%.
9   Fin
10 Sinon
11   Passage URGENT en loi 'Comportement' et, loi inertielle à X4%.
12 Fin

```

Il est préférable de conserver au moins 50% de la loi inertielle pour qu'en situation d'urgence le système ne soit pas pris en défaut. Les notions de passage 'URGENT' et 'NORMAL' d'une loi à une autre traduisent des temporisations, et des vitesses de variation des coefficients de pondération plus ou moins importantes. Les temporisations peuvent varier d'une demi seconde à trois secondes. Les vitesses de variations des coefficients de pondération du Multilois dépendent entre autres de la criticité de la situation, et des marges de robustesse précédemment introduites dans ce Chapitre Deuxième.

⁷ $dGamma_L^{urg} = 5$ m/s³, et $dGamma_T^{urg} = 4$ m/s³

Si un amortisseur piloté est associé

Lors d'un double changement de file, ou dans le cas d'un freinage d'urgence, un fort tarage des amortisseurs est préférable. Plusieurs raisons l'expliquent. Le temps de réponse d'un amortisseur, dans le pire cas est de l'ordre de 40 ms, tandis qu'un système actif sera bien plus lent pour des raisons de coût énergétique et de dimensionnement des actionneurs (au-mieux 200 ms). La stabilité du véhicule sera donc améliorée, le dimensionnement des actionneurs actifs sera optimisé, et la consommation globale réduite. Cependant, il est nécessaire dans certain cas, pour la stabilité du système d'avoir au-moins sur la première oscillation un faible amortissement en détente quand la sollicitation est en compression, et en compression quand la sollicitation est en détente, ce qui explique l'apparition en 2002 d'amortisseurs à lois croisées (voir au Chapitre Premier le paragraphe 3.1.3).

5.4.3 Logique floue

Le concept de la logique floue fut introduit en 1965 par L. Zadeh [92]. Sa *fuzzy set theory* n'eut pas un succès immédiat. Elle fut développée surtout en Europe et au Japon, qui, poussé par une pénurie de programmeurs, était à la recherche de méthodes pouvant réduire les coûts de développement des logiciels.

L'avantage premier, qui explique l'emploi de la logique floue dans le cadre d'un contrôleur à séquençement de gain avec interpolation réside dans le lissage de la sortie. Aucune secousse n'est provoquée par le passage d'une loi à l'autre, comme l'indique [66]. Il faut ajouter que la logique floue s'avère plus efficace que les méthodes traditionnelles ([117], [118]) $\diamond$ pour les systèmes complexes dans lesquels la modélisation est difficile, voire impossible, $\diamond$ pour les systèmes contrôlés par des experts humains, $\diamond$ pour les systèmes ayant de nombreuses entrées/sorties et des réponses non linéaires, mais aussi $\diamond$ quand l'observation humaine est à l'origine d'entrées ou de règles de contrôle du système, et $\diamond$ dans tous les domaines où un *flou* persiste, notamment comme la prise de décision en urgence.

Or le contexte de la suspension automobile regroupe à lui seul ces cinq points. C'est pourquoi le superviseur de suspension, à réaliser est voulu flou. Les quelques réticences, essentiellement en terme de robustesse, au sujet de cette méthode s'estompent dès lors que l'on cite les domaines d'application actuels de la méthode, car comme aime le dire les experts du domaine *la robustesse de la logique floue n'est pas prouvée, mais éprouvée*. Effectivement, la logique floue a déjà fait ses preuves ([117], [118]) pour $\diamond$ la gestion des systèmes de ventilation et de régulation thermique, $\diamond$ le pilotage d'un système d'autofocus d'appareil photos, $\diamond$ le traitement d'image [120], la lecture automatique, reconnaissance de caractères (La Poste), $\diamond$ le passage automatique de rapport de vitesses ([115], [119]), et $\diamond$ l'optimisation [116] des freinages et accélérations des automobiles.

En outre, Leith et Leithead [74] recommandent l'emploi de la logique floue pour garantir de bonnes performance durant les phases transitoires, surtout si ces dernières ne sont pas de durée négligeable, et généralement quand on s'éloigne des hypothèses d'application de la synthèse traditionnelle du séquençement de gain qui s'appuie sur une famille (nombreuse) d'états linéarisés du système. Malika et Viljamaa [67] abondent en ce sens lorsqu'ils proposent l'emploi de la logique floue quand peu de modèles permettent la juste description du système.

5.5 Conclusion

Après avoir exposé les théories du contrôle linéaire optimum, et présenté l'étude théorique de la stabilité et de la robustesse du Multilois, un contrôleur adaptatif combinaison linéaire de lois de commande optimales, ce chapitre a développé un contrôleur Multilois spécifique à une application à la suspension automobile, sur un modèle quart de véhicule. Il s'agit d'un contrôleur à séquençement

de gain robuste, utilisant une synthèse linéaire quadratique et gaussienne sous-optimale. Le mode de changement de loi choisi est l'interpolation, et le moyen des règles de logiques floues. Cette approche quoique répandue, n'est pas la plus conventionnelle aujourd'hui.

L'approche mêlant des équations paramétriques linéaires (LPV) et les inégalités matricielles linéaire (LMI), non retenue car *a priori* trop éloignée de notre approche, semble être devenue un standard pour la synthèse de contrôleurs à séquençement de gain robustes ([210], [74], [73], [211], [216], et [212]), car elle permet d'utiliser un outils mathématique commun, les LMI, pour résoudre le problème de contrôle, d'optimisation multi-objectifs, et celui de la robustesse de la commande. L'apparition d'un cadre mathématique homogène rend maintenant l'approche LMI attrayante, bien que moins mécanicienne ; elle apparaît donc comme une méthode de synthèse et d'étude de la robustesse du Multilois qu'il conviendrait d'étudier dans un avenir proche, mais hors du cadre de la thèse.

Finalement, il reste maintenant à établir et valider les lois de commande primaires qui vont composer le Multilois, et à valider les premiers résultats concernant le Multilois en simulation sur un modèle multicorps de dynamique automobile, puis sur banc d'essais.

Chapitre troisième

La modélisation du comportement dynamique d'un véhicule

Le pragmatisme est l'attitude d'esprit de ceux qui, en opérant leurs choix, excluent le recours à la réflexion théorique ou à des évaluations fondées sur des principes éthiques. Les conséquences pratiques de cette manière de penser sont considérables. En particulier, on en vient à défendre une conception de la démocratie qui ne prend pas en considération la référence à des fondements d'ordre axiologique et donc immuables[218].

De plus, la même anthropologie est largement dépendante du fait qu'elle propose une conception unidimensionnelle de l'être humain, dont sont exclus les grands dilemmes éthiques et les analyses existentielles sur le sens de la souffrance et du sacrifice, de la vie et de la mort.[220]

La vocation de ce chapitre est de donner les équations utilisées dans le **Modèle d'Automobile** pour la **Conception Avancée de Châssis** (*Model for Automotive Chassis Advanced Conception*) créé, validé, et utilisé au cours de ce travail de thèse. Ce modèle a demandé huit mois de travail, de février à septembre 2000, pour être réalisé. Pour la validation du modèle, un ingénieur expert en dynamique automobile de Renault, puis pour l'optimisation numérique du modèle un doctorant de l'université de Californie à Berkeley sont venus m'épauler.

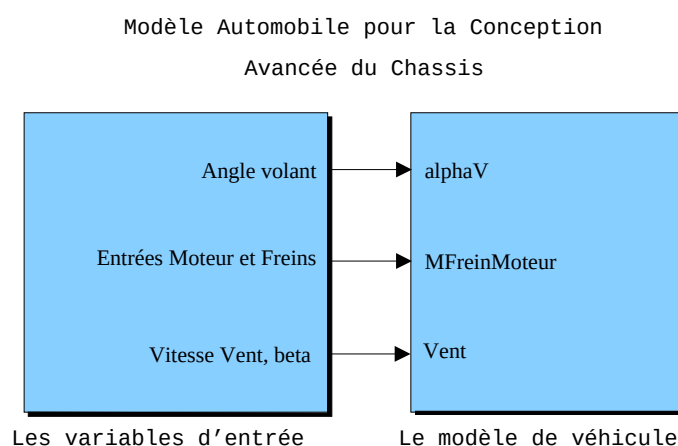


Fig. 19: Page d'entrée de MACAC sous Simulink.

L'idée initiale de la Direction de la Recherche est de se munir d'un outil simple permettant la vérification rapide d'une intuition, à un stade très amont, permettant le dimensionnement de

systèmes pilotés de suspension en vue d'un éventuel prototypage, et de quantifier leurs impacts sur la stabilité, ou le confort du véhicule. Pour être viable un tel modèle se devait d'être facile à comprendre et utiliser. Ainsi, le temps d'adaptation serait réduit, et le modèle facile à adapter et maintenir, pour pouvoir tester toutes sortes de système de liaison au sol (direction, freinage, suspension, et transmission), avec les données de références des secteurs aval en liaison au sol.

Il est donc nécessaire que la modélisation soit fondée sur le sens physique, et compartimentée par organes ou fonctionnalités, que l'interface soit simple à appréhender, connue si possible de tout le monde. Le degré de modélisation est critique, car il faut pouvoir décrire le comportement du véhicule jusqu'à l'approche de ces limites, et le confort de suspension (confort basses fréquences). La complexité de la modélisation dépend aussi de la fréquence maximale des mouvements à simuler, soit environ 5 Hertz pour une manœuvre d'évitement ou un freinage d'urgence. C'est pourquoi l'étude de la complexité du modèle, rendue ci-après, a occupé une part importante de notre travail.

Deux grandes tendances règnent sur la modélisation en dynamique des systèmes, et donc en dynamique automobile. La première utilise une approche multi-corps pour générer les équations du mouvement. Le véhicule est décrit par un ensemble de corps rigides connectés par des liaisons et soumis à des efforts internes et externes. La seconde nécessite l'écriture des équations fonctionnelles, même si cela peut être partiellement automatisé : plusieurs masses dont les mouvements relatifs sont caractérisés paramétriquement composent le véhicule⁸.

L'approche retenue est du second type, car elle est plus générale dans la mesure où le modèle n'est pas lié à une architecture de train, un système de suspension verticale, de freinage ou de direction. De plus, elle permet d'obtenir des résultats justes sans la complexité, parfois inutile, de l'approche multi-corps.

1 L'étude de la complexité du modèle

Tout d'abord, la modélisation minimale pour simuler avec justesse la dynamique automobile dans tout le domaine¹ d'action d'un véhicule est établie. Ceci est déterminant puisque sont développés des systèmes de suspension qui améliorent le confort, l'agrément de conduite, et pouvant être d'un secours en situation d'urgence en améliorant la stabilité du véhicule.

Situation	normale	d'urgence
Fréquence	$\leq 1\text{Hz}$	$\leq 5\text{Hz}$
Accélération	0,1 à 0,3g	0,8g à 1,1g

Tab. 1.1: *Amplitudes et fréquences typiques des excitations inertielles en situation de conduite normale ou d'urgence*

En terme de domaine fréquentiel de validité, il convient de noter que les systèmes actifs de suspension ne contrôlent que les modes de caisse (1 à 2,5 Hz) et non ceux de roue (10 à 12 Hz), réservés aux systèmes semi-actifs, et enfin que les sollicitations les plus rapides sont de l'ordre de 4 à 5 Hz. Dès lors, il semble que la limite fréquentielle supérieure du modèle se situera entre 5 et 10 Hz.

⁸Par exemple, la variation de carrossage avec le pompage peut être décrite par un coefficient linéaire, par une relation polynômiale, ou par un tableau de variation

¹Dans un rapport sur l'utilisation réelle des capacités dynamiques des véhicules par les conducteurs, Lechner et Perrin [142] de l'INRETS indiquent que 82,3% du temps, les accélérations transversales sont situées entre -0,12g et +0,12g, et 99,5% entre -0,31g et +0,31g pour des accélérations longitudinales.

1.1 Les références bibliographiques

Malgré la pléthore de références sur la dynamique du véhicule ([137], [138], [139], [140], [141]), force nous est de constater qu'il existe très peu de publications qui étudient le degré de complexité de la modélisation des véhicules nécessaire à une juste description des phénomènes étudiés. Encore moins nombreux sont ceux, plus complets, dont les conclusions sont étayées de comparaisons entre calculs et essais. Les articles de Smith et Starkey ([148] et [149]), El-Gindy et Ilosvai [150], Allen et *al.* [151], et Lozia et Pieniazek [154] sont les rares exceptions; ils servent de base au présent travail.

1.1.1 Modèle minimum

En ce qui concerne le comportement routier en virage, une modélisation minimale est proposée en ([148], [149], et [154]). Les degrés de liberté retenus sont pour la caisse, l'avancement, le ripage, le roulis, et le lacet. Pour la roue, seul l'enroulement est conservé. De plus, les pneumatiques sont décrits par la modélisation non linéaire de Dugoff [143], avec saturation et retard du premier ordre de l'effort transversal, défini comme fonction de la dérive et de l'effort vertical au pied de roue.

Cette modélisation est minimale dans la mesure où seuls les degrés de liberté d'intérêt sont introduits. En outre, une modélisation moindre des pneumatiques amène à une grosse sur-estimation de leur potentiel ([162] et [170]), et donc de la stabilité du véhicule à partir de 3 à 4 m/s² d'accélération transversale.

En ce qui concerne la suspension verticale, les lois de raideur et d'amortissement sont linéaires. En outre, Smith et Starkey [149] introduisent l'élasto-cinématique des trains via les braquages induits par le roulis; Lozia et Pieniazek [154] quant à eux tiennent compte des braquages sous efforts au train avant. Aucune explication quant à l'introduction de ces phénomènes n'est donnée.

1.1.2 Eléments négligés

Considérant cette base de travail, il est nécessaire de regarder quels sont les éléments négligés, et d'analyser dans le cadre de la thèse s'ils sont toujours négligeables.

En ce qui concerne la caisse, il manque le tangage, et le pompage, tous les deux essentiels pour l'étude du confort, mais aussi de la tenue de route, notamment au freinage, deux points au cœur de la problématique du travail de thèse. Ces degrés de liberté devront être introduits.

Pour les roues, le degré de liberté vertical, négligeable lors de manœuvres transversales pures sur bonne route, est fondamental pour l'étude du confort, et pour la tenue de route sur mauvaise route². Les autres degrés de liberté des roues, *i.e.* longitudinal, transversal, de braquage, et de carrossage, contrôlés par l'élasto-cinématique des trains et du système de direction, sont très souvent, pour ne pas dire toujours négligés.

Cependant, Simon ([159], [166]) indique la nécessité de modéliser la présence d'une direction assistée hydraulique, à cause de l'impact sur la déformation élastique des trains, et la plus grande flexibilité de la colonne de direction³. En outre, si dans la littérature scientifique il est peu question de l'élasto-cinématique des trains, elle participe selon les types de trains et leurs réglages de 20% à

²L'EuroNCAP étendu à la sécurité active retient [134] comme profil de mission pour évaluer le comportement en virage, le tournant sur route bosselée

³En général, une direction assistée est plus souple en torsion qu'une direction manuelle, ce qui est dû au barreau de valve (barre de torsion) et au flector (anti-chuintement).

	B57 M3 (d.m.)	X54 ZC07 (d.a.)
Flexi. colonne	$0,840.10^{-2}$	$3,410.10^{-2}$
Démultiplication	21,36	16,98

80% au comportement du véhicule en virage [161]. La composante la plus importante provient des variations de braquage sous roulis, efforts et couples.

1.1.3 Modélisation maximale

Afin de caractériser l'apport de systèmes actifs basse fréquence de suspension, tant en confort qu'en comportement, Cooke et Abe présentent dans [156] le modèle de véhicule qu'ils ont retenu. Ce modèle, globalement linéaire à l'exception des pneumatiques et de la suspension verticale passive, fournit selon l'article des résultats corrects pour des simulations jusqu'à 0,7 g, et des fréquences jusqu'à 10 Hz; en voici les principales caractéristiques.

1.1.3.1 Modèle

- 1 Les équations dynamiques du mouvement sont linéaires, certaines forces étant non linéaires pour permettre de rendre compte du régime non linéaire.
- 2 Le véhicule subit de petites perturbations autour de sa position d'équilibre. (hypothèse de linéarisation)
- 3 La caisse du véhicule est rigide.
- 4 Les coefficients aérodynamiques dépendent de l'angle d'incidence du vent.
- 5 Sont considérés les degrés de liberté de ripage, de roulis, de tangage et de pompage du véhicule, et enfin longitudinal, et vertical des quatre roues.
- 6 Les trains sont représentés par des coefficients élasto-cinématiques linéaires. Ainsi les braquages, carrossages, et mouvements transversaux des roues dépendent du pompage, du roulis du tangage, et des efforts en provenance du pneumatique.
- 7 Les caractéristiques de raideur et d'amortissement de suspension sont non linéaires.
- 8 Les raideur et amortissement des pneumatiques sont linéaires.
- 9 Le modèle de pneumatique non linéaire de Pacejka [146] est utilisé et donne les efforts longitudinal, transversal, et le moment d'auto-alignement.
- 10 Les effets transitoires des pneumatiques sont rendus grâce à un filtre du premier ordre utilisant un rayon de Ballant (*cf.* § 2.2.5.6) dont la valeur change en fonction de la charge verticale à la roue selon un polynôme du troisième ordre comme proposé par Pacejka [145].
- 11 L'angle au volant, la vitesse et l'incidence du vent, l'adhérence des pneumatiques, et le type de route (modèle statistique) sont les entrées du modèle.

1.1.3.2 Eléments négligés

Le modèle décrit ci-avant convient à la description de mouvements transversaux ou verticaux du véhicule. Pour décrire le longitudinal, il est nécessaire d'ajouter l'avancement du véhicule, l'enroulement de roue, et les entrées du conducteur sous la forme de consignes pour le moteur et le système de freinage.

Il est important de remarquer la modélisation par coefficients linéaires de l'élasto-cinématique des trains, ce qui est rarissime malgré son importance, comme il sera montré dans la partie suivante (*cf.* § 1.2.3).

1.2 La capitalisation du savoir RENAULT

Dès 1981, un modèle de véhicule [160] complet non linéaire est proposé. Les non linéarités, classées par ordre décroissant d'importance, concernent les caractéristiques des pneumatiques, la géométrie de suspension en pompage et en roulis, les raideurs et amortissements de suspension, et dans une

moindre mesure les frottements solides de suspension, de direction, et de différentiel.

Ce modèle, essentiellement transversal comme les précédents donne des résultats conformes aux essais, même sans considérer les frottements solides, jusqu'à des accélérations transversales de 0,7 g; au-delà il donne une bonne information de l'état du véhicule jusqu'aux limites d'adhérence. Ces deux caractéristiques correspondent exactement à ce que l'on désire d'un modèle de véhicule.

En 1996, pour l'étude des systèmes ABS et ESP un modèle [163] valable jusqu'à des accélérations longitudinales de 1 g, transversale de 0,3 g, et verticale de 1 g apparaît. Il reprend le précédent et ajoute les degrés de liberté d'avancement du véhicule, ainsi que longitudinal et d'enroulement des roues, et considère le modèle de pneumatique de Pacejka. L'élasto-cinématique des trains est linéaire.

Des argumentaires de ces deux modèles il ressort que les six degrés de liberté sont nécessaires pour décrire le confort des passagers (pompage, roulis et tangage) et le comportement du véhicule (avancement, ripage et lacet). En ce qui concerne les roues, du degré de liberté vertical dépend le contact entre le pneumatique et le sol, c'est-à-dire la tenue de route du véhicule, du degré de liberté d'enroulement dépendent la motricité, le freinage, et la directibilité du véhicule. Les autres degrés de liberté sont considérés comme asservis.

Effectivement ils dépendent du système de direction et de l'élasto-cinématique des trains. • Les angles de braquage des roues proviennent des contributions du pincement initial au train, du système de direction (angles de braquages demandés par le conducteur et déformations élastiques de la direction), et enfin des braquages cinématiques et élastiques des trains. • Les angles de carrossage des roues proviennent des contributions du carrossage initial au train, des carrossages cinématiques et élastiques des trains. • Le degré de liberté longitudinal est parfois introduit pour la simulation de freinages d'urgence (déplacement de ≈ 2 cm pour 1,1 g), ou du confort. Cependant comme les fréquences d'oscillation sont élevées (≈ 15 à 20 Hz), le transitoire est souvent négligé et le déplacement est alors asservi à la force longitudinale au pied de roue, ou le mouvement est totalement négligé. • Pour garantir la tenue de route en virage du véhicule, les raideurs transversales sont encore plus importantes ($\approx 10^6$ N/m), d'où des fréquences élevées (≈ 20 à 40 Hz). Le mouvement transversal des roues est donc presque toujours négligé⁴.

Il reste donc à définir le degré pertinent de modélisation de la suspension verticale, du comportement du pneumatique, et de l'élasto-cinématique des trains.

1.2.1 Système de suspension verticale

Aujourd'hui la suspension verticale, ressort et amortisseur, est hautement non linéaire, ce qui permet de mieux gérer le compromis entre confort et comportement. Pour une juste description de ces prestations, il est nécessaire de décrire les ressorts, et amortisseurs de la suspension verticale au moins par des lois linéaires par morceaux.

1.2.1.1 Raideur

Les ressorts de suspension sont globalement linéaires. Les non linéarités proviennent au train arrière d'une loi 'effort-débattement' de type iso-fréquentielle pour minimiser l'affaissement du véhicule en charge, et conserver un confort identique en charge qu'à vide.

De plus, en parallèle aux ressorts se trouvent des butées. En choc, elles sont longues et progressives pour garantir un bon confort, et modifier la dynamique angulaire en fonction de l'accélération

⁴Dans une baïonnette ISO, pour des accélérations de 6 à 8 m/s^2 , les déplacements transversaux atteignent 2 à 2,5 mm, sur une voie d'environ 1,5 m.

transversale. En rebond, elle sont généralement⁵ courtes, car peu sollicitées.

1.2.1.2 Amortissement

En ce qui concerne l'amortissement, la non linéarité de la loi 'Effort-Vitesse' provient de son rôle double. Il contrôle les mouvements basse fréquence de la caisse, et filtre les irrégularités plus haute fréquence, comme l'indique la figure 1.1.

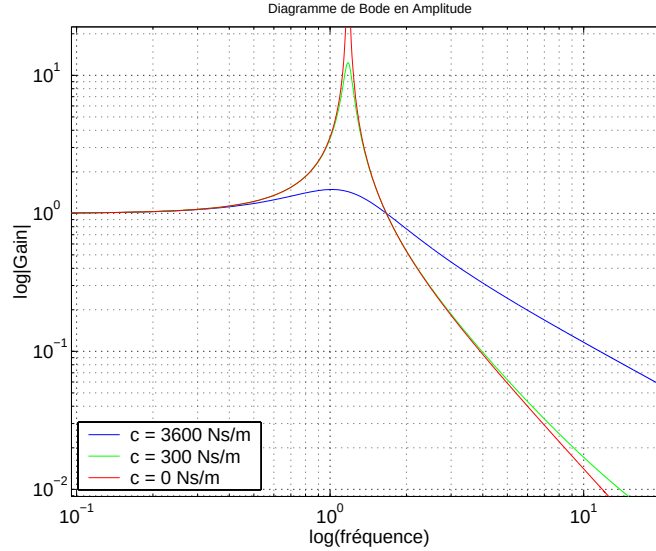


Fig. 1.1: Deux amortissements, pour deux rôles.

En outre, l'amortisseur différencie compression et rebond de manière importante⁶, et l'effort des amortisseurs sature pour ne pas transmettre de chocs trop importants à la caisse.

1.2.1.3 Remarque conclusive

Deux études ([159], et [171]), fondées sur des corrélations entre simulations et essais, indiquent qu'il est suffisant pour l'étude des phénomènes basse fréquence (< 7 Hz) de considérer les non linéarités dues aux frottements secs de suspension.

1.2.2 Modèle de pneumatique

Dans la littérature, il est abondamment ([149], [159], [170]) montré qu'un modèle linéaire suffit pour décrire des situations jusqu'à des accélérations de 3 à 4 m/s^2 . Au-delà, pour la juste description du comportement routier, il doit comprendre les notions de :

- 1- Saturation en effort, sinon les modèles sur-estiment grossièrement la tenue de route.
- 2- Couplage des caractéristiques longitudinales et transversales, pour pouvoir décrire le sur-virage lors du freinage léger en virage, et le sous-virage lors d'un fort freinage en virage.
- 3- Modification de l'effort maximum et de la rigidité de dérive en fonction de l'effort vertical. Il est sinon impossible de rendre le fait que plus le report de charge est important et moins le potentiel d'adhérence est important, phénomène clef de la compréhension du freinage d'urgence et de la tenue de route en virage à la limite d'adhérence.

Le modèle de Dugoff [143] ne contient que l'information relative aux deux premiers points, c'est pourquoi lui est préféré celui de Pacejka ([144], [146]), tout aussi statique, bien plus complexe,

⁵Il apparaît aujourd'hui de longues butées de détente, la suspension est dite *contractive* pour diminuer le roulis, le tangage, et abaisser le centre de gravité en virage et au freinage pour plus de stabilité.

⁶Exemples d'amortissement à la roue d'une berline : 4500 Ns/m en rebond, contre 2300 Ns/m en compression.

mais nécessaire pour saisir tous les phénomènes intervenant en situation d'urgence. Des retards sur les efforts longitudinaux et transversaux sont introduits sous la forme de filtres différentiels du premier ordre, appelée modélisation par *Rayon de Ballant*, sont introduits pour rendre compte de la dynamique des pneumatiques. Cette dernière reste valable jusqu'en basses fréquences [147].

Cette modélisation, juste dans la grande majorité des conditions de roulage, donne au-delà de ses limites une bonne indication du comportement routier. Le domaine de validité du modèle de Pacejka s'étend de la conduite normale [170] (régime linéaire) pour des vitesses entre 5 km/h et 200 km/h [163], au virage quasi-statique [162], tant que $\delta \leq 5$ à 10° , et au freinage quasi-statique, tant que $s_x \leq 10$ à 20° . L'erreur en terme de distance d'arrêt en freinage d'urgence est dans l'intervalle de reproductibilité des distances de freinage avec ABS ($\approx 2\%$).

1.2.3 Elasto-cinématique des trains

Le présent paragraphe a pour vocation dans un premier temps de définir quelles sont les ordres de grandeur des contributions de l'élasto-cinématique, puis de définir la finesse de modélisation nécessaire à la bonne description des phénomènes.

Tout d'abord, le tableau 1.2 indique que la contribution à la dynamique angulaire des déformations cinématiques est du même ordre de grandeur que la contribution des déformations élastiques, contrairement à ce que pourrait laisser suggérer la littérature scientifique ([148], [149]). En outre, une diminution de $0,05^\circ$ (respectivement une augmentation de $0,1^\circ$), de la dérive ou du braquage d'une roue, diminue (resp. augmente) la dynamique angulaire de $0,15^\circ s^2/m$ (resp. $0,5^\circ s^2/m$). La description des déformations des trains en braquage devra donc être particulièrement précise.

$\gamma_Y(m/s^2)$	1	2	3	4	5	6	7	7,35
Dynamique Angulaire ($^\circ s^2/m$)								
pneumatique	2,23	2,26	2,33	2,42	2,61	3,04	4,14	8,68
cinématique	1,05	1,06	1,06	1,05	1,05	1,05	1,05	1,04
élastique	1,26	1,24	1,17	1,05	0,87	0,61	0,39	0,35
TOTALE	4,55	4,57	4,55	4,53	4,52	4,68	5,69	10,09

Tab. 1.2: Composition de la dynamique angulaire, sur un cercle de dérapage de 50 m de rayon

1.2.3.1 Déformations sous roulis, et sous efforts

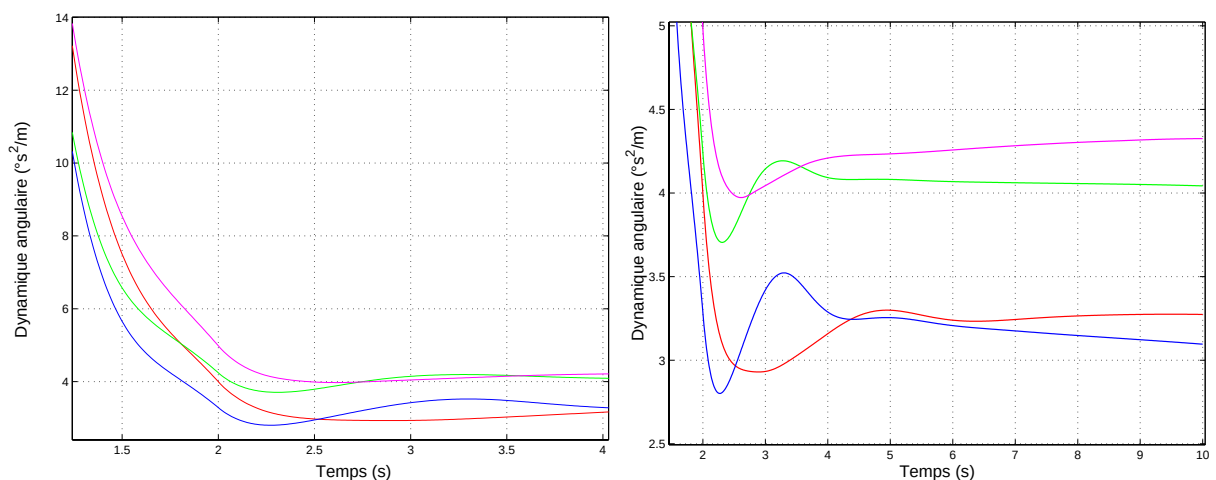


Fig. 1.2: Courbes de dynamique angulaire, en degrés par m/s^2 .

Ce paragraphe a pour but d'identifier le domaine d'action des déformations sous roulis et sous efforts, et de quantifier leurs effets sur la stabilité du véhicule lors d'une mise en virage. Quatre véhicules sont étudiés, sans déformation du châssis (**bleu**), avec les déformations élastiques du châssis (**rouge**), avec les déformations cinématiques sous roulis (**vert**), et avec toutes les déformations (**mauve**).

La manœuvre discriminante est une mise d'angle au volant rapide⁷ à vitesse constante. Les critères de stabilité sont le taux de sous-virage, et la dynamique angulaire (définis en chapitre 1 § 1.2.1). Les figures 1.2 permettent de différencier deux zones d'influence, sur les quatre secondes que dure le régime transitoire.

◇ Dans la phase d'inscription en virage, soit jusqu'à 1,4 s, la déformation élastique des trains participe majoritairement à la dynamique angulaire, et différencie les courbes rouge et mauve, des courbes verte et bleue (véhicules sans déformation élastique).

◇ A partir de 2 s, la déformation des trains sous roulis participe majoritairement à la dynamique angulaire, car le roulis a eu le temps de s'installer, et l'accélération transversale est élevée. Les courbes rouge et bleue sont bien différenciées des courbes verte et mauve (véhicules avec déformation des trains sous roulis).

La figure 1.3 permet de mieux visualiser l'évolution de la stabilité du véhicule au cours de la phase transitoire, *i.e.* avant le point de rebroussement. Elle indique aussi que les déformations des trains sous effort sont bien inférieures à celles sous roulis pour les hautes accélérations transversales.

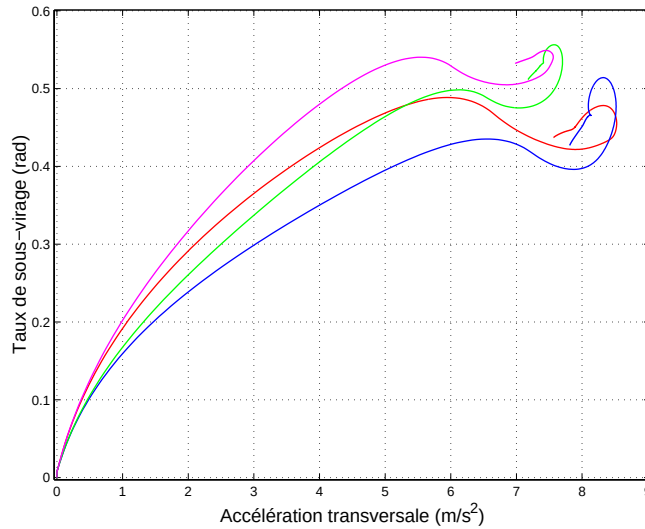


Fig. 1.3: Courbes de taux de sous-virage (rad).

En conclusion, pour la bonne description du comportement du véhicule quelle que soit l'accélération transversale, en régime transitoire ou permanent stationnaire, il sera nécessaire de tenir compte de toutes les composantes des déformations élasto-cinématiques; il reste à définir leur degré de modélisation.

1.2.3.2 Elasto-cinématique linéaire ou non linéaire.

Tout d'abord, il convient de noter que deux sources de données peuvent alimenter les modèles de train : les modèles ADAMS de conception des trains obtenus dès l'avant-projet, et les mesures sur

⁷ α_V est un quart de sinus d'amplitude $\pi/3$ rad, de fréquence 1 Hz, à $V = 100$ km/h.

banc de l'élasto-cinématique d'un véhicule.

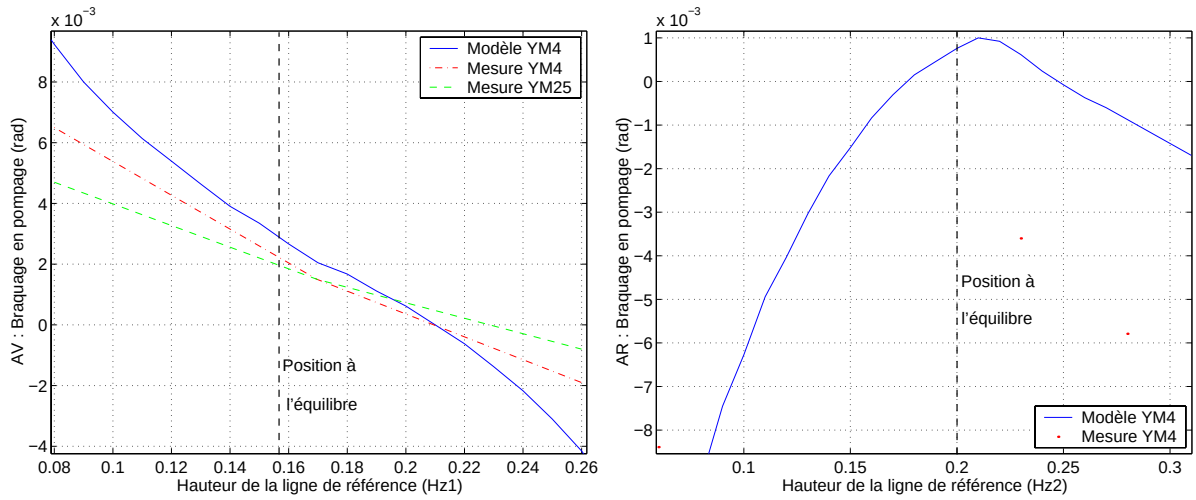


Fig. 1.4: Variations de braquages en pompage, aux trains avant et arrière.

Dans les deux cas, il est possible d'obtenir soit une caractérisation linéaire (la pente de la courbe au niveau de la position d'équilibre), soit une caractérisation non linéaire fonction du pompage aux trains, du roulis, et parfois de l'angle de braquage des roues avant. Les courbes 1.4 et 1.5 indiquent l'étendue de l'erreur que peut entraîner le choix d'une description linéaire, ou d'une description non linéaire. Dans la mesure où les résultats de simulations sont toujours comparés à des mesures issues d'essais, il convient de privilégier les paramétrages de véhicule issus de mesures sur banc.

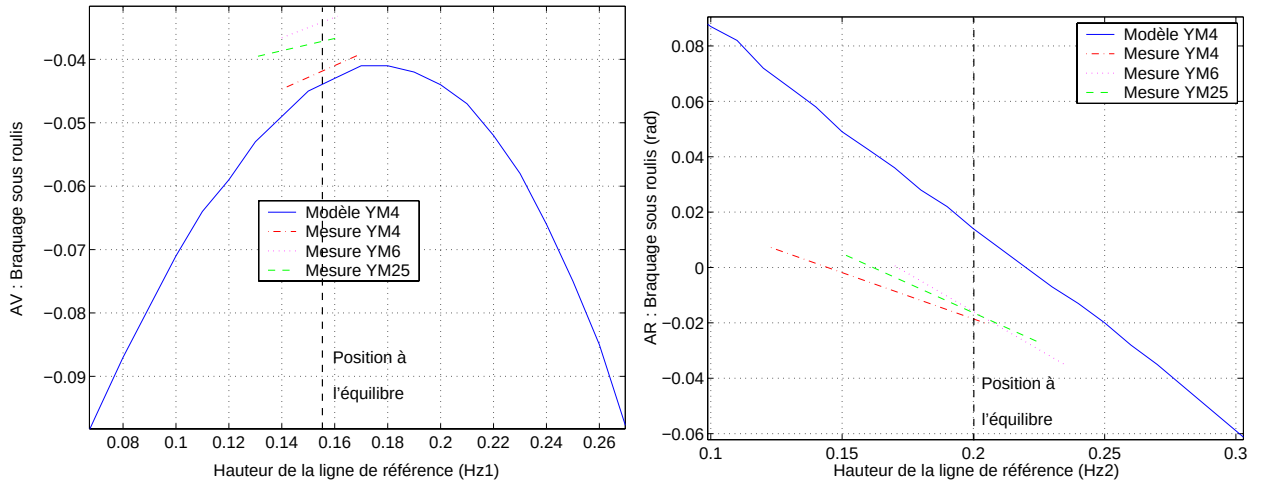


Fig. 1.5: Variations de braquages sous roulis, aux trains avant et arrière.

1.2.3.3 Cinématique non linéaire

Il a été possible d'obtenir certaines caractéristiques non linéaires des braquages et carrossages induits, et des effets Brouilhet de la cinématique des trains sous roulis et pompage. Aux vues des courbes 1.6, l'intérêt d'un paramétrage non linéaire des trains apparaît.

En général une bonne similitude est obtenue entre les calculs et les essais, avec un écart, inférieur à 10%, de l'ordre de grandeur de la précision que l'on peut obtenir sur les paramètres principaux tels que l'élasto-cinématique des trains, ou la rigidité de dérive. Toutefois, il faut remarquer que les pneumatiques utilisés en simulation et en essais sont de même dimension, mais de marque différente.

De plus, les pressions d'utilisation ne sont pas identiques. Une partie des écarts provient de cette non concordance entre essais et calculs.

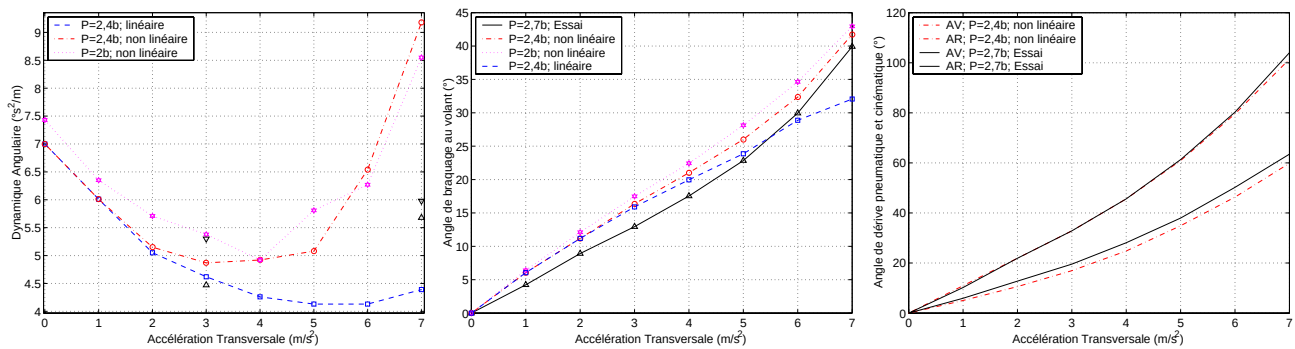


Fig. 1.6: Comparaisons ‘Simulations-Essais’ des dynamiques angulaires -gauche-, angle au volant -milieu-, et dérivés des trains -droite-.

Essais	Calculs
X54 YM4 (2personnes)	X54 YM4 (2personnes)
Pneumatiques GOOD YEAR 195/60 R15	Pneumatiques MICHELIN 195/60 R15
pAV = 2,7 bars / pAR = 2,7 bars	pAV = 2,4 bars / pAR = 2,4 bars
	données Michelin de type Pacejka

Enfin, les non linéarités des déformations élasto- cinématiques introduites sont fonction du pompage aux trains, ce qui est intéressant pour l’étude du comportement sur route bosselée ou en charge (cf. tableau 1.3), mais dont l’impact reste limité (cf. tableau 1.4, et figures D.1) pour l’étude du comportement en virage sur bonne route.

	X54 YM4						X54 XA7			
	1 personne		2 personnes		5 personnes		1 personne		5 personnes	
	AV	AR	AV	AR	AV	AR	AV	AR	AV	AR
Pneu	6,512	-4,965	6,69	-5,131	7,019	-5,918	6,287	-4,875	6,798	-5,833
FT	0,762	0,746	0,791	0,820	0,838	1,119	0,695	0,126	0,767	0,187
FM	0,492	-0,221	0,53	-0,269	0,592	-0,508	0,332	-0,167	0,401	-0,370
FCOL	3,92		4,205		4,625		3,749		4,423	
braq	0,394	-0,182	0,394	-0,155	0,544	-0,006	0,367	-0,063	0,524	-0,093
carr	0,724	-0,359	0,724	-0,384	1,051	-0,506	0,693	-0,396	0,979	-0,574
init	-0,043	0,277	-0,043	0,245	-0,093	0,168	-0,039	0,137	-0,079	0,052

Tab. 1.3: Décomposition de la dynamique angulaire des X54 : YM4 et XA7.

γ_T	Elasto-cinématique non linéaire				Elasto-cinématique linéaire			
	da	α_1	δ_1^{AV}	δ_2^{AR}	da	α_1	δ_1^{AV}	δ_2^{AR}
1	8,25	0,058	-0,007	-0,005	7,04	0,057	-0,007	-0,006
2	5,21	0,060	-0,014	-0,011	4,44	0,058	-0,014	-0,011
3	4,62	0,062	-0,022	-0,017	3,88	0,060	-0,022	-0,017
4	4,45	0,065	-0,031	-0,023	3,71	0,062	-0,030	-0,020
5	4,44	0,068	-0,041	-0,031	3,67	0,064	-0,041	-0,033
6	4,55	0,072	-0,053	-0,040	3,77	0,067	-0,054	-0,043
7	4,86	0,078	-0,070	-0,051	4,05	0,072	-0,070	-0,055
8	5,66	0,089	-0,095	-0,066	4,80	0,082	-0,095	-0,070

Tab. 1.4: Comparaison des caractéristiques des véhicules linéaire et non linéaire.

L’unique différence obtenue entre les deux paramétrage tient de masses au train arrière légèrement différentes, d’où un point de fonctionnement déplacé entre les deux sources de données. Tenir

compte des non linéarités dues au pompage des trains semble donc inutile pour l'étude du comportement en virage pur, sur bonne route. Il aurait été préférable d'obtenir les non linéarités en fonction de l'angle de roulis, du braquage de la crémaillère, ou les lois 'effort-déplacement' des déformations élastiques, mais ces données n'étaient pas disponibles.

1.2.3.4 Effets Brouilhet

Les effets Brouilhet longitudinaux et transversaux caractérisent les variations de position des axes de tangage et roulis de la caisse par rapport au châssis au freinage, à l'accélération, ou en virage.

$$F_{ij,Z}^{brou} = \lambda_i^{brou} F_{ij,X}^{roue} + (-1)^j \mu_i^{brou} F_{ij,Y}^{roue} \quad (1.1)$$

λ_i^{brou}	Effet	Train	$F_{ij,X}^{roue}$	μ_i^{brou}	Effet	Train
0,03	cabrage	i=1	≥ 0	0,12	anti-roulis	i=1
-0,02	anti-plongée	i=1	≤ 0	0,2	anti-roulis	i=2
0,2	anti-plongée	i=2	≤ 0			

Tab. 1.5: Coefficients et effets Brouilhet

Ils permettent d'améliorer la stabilité du véhicule en virage et au freinage, via des effets anti-roulis et anti-plongée, comme l'indique le tableau 1.5. Les efforts mis en jeu sont considérables, puisqu'ils représentent ici jusqu'à 20% de l'effort de ripage ou de freinage, soit en situation d'urgence jusqu'à 20% de l'effort vertical à la roue.

1.3 Conclusion

En se fondant essentiellement sur la documentation ([159] à [168]) disponible chez Renault, puisque la littérature sur le sujet faisait défaut, les paragraphes précédents permettent d'établir le degré de complexité du modèle utilisé au cours de cette thèse. En voici les hypothèses fondatrices :

- H.1** Les équations du mouvement sont linéaires, certaines forces étant non linéaires pour permettre de rendre compte du régime non linéaire.
- H.2** Le véhicule subit de petites perturbations autour de sa position d'équilibre.
- H.3** La caisse du véhicule est rigide.
- H.4** Les coefficients aérodynamiques dépendent de l'incidence et de la vitesse du vent.
- H.5** Sont considérés les mouvements longitudinal, transversal, et de lacet du véhicule, de roulis, de tangage et de pompage de la caisse, et enfin vertical et d'enroulement des quatre roues.
- H.6** Le décollement et le blocage des roues sont gérés.
- H.7** Les trains sont représentés par des coefficients élasto-cinématiques linéaires ou non linéaires. Ainsi les braquages, carrossages, et mouvements longitudinaux et transversaux des roues dépendent du pompage, du roulis, du tangage, et des efforts en provenance du pneumatique.
- H.8** Les caractéristiques de raideur et d'amortissement de suspension sont non linéaires.
- H.9** Les raideur et amortissement des pneumatiques sont linéaires.
- H.10** Le modèle de pneumatique non linéaire de Pacejka est utilisé et donne les efforts longitudinal, transversal, et le moment d'auto-alignement.
- H.11** Les effets transitoires des pneumatiques sont rendus grâce à un filtre du premier ordre utilisant un rayon de Ballant.
- H.12** Le système de direction est modélisé par le couple 'démultiplication - Jeantaud'.
- H.13** La pression à chaque étrier est calculée linéairement en fonction de la pression au maître

cylindre, et en considérant un répartiteur/limiteur au train arrière. Un filtre représente le temps de retard hydraulique. Un système ABS/ESP élémentaire est (dé)connectable.

H.14 L'angle au volant, l'angle du papillon des gaz, la pression au maître cylindre, la vitesse et l'incidence du vent, l'adhérence des pneumatiques, et le profil de route (numérisé) sont les entrées du modèle.

Ce type de modèle semble valable en vertical jusqu'à 7 à 8 Hz. L'ordre de grandeur des accélérations verticale, de roulis et de tangage reste valable au moins jusqu'à 10 Hz [157]. Les limites sont apportées par le modèle d'amortisseur filiforme, valable jusqu'à 7 Hz environ, et la non modélisation des arbres de transmission (≈ 5 à 7 Hz [157]) et du premier mode longitudinal du moteur (≈ 9 Hz).

Enfin, la raideur en torsion de la caisse, très variable selon le type d'automobile (cabriolet ou berline), augmentant sans cesse à cause des contraintes de sécurité passive (crash). Son impact aujourd'hui sur la dynamique ou le confort de suspension est quasiment nul.

2 La modélisation dans MACAC

La vocation de cette partie est de donner les équations utilisées dans le **M**odèle d'**A**utomobile pour la **C**onception **A**vancée de **C**hâssis créé, validé, et utilisé au cours de ce travail de thèse.

Il convient de noter que la modélisation retenue a été fortement contrainte par les données à disposition, chose non encore abordée pour l'instant mais dont l'importance fut primordiale. Il s'avère qu'en modélisation, le plus difficile n'est pas de trouver les bonnes équations, mais les bons paramètres, afin de renseigner et simplifier les équations.

2.1 Les équations de la dynamique des solides indéformables

Maintenant, les équations de la dynamique vont être appliquées aux cinq corps et projetées dans un repère intéressant pour que les équations s'expriment de la manière la plus simple possible [133]. Les quatorze degrés de liberté retenus sont respectivement donnés par les relations (2.1, 2.2, 2.3, 2.7, 2.8, 2.9, 2.11, 2.12).

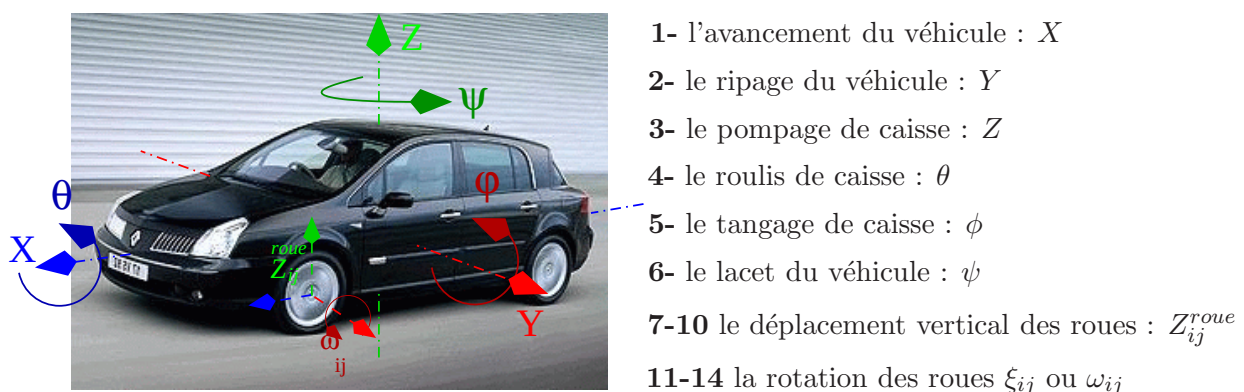


Fig. 2.1: Les degrés de liberté du modèle.

Dans un second temps, les équations de comportement permettant de fermer le problème différentiel seront introduites.

2.1.1 Deuxième loi de Newton

Pour les degrés de liberté longitudinal et transversal, le système considéré est le véhicule, et les forces sont les forces de contact au centre des roues, et aérodynamiques. Les équations sont projetées dans le repère lié au véhicule ($\mathcal{R}_1$), soit pour l'avancement et le ripage :

$$M_{tot}\ddot{X} = F_{11,X}^{roue} + F_{12,X}^{roue} + F_{21,X}^{roue} + F_{22,X}^{roue} + F_X^{aero} \quad (2.1)$$

$$M_{tot}\ddot{Y} = F_{11,Y}^{roue} + F_{12,Y}^{roue} + F_{21,Y}^{roue} + F_{22,Y}^{roue} + F_Y^{aero} \quad (2.2)$$

Tandis que le débattement vertical du véhicule donne peu d'indications du confort ou du comportement routier du véhicule, le pompage de caisse contribue majoritairement au confort.

$$M_s\ddot{Z} = F_{11,Z}^{susp} + F_{12,Z}^{susp} + F_{21,Z}^{susp} + F_{22,Z}^{susp} + F_Z^{aero} - M_s g \quad (2.3)$$

Les efforts en jeu proviennent de la gravité, de la suspension, et de l'aérodynamique. Le repère de projection est $\mathcal{R}_1$, car il s'agit du repère dans lequel est caractérisée la suspension verticale, et où sont définis les efforts aérodynamiques (cf. § 2.2.8).

2.1.2 Théorème du moment cinétique

Deux problèmes surgissent rapidement à l'esprit. Ne connaissant pas les axes principaux d'inertie, la matrice d'inertie fera apparaître des termes couplés difficilement évaluable. Et, les grandeurs d'intérêt, à savoir le roulis, le tangage de la caisse et le lacet du véhicule, sont observés dans deux systèmes d'axes différents.

La notion d'inertie concerne de façon classique un solide rigide. Or, dans les mouvements de la caisse dont l'étude requiert la connaissance des inerties, les roues n'accompagnent pas la caisse dans le sens vertical, mais au contraire restent dans un plan horizontal fixe. Les valeurs à utiliser doivent tenir compte de ce fait et sont en réalité le résultat [169] d'une extension de la notion d'inertie.

L'opérateur d'inertie est donné dans le repère lié au véhicule, $\mathcal{R}_1$. Dans ce système de coordonnées ($\mathcal{R}_1$), certaines inerties couplées (I_{x1y1} et I_{y1z1}) sont négligeables [166]; l'opérateur d'inertie s'écrit alors :

$$\mathcal{I}_{\mathcal{R}_1}^{véhicule} = \begin{pmatrix} I_{x1x1} & 0 & -I_{x1z1} \\ 0 & I_{y1y1} & 0 \\ -I_{x1z1} & 0 & I_{z1z1} \end{pmatrix} \quad (2.4)$$

La vitesse angulaire vaut $\dot{\theta}.x_2 + \dot{\phi}.y_1 + \dot{\psi}.z_1$, d'où l'expression du moment dynamique :

$$\mu_{(G \in \mathcal{R}_C)}^{\mathcal{R}_0} = \begin{pmatrix} I_{x1x1} (\ddot{\theta} \cos \phi - \dot{\theta} \dot{\phi} \sin \phi) - I_{x1z1} (\ddot{\psi} - \ddot{\theta} \sin \phi - \dot{\theta} \dot{\phi} \cos \phi) - I_{y1y1} \dot{\phi} \dot{\psi} \\ I_{y1y1} \ddot{\phi} + I_{x1x1} \dot{\theta} \dot{\psi} \cos \phi - I_{x1z1} (\dot{\psi}^2 - \dot{\theta} \dot{\psi} \sin \phi) \\ I_{z1z1} (\ddot{\psi} - \ddot{\theta} \sin \phi - \dot{\theta} \dot{\phi} \cos \phi) - I_{x1z1} (\ddot{\theta} \cos \phi - \dot{\theta} \dot{\phi} \sin \phi) \end{pmatrix} \quad (2.5)$$

En séparant les deux premiers ordres de grandeurs, l'expression 2.5 devient :

$$\mu_{(G \in \mathcal{R}_C)}^{\mathcal{R}_0} = \begin{pmatrix} I_{x1x1} \ddot{\theta} - I_{x1z1} (\ddot{\psi} - \dot{\theta} \dot{\phi}) - I_{y1y1} \dot{\phi} \dot{\psi} \\ I_{y1y1} \ddot{\phi} + I_{x1x1} \dot{\theta} \dot{\psi} - I_{x1z1} \dot{\psi}^2 \\ I_{z1z1} (\ddot{\psi} - \dot{\theta} \dot{\phi}) - I_{x1z1} \ddot{\theta} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} I_{x1z1} \ddot{\theta} - I_{x1x1} \dot{\theta} \dot{\phi} \\ I_{x1z1} \dot{\theta} \dot{\psi} \\ I_{x1z1} \dot{\theta} \dot{\phi} - I_{z1z1} \ddot{\theta} \end{pmatrix} \phi \quad (2.6)$$

Cette nouvelle écriture du moment dynamique indique l'existence d'un rapport $\phi \approx 10^{-2}$ entre l'ordre zéro et l'ordre un. En outre, au sein même de l'ordre zéro, il faut différencier les termes d'accélération angulaire, des produits de vitesses angulaires, car un facteur 10 différencie les vitesse et accélération, soit un facteur 100 entre accélération et un produit de vitesses angulaires. C'est ce

Système Passif						
	θ_{mAx}	ϕ_{mAx}	ψ_{mAx}	$ \theta _{moy}$	$ \phi _{moy}$	$ \psi _{moy}$
angle	0,1046	0,0114	0,2369	0,0348	0,0032	0,0598
vitesse	0,6352	0,1172	0,6190	0,1834	0,0198	0,2139
accélération	7,7225	1,6450	4,4106	1,9317	0,2098	1,0430
Système d'Anti-Roulis Actif						
	θ_{mAx}	ϕ_{mAx}	ψ_{mAx}	$ \theta _{moy}$	$ \phi _{moy}$	$ \psi _{moy}$
X :	0,0338	0,0048	0,2587	0,0095	0,0009	0,0642
dX/dt :	0,2003	0,0253	0,6648	0,0442	0,0042	0,2215
d ² X/dt ² :	2,2417	0,3774	4,6574	0,4263	0,0555	1,0662

Tab. 2.1: *Maxima et moyennes des composantes des vecteurs rotation, vitesse et accélération angulaires*

qu'indique le tableau 2.1. Les grandeurs sont issues de la manœuvre donnant les valeurs les plus importantes du vecteur vitesse angulaire, la baïonnette ISO (double changement de file à 75 km/h).

Le tableau 2.2 permet de définir les éléments à conserver au sein du premier ordre. On s'aperçoit alors qu'il est possible d'effectuer deux niveaux d'approximation, soit en ne conservant que les trois termes principaux ($I_{x1x1}\ddot{\theta}$ $I_{y1y1}\ddot{\phi}$ $I_{z1z1}\ddot{\psi}$), soit en considérant tous les termes qui ne sont pas en *italiques* dans la table 2.2.

	$I_{x1x1}\ddot{\theta}$	$-I_{x1z1}\ddot{\psi}$	$I_{x1z1}\dot{\theta}\dot{\phi}$	$-I_{y1y1}\dot{\phi}\dot{\psi}$
Passif	5852	-324	<i>4,4</i>	-180
Anti-roulis	1672	-339	<i>0,3</i>	-39
	$I_{y1y1}\ddot{\phi}$	$I_{x1x1}\dot{\theta}\dot{\psi}$	$-I_{x1z1}\dot{\psi}^2$	
Passif	4800	273	<i>-26</i>	
Anti-roulis	1200	100	<i>-32</i>	
	$I_{z1z1}\ddot{\psi}$	$-I_{z1z1}\dot{\theta}\dot{\phi}$	$-I_{x1z1}\dot{\theta}$	
Passif	14520	-198	<i>-568</i>	
Anti-roulis	15180	-13	<i>-162</i>	

Tab. 2.2: *Double changement de file ISO à 75 km/h : Les termes négligés sont en italique*

Ainsi, les équations en rotation s'écrivent de manière plus simple. Soit les équations en roulis et tangage :

$$I_{x1x1}\ddot{\theta} - I_{x1z1}\ddot{\psi} - I_{y1y1}\dot{\phi}\dot{\psi} = (F_{11,Y}^{roue} + F_{12,Y}^{roue} + F_{21,Y}^{roue} + F_{22,Y}^{roue}) * h + F_{11,Z}^{roue} * e_{11} - F_{12,Z}^{roue} * e_{12} + F_{21,Z}^{roue} * e_{21} - F_{22,Z}^{roue} * e_{22} + M_s g h_0 \sin \theta \cos \phi + M_X^{aero} \quad (2.7)$$

$$I_{y1y1}\ddot{\phi} + I_{x1x1}\dot{\theta}\dot{\psi} = -h * (F_{11,X}^{roue} + F_{12,X}^{roue} + F_{21,X}^{roue} + F_{22,X}^{roue}) - (F_{11,Z}^{roue} + F_{12,Z}^{roue}) * l_1 + (F_{21,Z}^{roue} + F_{22,Z}^{roue}) * l_2 + M_s g h_0 \sin \phi \cos \theta + M_Y^{aero} \quad (2.8)$$

Remarque : *Ces équations font apparaître la masse suspendue car, seule cette masse subit les mouvements de roulis, et tangage.*

Enfin l'équation en lacet donne :

$$I_{z1z1}\ddot{\psi} - I_{x1z1}\ddot{\theta} - I_{z1z1}\dot{\theta}\dot{\phi} = -F_{11,X}^{roue} * e_{11} + F_{12,X}^{roue} * e_{12} - F_{21,X}^{roue} * e_{21} + F_{22,X}^{roue} * e_{22} + (F_{11,Y}^{roue} + F_{12,Y}^{roue}) * l_1 - (F_{21,Y}^{roue} + F_{22,Y}^{roue}) * l_2 + M_Z^{aero} \quad (2.9)$$

$$(2.10)$$

Maintenant que les équations des six degrés de liberté principaux ont été établies, il s'agit de décrire les mouvements verticaux et l'enroulement de la roue.

2.1.3 Mode de roue vertical

Les masses suspendues sont supposées soumises aux efforts verticaux en provenance de la suspension, du pneumatique, et à la gravité. En projetant dans le repère lié au véhicule la deuxième loi de Newton il vient :

$$M_{ij}^{ns} \ddot{Z}_{ij}^{roue} = -F_{ij,Z}^{susp} + F_{ij,Z}^{roue} - M_{ij}^{ns} g \quad (2.11)$$

avec M_{ij}^{ns} la masse non suspendue en ij .

2.1.4 Enroulement de roue

Le théorème du moment cinétique est appliqué à la roue dans le repère braqué non carrossé lié à la roue ij , et est projeté selon l'axe de rotation de la roue.

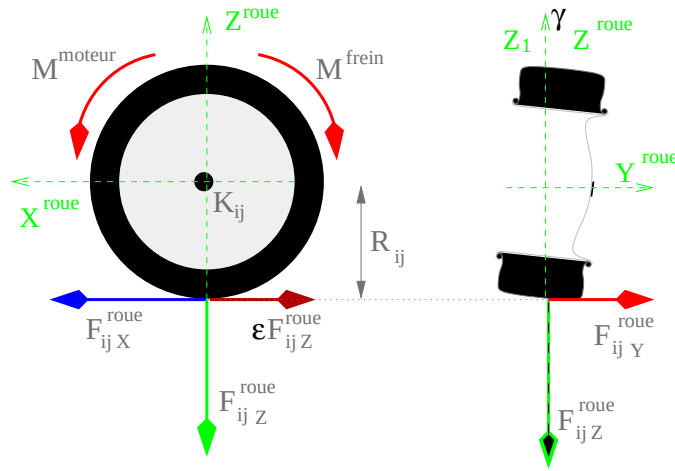


Fig. 2.2: Théorème du moment cinétique sur les roues.

$$I_{ij}^{roue} \dot{\omega}_{ij} = \tau_{ij} \left\{ - \left(R_{Cij} + \frac{Z_{ij}^{roue} - Z_{ij}^{pneu}}{\cos \gamma_{ij}} \right) F_{X,ij}^{roue} - \varepsilon F_{Z,ij}^{roue'} \cos \gamma_{ij} \right\} - M_{ij}^{Frein} + M_{ij}^{Moteur} \quad (2.12)$$

avec :

- ◆ I_{ij}^{roue} l'inertie généralisée de la roue, qui comprend pour les roues motrices une part de l'inertie du moteur : $I_{roue}' = I_{roue} + R_i^2 R_{pdiff}^2 * I_{Moteur}$
 - ◆ ε la chasse linéaire.
 - ◆ R_{Cij} le rayon sous la charge statique au pied de roue.
 - ◆ $F_{Z,ij}^{roue'}$ la force verticale dans le repère carrossé : $F_{Z,ij}^{roue'} = F_{Z,ij}^{roue} \cos \gamma_{ij} - F_{Y,ij}^{roue} \sin \gamma_{ij}$
- Les deux autres rotations de la roue sont considérées comme complètement dépendantes de l'élastocinématique du châssis.

2.2 Les lois de comportement

Il reste maintenant à écrire les relations permettant la fermeture du système différentiel. Le but de ce paragraphe est de donner les équations de comportement de la suspension verticale, des trains, du pneumatique, du système de freinage, du groupe moto-propulseur, et du contact aérodynamique.

2.2.1 Système de suspension verticale

Il permet de supporter le poids du véhicule et de filtrer les irrégularités de la route, tout en maintenant une garde au sol convenable, et les pneumatiques en contact avec le sol. Il est composé de ressorts et d'amortisseurs. Les ressorts principaux de suspension portent le poids de la caisse. La figure 2.3 montre la forme typique d'une loi 'effort - déplacement' ($F_{ij,Z}^{ressort}/X_{ij}^{susp}$). Autour de l'équilibre statique, le ressort est linéaire. La fréquence en pompage de tels systèmes pour des automobiles particulières va de 0,7 à 1,6 Hz.

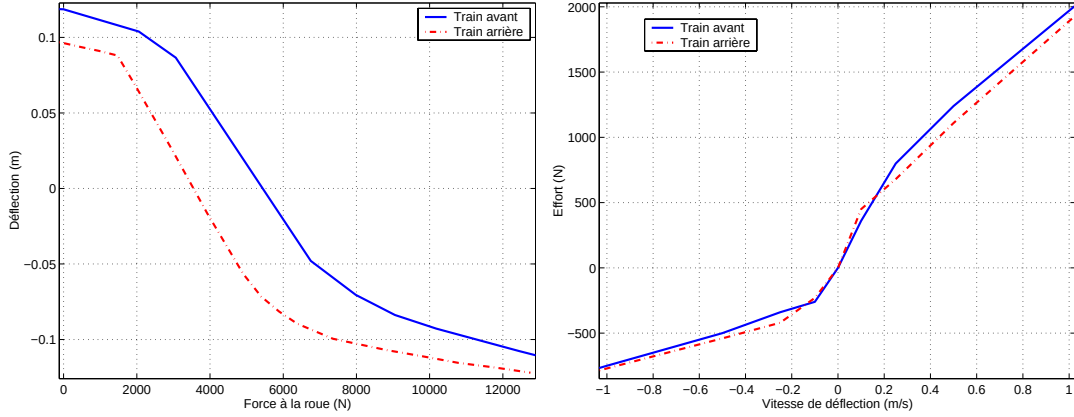


Fig. 2.3: Courbes caractéristiques des ressorts-gauche- et amortisseurs-droite- de suspension.

En parallèle à ces ressorts se trouvent des butées de compression souvent longues (choc) et de détente (rebond) afin de diminuer les débattements de la caisse, et pour plus de progressivité, et donc de confort. Des barres anti-roulis ont par la suite été ajoutées pour diminuer encore plus les débattements en roulis des automobiles. Leurs raideurs (k_i^{BAR}) sont calculées pour tolérer un certain roulis maximum, vers 5° , et pour rendre le véhicule sous-vireur.

Des amortisseurs sont positionnés en parallèle à ces ressorts pour contrôler les modes de caisse, les modes de roue, et pour lisser les variations des efforts aux pieds de roue, dans les cas d'excitation par des forces d'inertie, ou par les irrégularités de la route. Ces nombreuses fonctions expliquent la complexité du système. Ainsi, la force totale de la suspension verticale s'écrit :

$$F_{ij,Z}^{susp} = F_{ij,Z}^{ressort} (X_{ij}^{susp}) + F_{ij,Z}^{amort} (\dot{X}_{ij}^{susp}) + F_{ij,Z}^{BAR} (\theta) + F_{ij,Z}^{brou} \quad (2.13)$$

avec $F_{ij,Z}^{BAR} = k_i^{BAR} \theta / e_i$, et les courses et vitesses de débattement des suspensions :

$$X_{ij}^{susp} = Z + (-1)^i l_i \phi + (-1)^j e_{ij} \theta - Z_{ij}^{roue} \quad \dot{X}_{ij}^{susp} = \dot{Z} + (-1)^i l_i \dot{\phi} + (-1)^j e_{ij} \dot{\theta} - \dot{Z}_{ij}^{roue} \quad (2.14)$$

Aujourd'hui, ces systèmes passifs tendent à être remplacés sur les voitures de haut de gamme par deux types de systèmes pilotés : les amortisseurs pilotés, et les ressorts *actifs*.

Suspension pilotée

Les amortisseurs sont adaptatifs, ou semi-actifs. On applique alors un temps de retard, sous la forme d'un filtre du premier ordre de temps caractéristique fonction du sens de passage de tarage fort à faible, ou de faible à fort, et de la vitesse de déplacement du piston.

Les ressorts *actifs* sont composés de vérins placés en série ou parallèlement aux ressorts principaux de suspension. La consigne de pilotage est alors soit un déplacement, soit un effort, qui subit un retard pur et un filtre du premier ordre. L'effort, la vitesse de montée en effort, le déplacement,

la vitesse de déplacement, et la puissance de l'actionneur sont limités.

Potentiellement toutes les lois de commandes sont réalisables, toutes les grandeurs du véhicule étant observables. Pour l'instant, des lois anti-roulis, anti-tangage, anti-plongé sont disponibles; de même que des lois de sur-amortissement du roulis, du tangage, ou du pompage, des lois de type *skyhook*, ou encore des lois de contrôle de la dynamique du véhicule en virage (variation de dynamique angulaire ou de vivacité de lacet). De nouvelles lois peuvent être programmées en Simulink, Matlab, ou C, et implantées rapidement sans modification importante.

2.2.2 Braquage des roues

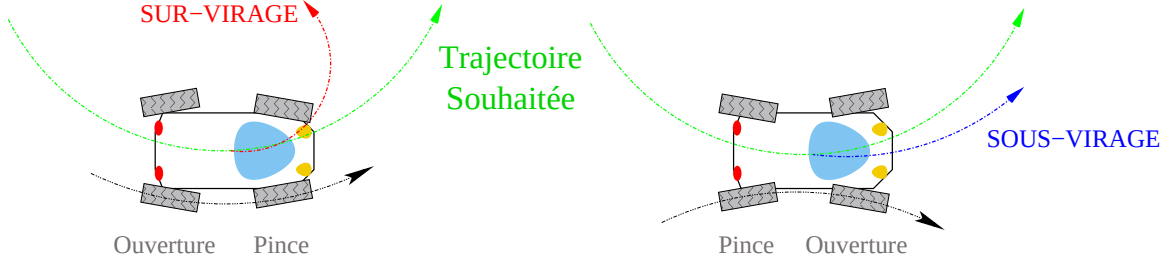


Fig. 2.4: Effets du pincement sur la stabilité

Le braquage initial, le braquage de direction, le braquage cinématique (induit par le roulis et le pompage), et le braquage élastique composent le braquage total d'une roue :

$$\alpha_{ij} = \alpha_{ij}^0 + \alpha_{V,ij} + \varepsilon_i \theta + (-1)^{j+1} \alpha_{pompage} \left(\frac{\Delta l_{i1} + \Delta l_{i2}}{2} \right) + \alpha_{ij}^{elastiq} \quad (2.15)$$

α_{ij}^0 , le braquage initial est obtenu par connaissance du pincement au train, qui se décline en pince et ouverture, selon que les roues convergent ou divergent vers l'avant. Le pincement est utilisé pour réduire la déformation des pneumatiques due au carrossage qui provoque une importante usure de leur partie externe. On recourt aussi au pincement pour corriger une tendance à l'excès ou à l'insuffisance de braquage de la voiture.

$\alpha_{V,1j}$, le braquage dû au système de direction se décompose selon la relation :

$$\alpha_{V,1j} = \frac{\alpha_V}{n(\alpha_V)} + (-1)^{j+1} \times \text{sign}(\alpha_V) \times \frac{1}{2} \times \text{Jeantaud}(\alpha_V) \quad (2.16)$$

α_V est l'angle inscrit au volant, $n(\alpha_V)$ et $\text{Jeantaud}(\alpha_V)$ sont la démultiplication et le Jeantaud de direction. Pour des automobiles la démultiplication de direction vaut environ 18, (cf. figure 2.5).

ε_i est le coefficient de braquage induit par le roulis, et $\alpha_{ij}^{elastiq}$ regroupe tous les braquages élastiques des trains. Dans la majorité des cas, le braquage induit par le roulis tend à limiter les effets de la dérive des pneumatiques et des braquages élastiques des trains.

	Avant	Arrière	Effet		Avant	Arrière	Effet
ε_i	-0,04	0,06	dé-braquage	$\alpha_{pompage}$	-0,02	-0,015	pince

Tab. 2.3: Coefficients de braquage cinématiques

Les équations suivantes introduisent les coefficients de souplesse des trains, qui permettent l'écriture des braquages des trains sous efforts (au freinage $b_{rk}=1$, sinon $b_{rk}=0$)

$$\begin{aligned} \alpha_{i1}^{elastiq} = & (1 - b_{rk}) * (S_{rs} F_{i,X \geq 0}^\alpha) * F_{i1,X}^{roue} - b_{rk} * (S_{rs} F_{i,X \leq 0}^\alpha) * F_{i1,X}^{roue} \\ & + (S_{rs} F_{i,Y}^\alpha) * F_{i1,Y}^{roue} - (S_{rns} F_{i,Y}^\alpha) * F_{i2,Y}^{roue} \\ & - (S_{rs} M_{i,Z}^\alpha) * M_{i1,Z}^{roue} + (S_{rns} M_{i,Z}^\alpha) * M_{i2,Z}^{roue} \end{aligned} \quad (2.17)$$

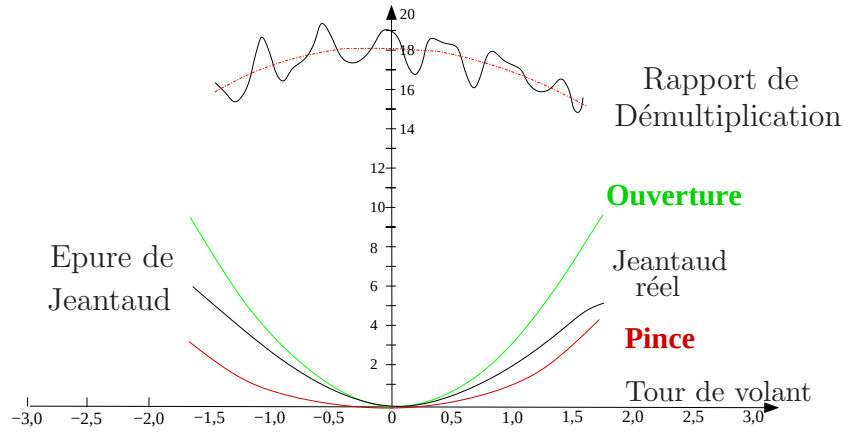


Fig. 2.5: Démultiplication de direction et angle de Jeantaud(°)

$$\begin{aligned}
 \alpha_{i2}^{elastiq} = & -(1 - b_{rk}) * (S_{rs}F_{i,X>0}^\alpha) * F_{i2,X}^{roue} + b_{rk} * (S_{rs}F_{i,X<0}^\alpha) * F_{i2,X}^{roue} \\
 & + (S_{rs}F_{i,Y}^\alpha) * F_{i2,Y}^{roue} - (S_{rns}F_{i,Y}^\alpha) * F_{i1,Y}^{roue} \\
 & - (S_{rs}M_{i,Z}^\alpha) * M_{i2,Z}^{roue} + (S_{rns}M_{i,Z}^\alpha) * M_{i1,Z}^{roue}
 \end{aligned} \quad (2.18)$$

Le braquage des trains sous effort consiste, si l'architecture de train le permet, en contrôler la stabilité du véhicule en virage, et au freinage en modifiant les dérives des trains. Mais cela dépend de la complexité du train retenu (Mac Pherson, essieu semi-rigide, multibras, *etc.*). Les tables 2.3 et 2.4 donnent des exemples de coefficients élasto-cinématiques et leurs effets sur la stabilité du véhicule.

	Avant($\times 10^{-6}$)	Arrière($\times 10^{-6}$)	Effet
$S_{rs}F_{i,X>0}^\alpha$	-1,4	0	
$S_{rs}F_{i,X<0}^\alpha$	-0,15	1,22	
$S_{rs}F_{i,Y}^\alpha$	0,30	0,75	Avant : sur-virage
$S_{rns}F_{i,Y}^\alpha$	0,20	0,4	Arrière : sous-virage
$S_{rs}M_{i,Z}^\alpha$	-43	-22,5	Avant : sous-virage
$S_{rns}M_{i,Z}^\alpha$	10	0,3	Arrière : sur-virage

Tab. 2.4: Coefficients de braquage élastiques - Influence sur la stabilité

2.2.3 Carrossage

Le carrossage est la rotation des pneumatiques autour de leur axe longitudinal comme l'indique la figure 1.7. On différencie le carrossage au train du carrossage d'une roue. Le carrossage au train est positif quand la voie au niveau du centre des roues est inférieure à celle entre les pieds des roues. Le carrossage d'une roue est positif au sens trigonométrique du terme.

Le carrossage, toujours inférieur à 1° , a pour vocation de distribuer de manière homogène le poids sur la surface de contact entre le pneumatique et le sol, afin de maximiser l'efficacité, et d'homogénéiser¹ l'usure des pneumatiques. Un carrossage incorrect peut aussi causer des problèmes de stabilité et de direction². De manière similaire au braquage de roue, le carrossage à la roue s'écrit

$$\gamma_{ij} = (-1)^j \gamma_i^0 + \lambda_i \theta + (-1)^{j+1} \gamma_{pompage} (\Delta l_{i1} + \Delta l_{i2}) / 2 + \gamma_{ij}^{train} \quad (2.19)$$

¹C'est dans ce but que le carrossage au train est associé à de l'ouverture, tandis qu'au contre-carrossage est associée de la pince.

²En ligne droite, un véhicule tournera du côté de la roue dont le carrossage est le plus important, c'est le phénomène de tirage

avec γ_i^0 le carrossage initial au train i et :

$$\begin{aligned}\gamma_{i1}^{train} &= (S_{rs}F_{i,Y}^\gamma) * F_{i1,Y}^{roue} - (S_{rns}F_{i,Y}^\gamma) * F_{i2,Y}^{roue} \\ \gamma_{i2}^{train} &= (S_{rs}F_{i,Y}^\gamma) * F_{i2,Y}^{roue} - (S_{rns}F_{i,Y}^\gamma) * F_{i1,Y}^{roue}\end{aligned}\quad (2.20)$$

En virage, le carrossage change à cause de l'élasto-cinématique des trains; un carrossage induit excessif diminue de manière importante la surface de contact avec le sol, et donc la stabilité en virage (cf. chapitre 1, Figure 1.8).

	Avant	Arrière	Effet	($\times 10^{-6}$)	Avant	Arrière
λ_i	0,8	0,85	sous-virage	$S_{rs}F_{i,Y}^\gamma$	-4,5	-7
$\gamma_{pompage}$	-0,15	-0,05	carrossage ≤ 0	$S_{rns}F_{i,Y}^\gamma$	1	0,05

Tab. 2.5: Exemples de variations de carrossage induit par le roulis, le pompage, et sous efforts, d'un train de type multibras

Dans l'absolu, des ingénieurs de Michelin ont montré ([158], [135]) qu'il existait un angle de carrossage à la roue non nul et de sens opposé au roulis du véhicule, qui maximise l'effort de contact. Ceci étant irréalisable avec les trains actuels, le meilleur comportement est obtenu pour des déformations des trains qui minimisent le carrossage induit.

2.2.4 Variations de voie

Seules les variations de voies élastiques sont modélisées, car les variations cinématiques de voie ne sont pas mesurées; soit respectivement pour les demi-voies gauche et droite :

$$\begin{aligned}e_{i1}^{elastique} &= (S_{rs}F_{i,Y}^{voie}) * F_{i1,Y}^{roue} + (S_{rns}F_{i,Y}^{voie}) * F_{i2,Y}^{roue} \\ e_{i2}^{elastique} &= (S_{rs}F_{i,Y}^{voie}) * F_{i2,Y}^{roue} + (S_{rns}F_{i,Y}^{voie}) * F_{i1,Y}^{roue}\end{aligned}\quad (2.21)$$

Typiquement, $(S_{rs}F_{i,Y}^{voie}) \approx (S_{rns}F_{i,Y}^{voie}) \approx 10^{-7}m/N$, soit un déplacement élastique d'au maximum 5 mm sur une demi-voie de 0,75 m, lors d'une baïonnette ISO.

2.2.5 Efforts pneumatiques

Les *Magic Formula* [144] de Pacejka sont utilisées pour modéliser le comportement horizontal du pneumatique. Les efforts longitudinaux et transversaux, et les moments d'auto-alignement sont exprimés dans le repère lié à la roue braquée mais non carrossée, en Q_{ij} , point du sol à l'aplomb du centre roue ij . Il suffit de connaître pour chaque pneumatique la charge verticale au pied de roue, le pseudo-glisement, la dérive, le carrossage, et l'adhérence.

2.2.5.1 Effort vertical au pied de roue

Soit $F_{ij,Z}^{roue}$ l'effort vertical dans $\mathcal{R}_1$, au niveau de la surface de contact entre le pneumatique et le sol :

$$F_{ij,Z}^{roue} = -k_i^{pneu} (Z_{ij}^{roue} - Z_{ij}^{pneu}) - c_i^{pneu} (\dot{Z}_{ij}^{roue} - \dot{Z}_{ij}^{pneu}) + F_{ij,Z}^{statiq} \quad (2.22)$$

avec k_i^{pneu} et c_i^{pneu} les raideur ($\approx 2,1^5$ N/m) et amortissement (≈ 200 Ns/m) verticaux du pneumatique. Z_{ij}^{roue} , et Z_{ij}^{pneu} sont les déplacements verticaux autour de la position d'équilibre statique. Pour rendre physique ce modèle, il convient que l'effort vertical ne soit jamais négatif.

$$F_{ij,Z}^{roue} \geq 0, \tau_{ij} \in \{0, 1\}, F_{ij,Z}^{roue} \cdot \tau_{ij} = 0 \quad (2.23)$$

C'est pourquoi τ_{ij} , l'indice de décollement, est introduit par la relation ci-dessus.

2.2.5.2 Pseudo-glisement

Le pseudo-glisement caractérise le glissement longitudinal du pneumatique. Il fait apparaître V_{ij}^{ref} , la vitesse linéaire du centre de la roue comme point du véhicule, projetée selon l'axe longitudinal de la roue, et V_{ij}^{RSG} la vitesse s'il y avait roulement sans glissement :

$$sx_{ij} = \left(1 - \frac{V_{ij}^{ref}}{V_{ij}^{RSG}} \right) \times 100 \quad (2.24)$$

La vitesse de roulement sans glissement défini par la relation 2.25 fait apparaître R_{Cij} , le rayon sous charge du pneumatique ij , et ω_{ij} sa vitesse angulaire.

$$V_{ij}^{RSG} = R_{Cij} \omega_{ij} \quad (2.25)$$

Le calcul de V_{ij}^{ref} est un peu plus complexe. Soit d'abord $\vec{V}_{Aij}$ la vitesse du point A_{ij} , point fixe dans le repère véhicule à l'aplomb du point de contact du pneumatique avec le sol, et dans le plan du centre de gravité.

$$\vec{V}_{Aij} = \vec{V}_G + \vec{\Omega}_G \wedge \overrightarrow{GA_{ij}} = \begin{pmatrix} V \cos \delta \\ V \sin \delta \\ \dot{z} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \dot{\theta} \cos \phi \\ \dot{\phi} \\ \dot{\psi} - \dot{\theta} \sin \phi \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} \Delta_i l_i \\ \Delta_j e_{ij} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.26)$$

Avec $\Delta_1 = 1$ et $\Delta_2 = -1$. Il ne reste plus qu'à projeter 2.26 selon $\vec{X}_r$:

$$\begin{aligned} V_{ij}^{ref} = \vec{V}_{Aij} \cdot \vec{X}_r &= \left(V \cos \delta - \Delta_j e_{ij} \left(\dot{\psi} - \dot{\theta} \sin \phi \right) \right) \cos \alpha_{ij} \\ &\quad - \left(V \sin \delta + \Delta_i l_i \left(\dot{\psi} - \dot{\theta} \sin \phi \right) \right) \sin \alpha_{ij} \end{aligned} \quad (2.27)$$

Remarque : *Le pseudo-glisement permet de calculer l'effort longitudinal sur le pneumatique. En accélération sx_{ij} est positif; au freinage, il est négatif, et pour un blocage de roue, il vaut : -100.*

2.2.5.3 Dérive du pneumatique

La dérive pneumatique est l'angle que fait le vecteur vitesse au centre de la roue avec le plan de roue.

$$\delta_{ij}^{pneu} = \arctan \left(\frac{\vec{V}_{Qij} \cdot \vec{Y}_r}{\vec{V}_{Qij} \cdot \vec{X}_r} \right) - \alpha_{ij} - \alpha_{ij}^{elastiq} - \alpha_{ij}^{ciné} \quad (2.28)$$

soit, pour chacun des pneumatiques

$$\delta_{ij}^{pneu} = \arctan \left(\frac{V \sin \delta + \Delta_i l_i \left(\dot{\psi} - \dot{\theta} \sin \phi \right) + h_i \dot{\theta} \cos \phi}{V \cos \delta - \Delta_j e_{ij} \left(\dot{\psi} - \dot{\theta} \sin \phi \right) - h_i \dot{\phi}} \right) - \alpha_{ij} - \alpha_{ij}^{elastiq} - \alpha_{ij}^{ciné} \quad (2.29)$$

L'expression utilisée dans la plupart des modèles de dynamique automobile diffère de celle-ci dans la mesure où les déplacements des roues par rapport à leur position d'équilibre sont négligés.

2.2.5.4 Carrossage

Le carrossage est l'angle que fait le plan de roue avec la verticale au pied de roue. Par définition, il est positif quand le haut de la roue penche vers l'extérieur du véhicule.

$$\gamma_{ij} = \gamma_{ij}^0 + \gamma_{ij}^{elastiq} + \delta \gamma_{ij}^{ciné} \quad (2.30)$$

L'expression ci-avant indique que le carrossage total est défini comme la somme du carrossage initial, et des variations de carrossage sous effort, et cinématique.

2.2.5.5 Adhérence

Elle traduit la notion de coefficient de frottement (μ) entre le pneumatique et le sol. Sur route sèche, μ est supérieur à 0,6; on parle d'adhérence haute. La zone de basse adhérence, est définie pour tout μ inférieur à 0,3 et correspond au roulage sur glace ou béton poli mouillé. Entre ces deux limites, se trouvent les conditions de roulage sur goudron humide et mouillé, la zone d'adhérence moyenne.

2.2.5.6 Retard à l'apparition de l'effort

Expérimentalement, on remarque un retard à l'apparition des efforts longitudinaux et transversaux dû à la déformation longitudinale ou transversale sous effort des pneumatiques. Le modèle de Pacejka ([144], [146]) étant purement statique, ne peut traduire un tel phénomène. Maurice et *al.* [147] indiquent qu'un filtre du premier ordre sur les efforts longitudinaux et transversaux donnent une bonne représentation du phénomène même pour de faibles longueurs d'onde. Par contre le moment d'auto-alignement se comporte autrement, et aujourd'hui Renault ne possède pas de modélisation en transitoire du moment d'auto-alignement. Ceci est fort regrettable car ce dernier affecte de manière primordiale les braquages élastiques des roues. Soit la relation différentielle du premier ordre :

$$\dot{F}_{ij,Y}^{pneu} = \frac{\dot{X}}{r_B} \left(F_{ij,Y}^{Pacejka} - F_{ij,Y}^{pneu} \right) \quad (2.31)$$

où r_B , est appelé le rayon de Ballant. Il est calculé comme le rapport de la rigidité de dérive du pneumatique par la raideur transversale du pneumatique, et caractérisé en quasi-statique par les manufacturiers de pneumatiques.

La relation valable pour le longitudinal est analogue. Il suffit de remplacer Y par X, et le rayon de Ballant est le rapport de la rigidité de pseudo-glisement par la raideur longitudinale du pneumatique, et typiquement $R_{By} = 0,5$ m et $R_{Bx} = 0,6$ m.

2.2.6 Système de freinage

Au train avant, les couples de freinage sont proportionnels à la pression au maître cylindre :

$$M_1^{frein} = E f f_1^{frein} * P_{M cyl} \quad (2.32)$$

Au train arrière, pour éviter de bloquer les roues et l'instabilité qui s'en suit, le couple de freinage est d'abord proportionnel à la pression au maître cylindre; puis à partir de la pression de coupure (P_{coup}) on définit une pente de réalimentation qui donne le rapport entre la pression de freinage au train avant et au train arrière.

$$\begin{aligned} P_{M cyl} \leq P_{coup} &\implies M_2^{frein} = E f f_2^{frein} * P_{M cyl} \\ P_{M cyl} \geq P_{coup} &\implies M_2^{frein} = E f f_2^{frein} * \{0,45 * (P_{M cyl} - P_{coup}) + P_{coup}\} \end{aligned} \quad (2.33)$$

Le temps de retard hydraulique du système de freinage est supposé être régi par une dynamique du premier ordre. Enfin, quand une roue est bloquée, une modélisation physique de l'effort de contact est employée, comme le représente la figure 2.6.

Systèmes de sécurité active

Le modèle en outre est doté de modèles internes à la Direction de la Recherche de Renault de systèmes anti-blocage de roue (ABS) et de contrôle de stabilité en virage (ESP).

Pour l'ABS³, le couple de freinage à la roue est commandé indépendamment des autres. Après estimation du coefficient d'adhérence longitudinal (par logique floue, *cf.* [174]) et du glissement longitudinal à la roue le couple de freinage est modulé pour garder un pseudo-glisement proche de

³Il s'agit d'un modèle générique d'ABS dont les performances sont typiques du milieu des années 1990

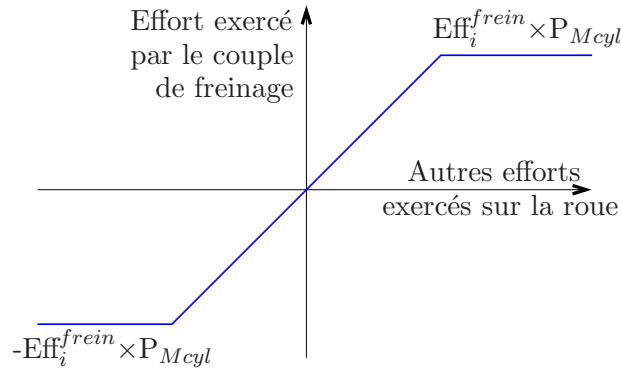


Fig. 2.6: *Modélisation physique de l'effort de freinage.*

quatre à cinq pour cent.

Le modèle d'ESP estime d'abord le coefficient d'adhérence et la vitesse de dérive du véhicule. Ensuite, il compare les vitesses de lacet mesurée et de dérive estimée aux vitesses de lacet et de dérive données par un modèle de référence (modèle bicyclette linéaire). En fonction de seuils prédéfinis, un contrôleur PID donne le moment de lacet à appliquer au véhicule.

Les capteurs utilisés sont l'accélération latérale (γ_Y), la vitesse angulaire des roues (ω_{ij}), la vitesse longitudinale du véhicule (V_X), l'angle au volant (α_V), la vitesse de lacet ($\dot{\psi}$), la pression au maître cylindre (P_{Mcyl}), et les pressions de freinage aux quatre roues (P_{ij}^{frein}).

2.2.7 Groupe motopropulseur

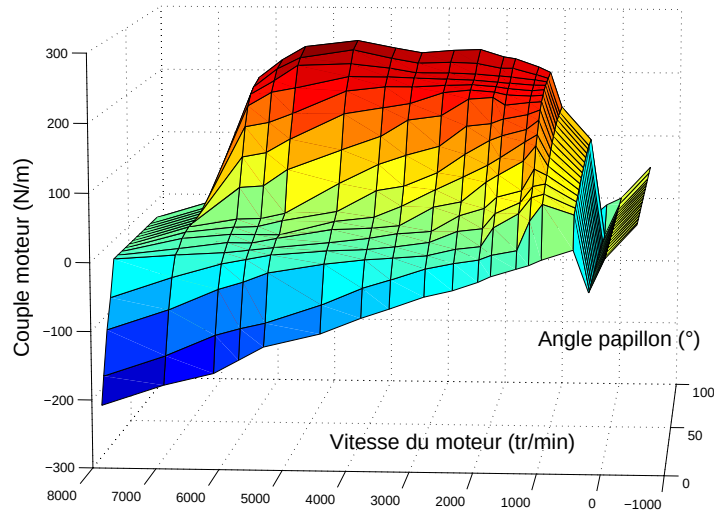


Fig. 2.7: *Modélisation cartographique du moteur*

La modélisation du moteur est simple, mais suffisante. Une cartographie donne le couple moteur en fonction de la vitesse moteur et de l'angle du papillon des gaz. Ce dernier est une entrée du conducteur, et la vitesse de rotation du moteur est connue grâce aux vitesses de rotation des roues motrices. Soit dans le cas d'un véhicule à traction :

$$\omega_{moteur} = (\omega_{11} + \omega_{12}) / 2R_i R_{pdiff} \quad (2.34)$$

avec R_i le rapport de boîte de vitesses, et R_{diff} le rapport de pont différentiel. Ces coefficients

permettent aussi l'évaluation du couple moteur aux roues :

$$M_{moteur} = T_{moteur} R_i R_{pdiff} / 2 \quad (2.35)$$

R_0	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_R	R_{diff}	I_{moteur}
0	4	2,2	1,5	1,1	0,9	3,5	3,5	0,25 (Kg.m ²)

Tab. 2.6: Exemples de caractéristiques du groupe motopropulseur.

2.2.8 Efforts aérodynamiques

Soit V_{REL} la vitesse relative entre le véhicule et le vent (cf. figure 2.8) :

$$V_{REL}^2 = (V^{vent} * \cos(\beta - \delta_G) + V_{X,G})^2 + (V^{wind} * \sin(\beta - \delta_G) - V_{Y,G})^2 \quad (2.36)$$

et β l'angle d'incidence du vent. Les efforts aérodynamiques sont alors définis dans $\mathcal{R}'_1$, repère obtenu par translation de $\mathcal{R}_1$, et centré à mi-voie et mi-empattement; tandis que le principe fondamental de la dynamique s'applique dans $\mathcal{R}_1$. Il faut donc considérer la relation de transport des moments :

$$\vec{M}_{F/O} = \vec{OG} \wedge \vec{F} + \vec{M}_{F/G} \quad \vec{OG} = ((l_2 - l_1)/2 \ 0 \ h)^T \quad \vec{M}_{F/O} = -\rho S \begin{pmatrix} C_L \\ C_M \\ C_N \end{pmatrix} V_{REL}^2 \quad (2.37)$$

Le moment aérodynamique à utiliser est donc :

$$\begin{pmatrix} M_Z^{aero} \\ M_Z^{aero} \\ M_Z^{aero} \end{pmatrix} = -\rho S \begin{pmatrix} C_L \\ -C_M + h * C_X - C_Z * (l_2 - l_1)/2 \\ -C_N + (l_2 - l_1)/2 * C_Y \end{pmatrix} V_{REL}^2 \quad (2.38)$$

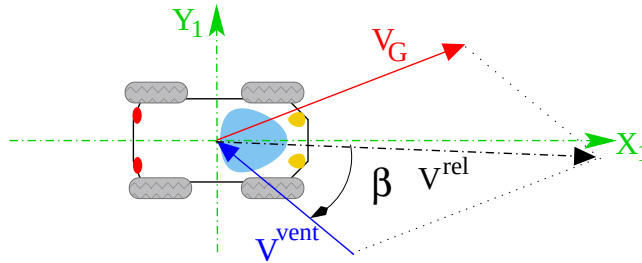


Fig. 2.8: Conventions aérodynamiques

Remarque : La présente caractérisation aérodynamique est incomplète, puisque notamment, ces coefficients devraient dépendre de la garde au sol du véhicule; or ils sont ici indépendants des mouvements du centre de gravité (roulis, tangage, et pompage).

2.3 Conclusion

Dans ce chapitre, il est établi le degré de complexité minimum du modèle qu'il convient d'adopter afin de décrire au plus juste le comportement du véhicule. Le terme 'au plus juste' est aujourd'hui difficile à définir principalement à cause des problèmes se posant à la mesure, et surtout à cause des dispersions de fabrication. Dans un second mouvement, sur cette base, un modèle châssis complet de véhicule est développé, en ajoutant des considérations d'ordres de grandeurs sur la base d'essais et de simulations, et tenant compte des données à disposition dans l'industrie automobile, ou les laboratoires de recherche.

Le modèle obtenu est mis en œuvre sous le logiciel communément employé dans le monde de la recherche scientifique MATLAB/Simulink. Une fois validé ce modèle permettra l'étude de phénomènes déstabilisant pour le véhicule, ainsi que le dimensionnement du système de suspension qui réalisera les lois de commande définies précédemment. C'est l'objet du chapitre suivant. la suspension

Chapitre quatrième

Exploitation du modèle numérique.

Les thèses examinées jusqu'ici induisent, à leur tour, une conception plus générale constituant aujourd'hui la perspective commune de nombreuses philosophies qui ont renoncé au sens de l'être. Je pense ici à la lecture nihiliste qui est la négation de l'humanité de l'homme et de son identité même. En effet, négliger la question de l'être amène inévitablement à perdre le contact avec la vérité objective et, par suite, avec le fondement sur lequel repose la dignité de l'homme. Une fois la vérité retirée à l'homme, il est réellement illusoire de prétendre le rendre libre. Vérité et liberté, en effet, vont de pair ou bien elles périssent misérablement ensemble[217].

Ce nihilisme trouve en quelque sorte sa confirmation dans l'expérience terrible du mal qui a marqué notre époque. Devant le tragique de cette expérience, l'optimisme rationaliste qui voyait dans l'histoire l'avancée victorieuse de la raison, source de bonheur et de liberté, ne s'est pas maintenu, à tel point qu'une des plus graves menaces est la tentation du désespoir.[220]

Ce chapitre concentre les trois types d'utilisation du logiciel MACAC. Dans un premier temps il fut utilisé pour être validé. Ensuite, des études, notamment sur l'impact des systèmes pilotés de suspension sur le comportement dynamique du véhicule au freinage, ou en virage, ont été menées. Enfin, une fois les fonctions des suspensions actives retenues, et les lois de commande correspondantes optimisées en terme de performance, de stabilité, et de nombre de capteur, MACAC a permis de définir et de dimensionner l'actionneur de suspension en vue de son prototypage et son montage sur banc d'essais dynamique à un degré de liberté afin de vérifier, et de valider les concepts retenus, tant d'un point de vue des lois de commande que de l'architecture d'actionneur.

1 La validation du modèle

La validation du modèle a duré près de six mois, et a été réalisée selon trois étapes successives. La validation systémique a permis la vérification de l'implémentation dans le langage retenu des systèmes modélisés. Ensuite, une validation des ordres de grandeurs des sorties du modèle caractéristiques du confort et du comportement dynamique, a été réalisée d'après l'expérience d'ingénieurs en dynamique du véhicule, sur deux jeux de paramètres de véhicules différents : une berline bicorps, et une berline-monospace. Enfin, la validation par comparaison des résultats de simulations, et d'essais a été menée sur les deux jeux précédemment cités de paramètres de véhicules, pour des manœuvres classiques.

1.1 La validation systématique

Dans les faits, la validation systématique consiste en la vérification de l'implémentation dans le langage retenu, ici MATLAB/Simulink, des systèmes modélisés. Ainsi, un fois un bloc élémentaire de la modélisation écrit, il est immédiatement testé pour vérifier les fonctionnalités en analysant le bon accord entre les signaux d'entrée et de sortie.

Procédure suivie

Au cours du processus de modélisation des systèmes, il est apparu que les relations caractéristiques entre les entrées et les sorties étaient toujours représentées sous forme graphique. Ceci a rendu facile leur validation systématique. Il a suffi de faire varier valeurs des entrées sur leurs domaines de définition, d'observer les sorties, et de comparer aux courbes ou surfaces initiales. C'est ce qu'indique la figure 1.1 dans le cas de la modélisation cartographique du moteur. Seules les équations de la dynamique demandèrent une étude véritablement faisant intervenir le sens physique, puisque l'influence de chacun des termes sur la solution a été étudié.

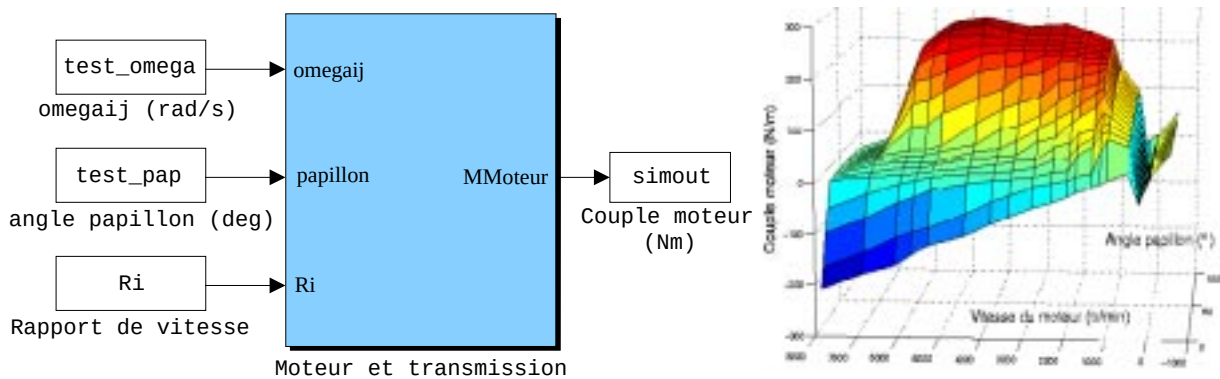


Fig. 1.1: Validation de la modélisation du moteur.

Au total 17 systèmes (cf. Annexe F) élémentaires composent le modèle, et ont été ainsi validés. Ils sont regroupés en six familles, les zones de lectures des entrées du modèle, les systèmes de freinage et de propulsion, les systèmes de suspension, l'élasto-cinématique des trains, les calculs des efforts aux pieds de roue, et enfin, les systèmes différentiels donnant les degrés de liberté.

1.2 La validation par expertise

Une fois les blocs élémentaires assemblés, pour réaliser le modèle, il faut vérifier qu'ils sont bien connectés entre eux. C'est l'objectif de cette validation. Elle permet de s'assurer qu'il n'y a pas d'erreur de signe, que les ordres de grandeurs caractéristiques d'un véhicule sont bien vérifiés, presque indépendamment du cas particulier du véhicule traité, et enfin que les systèmes pilotés ont bien l'effet escompté.

La validation du modèle par comparaison entre simulations et essais ne doit intervenir qu'en cas de recalage, lorsque l'on souhaite qu'un paramétrage de véhicule corresponde à un véhicule de référence particulier. Et dans ce cas, des essais mêmes nombreux et donc dispendieux, ne permettraient pas de vérifier la pertinence de la modélisation sur tout le domaine d'action d'un véhicule. C'est pourquoi toute modélisation de dynamique automobile ne pourra donner qu'une indication de l'état du véhicule en terme de confort et de comportement jusque dans des situations extrêmes. C'est pourquoi aussi, la seconde validation consiste en la confrontation du modèle à l'expertise d'un ingénieur en dynamique du véhicule.

Procédure

Pour ce faire, des scenarii particuliers ont été retenus. Pour chacune des simulations, toutes les informations disponibles sur le véhicule sont représentées et analysées. Deux classes de simulations ont été effectuées. Tout d'abord en ligne droite sont choisies les manœuvres $\diamond$ de roulage à vitesse stabilisée sur route plane, en dévers, en pente, et sur mauvaise route, $\diamond$ d'accélération, puis $\diamond$ de freinage, avec estimation des distances d'arrêt AMS (*cf.* § 1.3.3) et totale sur route plane et sur mauvaise route. En virage, ont été retenus $\diamond$ le régime quasi-statique (ou statico-dynamique), $\diamond$ la mise en virage, $\diamond$ le double changement de file ISO, $\diamond$ la remise d'angle au volant, et enfin, le freinage en virage fort et faible, d'abord sans, puis avec les systèmes ABS et ESP.

1.3 La validation par comparaison simulations-essais

Deux jeux de paramètres particuliers (X73 ZM654, et X54 YM4), et des manœuvres classiques ont permis de comparer des résultats de simulations issus de MACAC aux données d'essais d'un véhicule similaire. Dans cette section, les résultats des calculs et essais sont confrontés sur la caractérisation statico-dynamique, et sur la manœuvre de freinage d'urgence, deux éléments fondamentaux de la tenue de route du véhicule.

1.3.1 Véhicules comparés

Les essais ([175] et [176]) furent effectués dans le cadre du projet X73, en fin de cycle de développement, sur deux véhicules dits 'PPP' : une X73 lourde de masse en essai 2047 kg, et une X73 *légère* de 1905 kg, et trois jeux de pneumatiques¹. Or, en 1999 à l'époque de la réalisation des paramétrages pour MACAC, seules des données parcellaires de la phase ZM étaient disponibles. Le paramétrage utilisé pour les simulations numériques en est une synthèse. A titre d'ordre de grandeur, les résultats statico-dynamiques d'un mulot de X73 lourde (1854 kg) typée sportive furent alors fournies, les pneumatiques de cette dernière étaient des 225 55 R17 Pilot Premacy.

Prototype		ZM	X73 PPP lourde		X73 PPP légère		
Pneumatique		Premacy	Premium	Sport	Premium	Sport	Premacy
Dynamique angulaire (°s ² /m)	0-3 m/s ²	3,38	4,58	4,05	4,43	3,79	4,56
	0-7 m/s ²	5,26	5,99	5,20	5,65	5,08	5,93
	Ecart	1,88	1,41	1,15	1,21	1,28	1,37
Roulis spécifique (°s ² /m)	0-3 m/s ²	0,61	0,48	0,45	0,46	0,44	0,47
	0-7 m/s ²	0,62	0,50	0,47	0,48	0,47	0,50
	Ecart	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03
Dérive spécifique (°s ² /m)	0-3 m/s ²	0,32	0,23	0,19	0,19	0,15	0,19
	0-7 m/s ²	0,51	0,31	0,26	0,27	0,22	0,27
	Ecart	0,19	0,08	0,07	0,08	0,07	0,08

Tab. 1.1: *Tableau comparatif des valeurs statico-dynamiques d'essais ([175] et [176]).*

Le tableau 1.1 regroupe toutes ces données, références des comparaisons futures. Ces données, issues d'essais à deux stades de la conception d'un véhicule, indiquent à titre d'illustration la variabilité des grandeurs caractéristiques du comportement quasi-statique en virage en fonction des réglages des trains ('lourde' ou 'légère'), et des pneumatiques. Elles permettent aussi de prendre conscience qu'il faudra comparer les simulations sous MACAC à des essais sur véhicules similaires, *i.e.* les Mulet, et X73 lourde, munis de pneumatiques Pilot Premacy, pour plus de pertinence dans les comparaisons entre calculs et essais.

1	Continental	225 55 R17	PremiumContact	(p_{AV} : 2,4 b et p_{AR} : 2 b)
	Continental	245 45 R18	SportContact 2	(p_{AV} : 2,5 b et p_{AR} : 2 b)
	Michelin	245 45 R18	Pilot Premacy	(p_{AV} : 2,5 b et p_{AR} : 2 b)

1.3.2 Caractérisation ‘statico-dynamique’

Sur une trajectoire circulaire de rayon 50 m, le véhicule est progressivement accéléré, ce qui permet de supposer la manœuvre quasi-statique, et de déterminer à 3 m/s^2 et 7 m/s^2 $\diamond$ la dynamique angulaire (cf. § 1.2) qui caractérise l’équilibre des dérives entre les deux trains, $\diamond$ la dérive spécifique du train arrière (cf. § 1.3) traduisant la notion d’appui arrière, et $\diamond$ le roulis spécifique $(\partial\theta/\partial\gamma_T)^2$ qui traduit le confort en virage, car il donne une notion de l’angle et de la vitesse de roulis.

Le confort en virage tient de la progressivité de l’apparition du roulis, et des éventuelles mises en butées. $\diamond$ Enfin, l’accélération maximale en virage, dans le repère $\mathcal{R}_1$, donne le potentiel de stabilité en virage établi, et une idée du potentiel de manœuvre du véhicule en situation d’urgence.

γ_T	7,35	6,95	6,04	5,00	4,00	3,02	1,93	1,06
da (approx.)	10,07	5,66	4,69	4,52	4,52	4,54	4,56	4,53
da pneu	8,68	4,14	3,04	2,61	2,42	2,33	2,26	2,23
da roulis	1,04	1,05	1,05	1,05	1,05	1,06	1,06	1,06
da train	0,35	0,39	0,61	0,87	1,05	1,17	1,24	1,26
da totale	10,09	5,69	4,68	4,52	4,53	4,55	4,57	4,55
% pneu	86,2	74,6	64,5	57,5	53,5	51,1	49,6	48,9
% roulis	10,3	18,4	22,4	23,3	23,3	23,2	23,2	23,3
% train	3,5	6,9	13,0	19,2	23,2	25,6	27,2	27,8
δ_2^{spe} pneu	0,61	0,56	0,47	0,41	0,38	0,36	0,34	0,33
δ_2^{spe} totale	0,58	0,53	0,45	0,39	0,35	0,33	0,31	0,31
θ^{spe}	0,59	0,59	0,59	0,59	0,60	0,60	0,60	0,60

Tab. 1.2: Les caractéristiques statico-dynamique (unité : $^\circ \text{s}^2/\text{m}$) en simulation.

1.3.2.1 La confrontation des résultats

En terme de dynamique angulaire (en $^\circ \text{s}^2/\text{m}$), les essais et simulations tant à 3 m/s^2 (4,58; 4,43; 4,56 contre 4,54) qu’à 7 m/s^2 (5,99; 5,65; 5,93 contre 5,69) donnent des résultats sensiblement identiques. Les erreurs sont de moins de 3%. Les résultats d’essais des prototypes typés sportifs sont écartés car ils ne correspondent pas au typage du prototype paramétré.

La dérive spécifique au train arrière doit augmenter avec l’accélération transversale, et induire du sous-virage. Le tableau 1.1 indique une nette différence de caractéristiques entre les pneumatiques utilisés pour l’essai et le paramétrage de la ZM, et les essais des PPP. L’ordre de grandeur même des dérives spécifiques a changé.

		Calcul	Essai	
		225/55R17		205/60R15
Michelin Prototype		X73 ZM654	X73 ZM	X54 YM25 X54 YM4
Dérive	0-3 m/s^2	0,33	0,32	0,34 0,38
spécifique	0-7 m/s^2	0,53	0,51	0,51 0,53
($^\circ \text{s}^2/\text{m}$)	Ecart	0,2	0,19	0,17 0,15

Tab. 1.3: Tableau comparatif des dérives spécifiques, d’après les essais [172] et [173].

Il faut bien comprendre qu’ici, la relation entre dérive pneumatique et effort transversal est en cause. Entre les deux générations de pneumatique, la quantité de dérive nécessaire pour créer un

²Evolution du roulis spécifique au cours des vingt dernières années.

R5 TL	$1,4^\circ/(\text{m/s}^2)$	R18 Turbo	$0,7^\circ/(\text{m/s}^2)$	R25 V6 inj	$0,6^\circ/(\text{m/s}^2)$
Safrane	$0,55^\circ/(\text{m/s}^2)$	Laguna II	$0,48^\circ/(\text{m/s}^2)$	Vel Satis	$0,48^\circ/(\text{m/s}^2)$

effort transversal donné est presque un tiers plus faible. Les pneumatiques utilisés pour les essais de ZM et le paramétrage de 1999, sont plutôt à rapprocher (*cf.* tableau 1.3) de ceux de la X54 circulant à cette époque, véhicule comparable du même segment, et remplacé par la X73. L'erreur relative est alors de 4,3% à 3 m/s², et 2,6% à 7 m/s².

Le roulis spécifique est à peu près constant quand l'accélération transversale croît. C'est ce que rendent les essais, et les simulations (tableaux 1.1 et 1.2). Seuls les essais sur ZM, contemporains à la réalisation du paramétrage sont considérés. Le cahier des charges en roulis spécifique ayant été revu en PPP, car un bon confort pouvait être assuré malgré l'augmentation des raideurs anti-roulis. Les essais donnent des roulis spécifiques de 0,61°s²/m à 3m/s² et 0,62°s²/m à 7m/s², respectivement contre 0,60°s²/m et 0,59°s²/m. Soit une erreur maximum de 5% pour les fortes accélérations. Cette sur-évaluation du roulis, entraîne une sur-évaluation de 0,04 °s²/m de la dynamique angulaire, due au coefficients de braquage et de carrossage induit par le roulis.

Enfin, l'accélération maximale obtenue en simulation est de l'ordre de 7,35 m/s², contre 7,5 m/s² en essai sur ZM.

1.3.2.2 Conclusion

Il a fallu recueillir les résultats de nombreux essais, car les paramètres du modèles ont différentes provenances. Les écarts sur les caractéristiques statico-dynamiques entre les véhicules d'essais et les paramétrages retenus pour les calculs proviennent de cette non concordance. Inférieurs à 5%, soit de l'ordre de grandeur de la précision que l'on peut obtenir sur les paramètres principaux tels que l'élasto-cinématique des trains, ou la rigidité de dérive, ils sont considérés tout à fait acceptables.

1.3.3 Freinage en ligne droite

En ligne droite, les distances d'arrêt totale, et AMS³ sont évaluées par la simulation et lors d'essais. Il convient de noter que MACAC ne tient pas compte de l'effort du conducteur à la pédale de freinage, la commande est la pression au maître cylindre. Le temps de montée en pression des freinages d'urgence retenu dans MACAC est directement déduit de courbes expérimentales obtenues pour un coup de pied calibré à la pédale de 50 daN⁴.

phase	Distance parcourue pendant :		Instant
1	Lever de pied et contact	6 m	t ≈ 0,21 s
2	Réponse du système	1,1 m	t ≈ 0,25 s
3	Génération de la pression	6,6 m	t ≈ 0,49 s
4	Etablissement de la régulation	4 m	t ≈ 0,63 s
5	Décélération établie D(AMS)	36,7 m	
Distance d'arrêt totale		54,4 m	

Tab. 1.4: *La décomposition de la distance d'arrêt totale.*

Le tableau 1.4 permet de bien faire la différence entre distance d'arrêt totale et AMS; en temps, cela revient en simulation à imposer le freinage de 10,5 m/s² en 0,7 seconde après un lever de pied de 0,2 seconde. L'essai a été réalisé avec une vitesse initiale de 104,7 km/h. La simulation correspondante à ce freinage donne une distance d'arrêt AMS de 36,67 m, soit une décélération de

³Ce test d'endurance du système de freinage, vient du journal Allemand *Auto Motor und Sport*. Il consiste en dix freinages d'urgence successifs, de 110 km/h à zéro. D'après la moyenne de la décélération en régime permanent, une distance d'arrêt est calculée $D(AMS) = V^2/(2\gamma_L)$. Généralement trois grandeurs sont observées, la première et la dernière distance d'arrêt, ainsi que la moyenne des dix distances.

⁴Deux freinages AMS existent, les tests à 50 daN (freinages 1 : 36 m, et 10 : 38 m), et à 20 daN (freinages 1 : 38 m, et 10 : 41 m), sachant que les deux-tiers des clients n'atteignent pas 30 daN.

10,52 m/s², contre 36,7 m, soit une décélération de 10,40 m/s² pour l'essai, et une distance d'arrêt totale de 54,1 m, contre 54,4 m pour l'essai.

De nouveaux essais (cf. tableau 1.5) ont été menés, à partir des vitesses maximales légales. La distance d'arrêt totale est calculée entre les moments pour lesquels le pied se pose sur le frein et la voiture s'immobilise.

Vitesse initiale	Distances d'arrêt				
	Essais	Totales	AMS	Durée	Reconstruction
50 km/h	11 m	15	9	2,6 s	15 - 50/3,6×0,2 = 12 m
90 km/h	33 m	39	30	3,6 s	39 - 90/3,6×0,2 = 34 m
130km/h	68 m	74	62	4,6 s	74 - 130/3,6×0,2 = 67 m

Tab. 1.5: *Comparaison simulations - essais des distances d'arrêt.*

Pour tous ces essais, les résultats coïncident à moins de 9% près ce qui est jugé très suffisant en avant-projet. En outre, les plongées spécifiques ($\partial\phi/\partial\gamma_T$), grandeurs plutôt de confort cette fois-ci, concordent aussi, 0,33°·s²/m en simulation, contre 0,31 (±0,01)°s²/m en essai.

1.4 Conclusion

Enfin, pourrait être citée aussi une quatrième méthode de validation, par l'utilisation courante et permanente du modèle. Effectivement, depuis sa première mouture de mai 2000, le modèle est quotidiennement utilisé par des ingénieurs et des stagiaires à la Direction de la Recherche de Renault, et des étudiants des Ecoles Centrale de Lyon et Lille, sur des projets d'étude. En décembre 2002 sont comptés **89 homme.mois** d'utilisation.

La première vocation du modèle était de pouvoir quantifier l'impact de système piloté en matière de confort et de sécurité, et d'effectuer un premier dimensionnement des actionneurs, c'est ce que vont développer les deux prochaines sections de ce chapitre.

2 L'exploitation du modèle numérique

Cette partie donne deux cas d'amélioration du comportement routier du véhicule. Il s'agit d'études de manœuvres d'urgence au cours desquelles éclate l'intérêt du contrôle conjoint de plusieurs systèmes du châssis, appelé *inter-système*, faisant intervenir la suspension. Dans les deux cas, un système piloté de suspension permet déjà un gain remarquable, mais l'intervention conjointe de systèmes intelligents de suspension et de freinage engendre un gain bien plus important. C'est ce qu'illustre le présent chapitre à travers l'étude du freinage d'urgence en ligne droite, et du freinage léger en virage.

2.1 Le freinage d'urgence en ligne droite

Dans ce premier cas, l'objectif à atteindre est la diminution de la distance d'arrêt, et l'accroissement de la stabilité, au cours d'un freinage d'urgence en ligne droite. Pour mieux cerner la problématique, un état des lieux des connaissances est réalisé. Les pistes de recherche sont ainsi débusquées, et analysées.

2.1.1 Etat des lieux

Les automobiles essayées en 2002 freinent de 130 km/h à zéro en une distance située entre 68m (10,5 m/s²) et 76 m (9,4 m/s²), avec une moyenne à 72 m (10 m/s²).

Les citadines		Les compactes		Les familiales	
VW Polo 1.2 16V	69 m	Fiat Stilo 1.6 16V	68 m	BMW 318i	67 m
Opel Corsa 1.7 DTI	70 m	Opel Astra 1.8 Sport	68 m	Alfa Romeo 156 2.4 JTD	68 m
Seat Ibiza 1.4 16V	70 m	Ford Focus 2.0	69 m	Citroën C5 3.0 V6	69 m
Renault Twingo 1.2 16V	73 m	VW Golf TDi 100	69 m	VW Passat TDi 130	69 m
Peugeot 206 1.4 HDi	75 m	Toyota Corolla D4-D	70 m	Renault Laguna 1.9 dCi	70 m
Renault Clio 1.2 16V	75 m	Alfa Romeo 147 2.0	71 m	Volvo S60 D5	70 m
Toyota Yaris D4-D	76 m	Peugeot 307 HDi 90	73 m	Ford Mondeo TDCi 130	72 m
		Renault Mégane 1.9 dTi	73 m	Mercedes C 270 CDi	72 m
Les monospaces		Les routières		Peugeot 406 2.2 HDi	72 m
Ford Galaxy TDi 115	70 m	Peugeot 607 2.2 16V	68 m	Audi A4 V6 TDi	73 m
Renault Espace 2.2 dCi	70 m	Renault Vel Satis V6 dCi	68 m	Nissan Primera 2.2 VDi	74 m
Mercedes classe A 190	71 m	Audi A6 TDi 130	71 m	Les 4x4	
Renault Scenic 1.9 dCi	71 m	Saab 9-5 2.2 TiD	73 m	Toyota Rav4 2.0	70 m
Citroën Picasso HDi	74 m	Alfa Romeo 166 2.5 V6	74 m	Nissan X-Trail 2.2 VDi	71 m
Opel Zafira 2.2 DTi	75 m				

Tab. 2.1: Les distances d'arrêt totales - Essais comparatifs effectués en mars 2002.

2.1.1.1 Etude des phénomènes physiques

En régime permanent, la décélération maximale, et le report de charge longitudinal d'un véhicule s'écrivent respectivement :

$$\gamma_L = M_{tot} * g * \mu_{adhérence} \quad \Delta F_Z = M_{tot} * \gamma_L * h/L \quad (2.1)$$

L'utilisation de l'adhérence des pneumatiques, $\mu_{adhérence}$, est optimisée par l'ABS. Ce dernier contient les pseudo-glissements aux roues autour de 4%, afin que si le conducteur désire éviter un obstacle, il le puisse. La figure 2.3 rend compte de ce phénomène : plus le glissement longitudinal est important, plus le pouvoir directeur des roues avant est amoindri.

Dans le cas d'un freinage en ligne droite¹, pour augmenter la décélération, il est envisageable soit de modifier la stratégie ABS, soit d'augmenter l'adhérence des pneumatiques. Ce dernier point semble inconcevable puisque l'adhérence conditionne la résistance au roulement, et donc la consommation du véhicule. Certains manufacturiers pensent alors à des pneumatiques à plusieurs coefficients d'adhérence, en fonction de la charge [190], ou du glissement longitudinal [181].

Modifier la stratégie ABS

Pour un pneumatique donné, en freinage pur, la figure 2.1, indique un maximum d'effort longitudinal pour un pseudo-glissement d'environ 12%. Ce maximum est un point d'équilibre instable². La simulation a permis de retrouver ce phénomène. Autour de 20%, une petite variation d'effort vertical provoque l'effondrement du pseudo-glissement et conduit au blocage de la roue.

En outre, la figure 2.1 indique que plus le report de charge au freinage est important, plus l'effort longitudinal maximum est faible. Ainsi, pour un véhicule de 17 kN (poids), avant le freinage, son potentiel de freinage est de 20,7 kN, *i.e.* $\gamma_X^{mAx} = 12 \text{ m/s}^2 = 1,22 \text{ g}$, tandis qu'en freinage à 10 m/s², le potentiel longitudinal est de 19,9 kN, *i.e.* $\gamma_X^{mAx} = 10,7 \text{ m/s}^2 = 1,09 \text{ g}$. On constate ici l'intérêt de diminuer les reports de charge longitudinaux. Cependant, diminuer le centre de gravité de 10

¹Ce qui intervient une fois sur deux en situation d'urgence [192].

²Qui n'a pas ressenti au freinage sa voiture accélérer au moment où elle se met à glisser. Revenir de l'autre côté du maximum est alors difficile, il faut relâcher presque totalement le freinage.

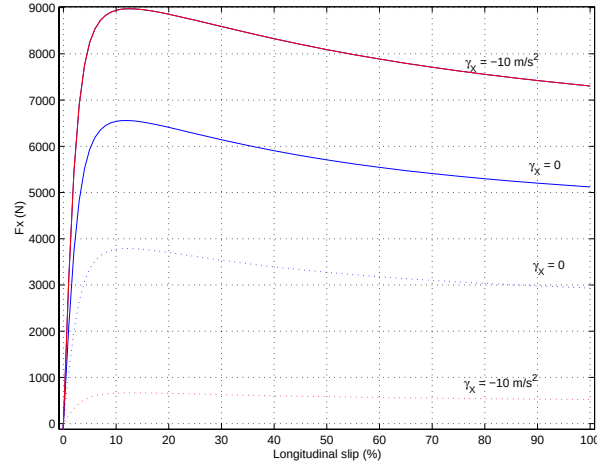


Fig. 2.1: Effet du transfert de charge sur l'effort longitudinal aux trains avant(-) et arrière(-).

cm (soit de 20%) conduirait à une diminution de la distance d'arrêt d'environ 0,5 m sur 40 m, soit de 1% selon [13]; ce qui n'est pas en-soi intéressant.

Le régime stabilisé ne dépend donc pas de la suspension. Au contraire, le report de charge transitoire, et la durée de ce régime dépendent de la raideur et de l'amortissement en tangage de la caisse. Le couplage entre suspension et freinage portera donc principalement des fruits pendant le régime transitoire.

Freinage transitoire

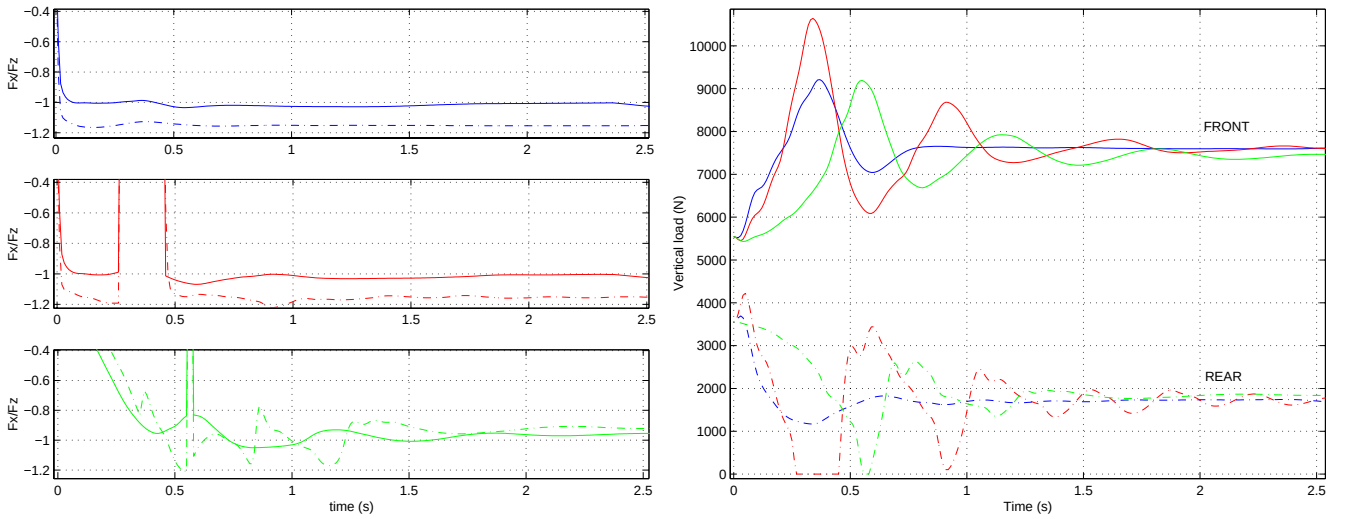


Fig. 2.2: Adhérence utilisée (F_x/F_z), à l'avant(-) et à l'arrière(-). Tarage et freinage améliorés (bleu), Freinage amélioré (rouge), Véhicule initial (vert)

La figure 2.2 indique que toute la manœuvre de freinage peut être considérée comme transitoire, et que l'emploi d'amortisseurs aussi tarés que possible est le bon choix sur route lisse. Les reports de charge transitoires sont réduits au maximum, le train arrière est rechargé, le véhicule est donc plus stable. Cet apport en stabilité peut être consommé, car l'effort vertical au train arrière se trouve diminué, en réduisant le temps d'établissement de la consigne de freinage.

En outre, les gains en terme de tenue de route et de distance d'arrêt seront d'autant plus

important que le route sera mauvaise, car les variations d'efforts verticaux aux pieds de roues sur routes irrégulières dégradent les performances du système '*suspension - freinage(ABS)*'.

2.1.1.2 Antériorité

En décembre 2000, Continental [180] a annoncé le résultat d'une étude sur la diminution des distances d'arrêt par optimisation conjointe du pneumatique, du système de freinage, et de la suspension. **Trente mètres** (*AMS*) suffisent au véhicule pour passer de 100 km/h à zéro quand aujourd'hui les automobiles dites sportives s'arrêtent en 35 m. Une telle performance nécessite des pneumatiques dont le coefficient d'adhérence atteint 1,31 au freinage, contre 1,1 aujourd'hui. La décélération moyenne est donc de 12,86 m/s².

Pour que le véhicule reste stable, le centre de gravité au freinage est abaissé de 10 cm grâce à une suspension pneumatique, et l'amortissement de suspension augmente afin de limiter et lisser les reports de charges dynamiques, et de diminuer le temps de réponse du véhicule. Enfin, l'ABS employé pour ce prototype reçoit directement les efforts aux pieds de roue grâce aux informations données par le pneumatique instrumenté, et le système de freinage électro-hydraulique possède un temps de montée en pression inférieure à 100 ms, contre plus de 200 ms pour un système de freinage hydraulique classique.

2.1.1.3 Conclusion

Les deux paragraphes précédents conduisent à choisir les amortisseurs comme système piloté de suspension, car le régime transitoire a été retenu comme période majeure de gain, et se sont les amortisseurs qui contrôlent le transitoire. De plus, à moins d'une puissance consommée exorbitante, le temps de réaction des vérins hydrauliques ou électriques de suspension serait bien trop important, au moins 200 ms, pour réagir au temps de montée en pression inférieur à 100 ms d'un système de freinage électro-hydraulique, ou électro-mécanique.

2.1.2 Situation d'urgence

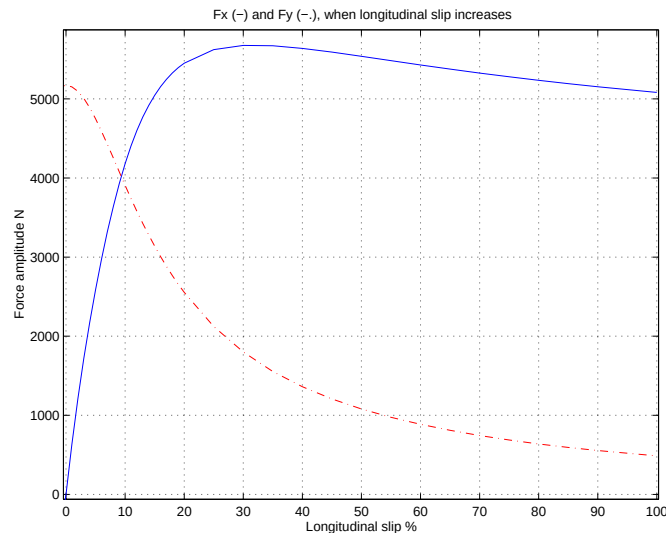


Fig. 2.3: Variation des forces longitudinale(-) et transversale(-), pour $\delta = 5^\circ$, et S_X croissant.

Le but de cette partie est de définir le meilleur freinage passif, qui servira de référence aux freinages optimisés. Il n'interviendra pas si l'ABS se déclenche, car ce dernier régule le glissement longitudinal en dessous de 5%, pour garantir la directibilité du véhicule, alors que le glissement optimum est vers 10% si la dérive est nulle, et 30% pour une dérive de 5° (cf. figure 2.3). La pression

au maître cylindre retenue correspond donc à la pression maximale avant blocage des roues. La décélération maximale est alors définie.

Or, 90% de la décélération maximale est obtenue moins de 0,6 s après le début du freinage [192]. C'est d'ailleurs ce qu'indique le tableau 1.4 de décomposition de la distance d'arrêt totale du test AMS à 50 daN. Le temps de montée en pression retenu vaut 0,4 s pour le paramétrage de châssis³ utilisé au cours de cette sollicitation, car ce temps de montée en pression induit un effort vertical au train arrière presque nul, et correspond à un conducteur des plus vifs.

Sont maintenant définis les véhicules munis de systèmes de freinage et de suspension optimisés. Le premier est muni d'amortisseurs fortement tarés (trois fois la valeur nominale), et d'un système de freinage dont le temps de réponse est extrêmement faible (0,1 s). Le second véhicule, dont l'amortissement est nominal reçoit la consigne de freinage issue du freinage optimum du véhicule dont l'amortissement est élevé.

Amortissement	N	A	N	Amortissement	N	+	N
Freinage	N	A	A	Freinage	N	A	A
D. arrêt (m)	39,8	36,9	36,9	ϕ^{moy} (°)	3,3	3,2	3,3
γ_X^{moy} (m/s ²)	-9,68	-10,46	-10,47	ϕ^{mAx} (°)	4,2	3,6	4,9
γ_X^{mAx} (m/s ²)	-10,63	-11,30	-11,59	$\dot{\phi}^{mAx}$ (°/s)	13,4	13,7	22,3
Pseudo-glissement (%)				Déflexion de suspension			
AV moy	-5,0	-7,2	-9,3	AV max (cm)	-8,5	-8,2	-9,6
AR moy	-8,7	-6,8	-8,0	AR max (cm)	9,5	8,9	9,7
AV max	-9,8	-10,1	-16,6	AV max (m/s)	-0,25	-0,32	-0,45
AR max	-58	-8,3	-15,6	AR max (m/s)	0,25	0,23	0,41

Tab. 2.2: *Simulations de freinages en ligne droite. Système nominal (N), et amélioré (A)*

En plus de la distance d'arrêt les grandeurs observées sont l'effort vertical au train arrière, la décélération moyenne, le rapport entre l'effort vertical et l'effort longitudinal maximum avant blocage de la roue, et l'angle de tangage.

2.1.3 Améliorations

Lorsque l'amortissement augmente, toutes choses étant égales par ailleurs, la distance d'arrêt diminue très peu [184], mais la charge verticale minimum au train arrière augmente. Effectivement, l'amélioration de la stabilité résulte d'une diminution du transfert de charge dynamique, qui passe de 1700 N à 900 N, et de la réduction de 2,5 s à 1s de la durée de la phase transitoire, sur un freinage sensiblement de la même durée : 3,5 s.

2.1.3.1 L'accroissement du sentiment de sécurité

Cette réduction de la phase transitoire, en amplitude et durée accroît le confort et le sentiment de sécurité au freinage. Ceci semble important à noter car l'inconfort au freinage qui apparaît dès 4 m/s² devient tellement important en freinage d'urgence que beaucoup de conducteur préfèrent relâcher la pédale de freinage [192].

Le tableau 2.3, ou les figures 2.2 fournissent les données concernant ces sentiments et indiquent une réduction de la plongée notable (18,6%, mais pas forcément ressentie, contrairement aux diminutions importantes d'accélération verticale (43,8%), de vitesse (31,4%) et d'accélération angulaire (70,1%) de tangage. Le conducteur ne perçoit plus la mise en butée, et n'a pas le sentiment que son véhicule s'écrase au sol.

³Il s'agit d'un paramétrage de mulet de véhicule à très haut centre de gravité (≈ 65 cm) pour mieux mettre en évidence le phénomène d'instabilité au train arrière.

Mulet	Base	Fort tarage	Mulet	Base	Fort tarage
γ_Z^{mAx} (m/s ²)	0,89	0,50	$\dot{\phi}^{mAx}$ (rad)	0,245	0,168
$\ddot{\phi}^{mAx}$ (rad)	0,0732	0,06	$\ddot{\phi}^{mAx}$ (rad)	3,48	1,04

Tab. 2.3: Diminution des phénomènes oscillatoires, lors d'un freinage d'urgence.

2.1.3.2 La démarche inverse

Pour l'instant, la consigne de freinage consistait en un temps d'établissement de la consigne, et une valeur permanente. La stratégie de freinage est maintenant revue pour une meilleure performance du système total. La pression de freinage à la roue, P_{ij}^{frein} , est asservie à la charge verticale $F_{Z,ij}$, connaissant l'adhérence, μ_{ij} , et l'efficacité du système de freinage, $Ef f_{ij}^{frein}$ (définie au chapitre 3, §2.2.6). Ainsi, la pression de freinage de consigne vaut :

$$P_{ij}^{frein} = \frac{F_{Z,ij} * \mu_{ij} * R_{ij}^{pneu}}{Ef f_{ij}^{frein}} \quad (2.2)$$

avec R_{ij}^{pneu} le rayon du pneumatique sous efforts. En premier lieu, les coefficients d'adhérence furent supposés unitaires. Les distances d'arrêt étaient inchangées : $\gamma_X = 9,7$ m/s², D(AMS) = 39,9 m; cependant, les pseudo-glissements étaient à l'avant de 4,7%, contre 5,1% auparavant, et de 3,4%, contre 8,75% au train arrière. Pour retrouver les mêmes glissements que ceux du mulet de base, à savoir 6% et 9%, les adhérences ont été augmentées respectivement à $\mu_{1j} = 1,03$ et $\mu_{2j} = 1,22$, aux trains avant et arrière. La décélération augmenta alors de 7%, soit 10,35 m/s², et la distance d'arrêt (AMS) atteignit 37,3 m, contre 39,9 m avant, soit un gain d'environ 2,5 m.

2.1.4 Propositions de réalisations

Poli [184] a travaillé à un système bon marché, et applicable immédiatement, d'amélioration de la stabilité au freinage, et de diminution de la distance d'arrêt totale. Un amortisseur à deux tarages a été retenu, après avoir étudié la réalisation de la prestation par un vérin actif, un amortisseur semi-actif, et un amortisseur à plusieurs lois. Au freinage, l'amortissement *optimum* correspond à l'amortissement critique lié à la raideur de la suspension en freinage. Une loi dégradée fournie par la loi d'effort maximale d'amortisseurs pilotés d'un véhicule prototype de la Direction de la Recherche a été testée avec succès en terme de gain en stabilité.

		sans ABS					avec ABS				
	Route	lisse	A13	N15	D83	D65	lisse	A13	N15	D83	D65
Charge au train arrière (N)	B (0,7s)	1112	1327	765	1200	800	1131	1182	1172	1200	634
	B	175	206	0	0	89	226	518	0	0	544
	A	1539	1148	1013	1005	662	1548	1308	1041	1194	863
	F	1475	1306	944	858	608	1492	1319	1042	882	684
Distance d'arrêt (m)	AMS B	39,6	40,2	38,8	40,2	40,7	42,6	43,3	42	43,5	44,7
	totale B	54,8	55,4	56,5	56,9	56	60,5	59,8	60,5	61,4	62,2
	totale A	48,4	48,9	48,9	52,3	48,9	54,5	53,7	53,5	57,8	56,1
	totale F	48,5	48,9	49	52,2	50,6	54,6	55,4	54,5	56,6	55,8

Tab. 2.4: Comparaison des véhicules de base (B), actif (A), et fortement amortis (F).

N'ayant pas de véhicule muni d'amortisseurs pilotés et d'un système de freinage électro-hydraulique, il n'a pas été possible de vérifier le gain en distance d'arrêt, mais les résultats d'essais de Continental [180] semblent corroborer les ordres de grandeur obtenus pour l'instant. En terme accidentologique, un tel système permettrait de sauver une vie sur deux, lors d'un choc frontal, car à tout moment

après les quatre premiers dixièmes de seconde, la vitesse du véhicule actif de 5 km/h inférieure à celle du véhicule actif, soit une diminution de la vitesse d'impact de 10 km/h, si les deux véhicules en sont munis [189].

2.1.5 Conclusion

Jusqu'aujourd'hui, les distances d'arrêt concernent le freinage permanent, c'est-à-dire la dernière phase de la situation d'urgence. Le danger est apparu en moyenne 1,7 s plus tôt, et 0,69 s ont été nécessaires pour atteindre l'effort de freinage permanent ([192] et [5])⁴. Avec l'augmentation de l'amortissement, le temps de montée en pression peut être réduit à 50 ms, la charge verticale au train arrière restant supérieure au tiers de la charge verticale statique, soit $F_Z \geq 1200$ N. La distance parcourue pendant le temps d'établissement de la consigne en freinage passe ici de 17,3 m à 7,8 m; soit dans le cas idéal un gain de 9,5 m. L'impact sur la distance d'arrêt totale est impressionnant, elle décroît de 55 m à 45,5 m [184]. Pour ce qui est du régime permanent, une stratégie d'ABS spécifique au freinage en ligne droite et maintenant les pseudo-glissements un peu en-dessous de l'optimum de la courbe $F_X(S_X)$ conduirait à des gains d'1 à 2 m.

2.2 L'instabilité de freinage en virage

Le véhicule retenu est un *mulet* extrapolation des tendances actuels en matière d'automobile. Le centre de gravité est haut perché, environ 65 cm du sol contre 50 cm pour un véhicule classique. La répartition statique des masses est en faveur du train avant; 60% de la masse s'y concentre. Enfin, l'amortissement en compression est très faible, pour rendre le véhicule confortable.

La manœuvre retenue est un freinage brusque (en 0,7 s) à 3,1 m/s², en virage à rayon constant de 50 m et accélération latérale de 7 m/s² constante. La somme des accélérations que subit le véhicule étant supérieure à l'adhérence, il est certain de provoquer une instabilité, ici de sur-virage car le freinage est dosé pour saturer en effort la roue arrière intérieure, et non pas la roue avant intérieure qui entraînerait le sous-virage du véhicule.

La variation de moment de lacet totale est considérée [193] comme la somme des moments de lacet dus aux variations $\diamond$ des efforts longitudinaux, $\diamond$ des efforts verticaux, $\diamond$ des carrossages, et $\diamond$ des braquages des roues. De plus, afin de reconstituer le moment de lacet, les efforts transversaux aux pieds de roues sont observés. Les résultats de simulation sont regroupés dans le tableau 2.5.

2.2.1 Analyse des simulations

Les efforts de freinage introduisent à chaque train un effet sous-vireur. La cause physique est simple. Les roues extérieures plus chargées freinent plus que les roues intérieures, induisent un moment de sous-virage, et la contribution du train avant est plus importante que celle du train arrière (roues extérieur/intérieur : -1990 N / -1820 N au train avant et, -780 N / -510 N au train arrière). Les efforts de freinage contribuent à 24% de la variation totale de moment de lacet.

Ces efforts freineurs engendrent une variation des efforts verticaux, et donc de l'effort de contact au sol maximum. Les roues intérieur saturent (*cf.* tableau 2.5), de l'effort transversal est consommé pour créer de l'effort longitudinal ce qui induit un moment sur-vireur. Ce phénomène de création de moment de sur-virage est d'autant plus important au train arrière car il est plus éloigné du centre de gravité que le train avant. Le bras de levier vaut 1,75 m pour l'arrière contre 1,1 m à l'avant. C'est pourquoi, la contribution au moment de sur-virage de la roue arrière intérieur représente 48% de la variation totale du moment de lacet.

⁴A 110 km/h le régime permanent ne représente alors que la moitié de la distance parcourue entre le moment où le danger apparaît et l'arrêt du véhicule. C'est pourquoi minimiser le temps d'établissement du freinage est primordial.

	Etat initial		Contributions				Etat final	
	adhérence	M_Z	ΔF_X	ΔF_Z	$\Delta \gamma$	$\Delta \alpha$	M_Z	adhérence
11	0,99	2927	1612	-100	3	-1	4441	0,88
12	0,65	5714	-2209	326	20	-99	3752	0,69
TOTAL 1		8641	-597	226	24	-101	8194	
21	0,93	-1682	369	1515	-1	-7	1876	0,92
22	0,70	-6959	-512	525	-8	7	-6947	0,78
TOTAL 2		-8640	-143	2042	15	0	-6753	
TOTAL		1	-740	2265	15.4	-101	1441	

Tab. 2.5: La contribution de chaque roue au moment de lacet comme fonction de contributions.

En ce qui concernent les variations de moment de lacet dues aux variations élasto-cinématiques des braquages et des carrossages des roues, leurs effets sont très réduits. Ils participent respectivement à hauteur de +3% (sous-virage), et -0,5% (sur-virage).

2.2.2 Propositions d'amélioration

L'analyse ci-avant indique quatre voies d'amélioration de la tenue de route lors d'un freinage en virage des véhicules :

- ◇ Le système de suspension peut être amélioré afin de minimiser les reports de charge dynamique, et notamment le délestage de la roue arrière intérieure au freinage, par un contrôle actif des reports de charge.
- ◇ Une distribution passive intelligente des efforts de freinage (sorte de répartiteur transversal) peut être employée pour augmenter le freinage des roues extérieures et diminuer, voire annuler à l'arrière, l'effort de freinage sur les roues intérieur. Cette solution est réalisable, le tableau 2.5 montre que le potentiel d'adhérence des roues extérieure au virage n'est pas totalement utilisée.
- ◇ Un système piloté de direction permettant, soit de débraquer les roues du train avant, soit de braquer les roues du train arrière, permettrait à moindre coût énergétique de restabiliser le véhicule.
- ◇ Enfin, une modification de la caractéristique effort transversal/effort vertical des pneumatiques peut aussi amener une amélioration de la tenue de route dans ce cas.

Les deux premiers éléments d'amélioration vont être approfondis. Le troisième est étudié par la majorité des constructeurs automobiles. Quant au dernier point, il faut savoir que les caractéristiques des pneumatiques sont subies par les constructeurs; seuls Michelin [182] et Continental [180], travaillent à l'optimisation conjointe des pneumatiques, de la suspension et du comportement routier.

2.2.3 Variation de répartition d'anti-roulis

La simulation de freinage en virage stabilisé à 7 m/s^2 , montre que le mulot de base dont la distribution d'anti-roulis sur l'avant vaut 51,4% reste stable jusqu'à des décélérations de $1,25 \text{ m/s}^2$. Le même mulot dont la distribution d'anti-roulis sur l'avant est augmentée à 65% garantit la stabilité du véhicule jusqu'à $3,75 \text{ m/s}^2$ (cf. figure 2.4).

De manière plus générale Guilemond [123] montre l'apport de la variation d'anti-roulis ◇ en continu et en boucle ouverte pour contrôler la dynamique du véhicule en virage, et ◇ par impulsions à la manière du contrôle de trajectoire ESP, selon trois techniques, soit un PID sur la dynamique angulaire, soit PID sur la vitesse de lacet, soit en boucle ouverte en fonction de l'effort vertical à la roue arrière intérieure.

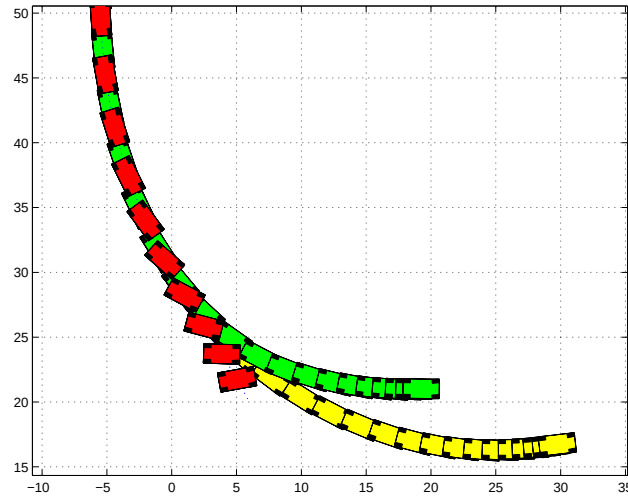


Fig. 2.4: Rouge : Véhicule passif freinant à $3,1 \text{ m/s}^2$. Jaune et vert : Véhicule muni d'anti-roulis actif freinant à $3,1$ et $3,75 \text{ m/s}^2$.

2.2.4 Optimisation de la répartition des efforts de freinage

Pour isoler l'effet du freinage, de l'effet de délestage du train arrière, la roue arrière intérieure n'est plus freinée. La différence en terme de décélération est faible ($0,2 \text{ m/s}^2$, soit 4 N de différence), ainsi les reports de charge sont quasiment identiques. Les résultats de simulation sont réunis dans le tableau 2.6. Les colonnes donnent l'état du véhicule avant le freinage, et au moment du pic de vitesse de lacet.

Roue		Les 2 15 s	Base 15,5 s	Amélioré 15,5 s		Les 2 15 s	Passif 15,5 s	Amélioré 15,5 s
11	F_X (N)	624	-1894	-1944	F_Y (N)	2846	3337	3292
12		588	-2152	-2175		5018	5262	5046
21		-14	-302	32		977	45	341
22		-83	-819	-825		3970	4108	3878
11	F_Z (N)	2942	3925	3896	M_Z (Nm)	2660	5163	5143
12		7791	8923	8832		6011	3592	3333
21		1055	306	339		-1682	148	-615
22		5680	4696	4784		-6959	-7739	-7342
11	α (mrad)	-5,5	93,0	93,1	TOTAL	31,4	7761	520
12		-0,6	90,4	92,9	Etat	stable	sur- virage	stable
21		-1,3	-2,3	-2,4				
22		7,7	9,2	8,2				

Tab. 2.6: A 15s les deux véhicules sont en virage établi. A $t=15,5s$ leurs états sont comparés.

Les efforts de freinage, pour les deux mulets, induisent des effets sous-vireur aux trains avant et arrière dûs au report de charge transversal : les roues extérieures plus chargées freinent plus. De plus, les roues intérieures sont saturées, tandis que les roues extérieures utilisent respectivement 62% et 82% de l'adhérence disponible comme l'indique le tableau 2.6. L'effort freineur à la roue arrière intérieure de 270 N , induit donc un moment de survirage de 230 Nm . Tandis que l'effort transversal de 300 N qu'il annule et remplace engendrerait un moment de sous-virage de 450 Nm . La présence de l'effort de freinage à cette roue uniquement induit donc un moment de survirage d'environ 680 Nm , soit 57% du moment de sur virage total. Le moment de survirage induit par les efforts freineurs aux trois autres roues, et aux reports de charges vaut quant à lui 518 Nm .

Le report de charge longitudinal induit un report de force transversale du train arrière sur le train avant induisant un moment de sur-virage. En outre, la caractéristique non linéaire '*Effort transversal / Effort longitudinal*' des pneumatiques, et le rapport des distances entre les trains et le centre de gravité ($l_1 = 1,1$ m et $l_2 = 1,8$ m) rend le bilan en terme de moment de lacet surprenant. Respectivement pour les mulets de base et amélioré, les moments de sur-virage induits par les trains (avant/arrière) sont 369 Nm / 1384 Nm et 66 Nm / 1271 Nm.

Pour résumer, les contributions au moment de survirage sont de :

- ◇ 7,4% pour le train avant où le moment de sur-virage induit par le report de charge, et le moment de sous-virage induit par les efforts freineurs se compensent presque, et
- ◇ 92,6% pour le train arrière, où l'énorme moment de sur-virage (70%, +1830 Nm) dû pour 58% (1070 Nm) au délestage du train et pour 42% (760 Nm) à la création de la force de freinage sur la roue intérieure, n'est pas compensé par le moment de sous-virage (30%, -780 Nm) dû à l'effort freineur de la roue extérieure.

2.2.5 Conclusion

La simulation indique trois systèmes correctifs pouvant agir de manière impulsionnelle ou continue, et permet de les classer par ordre de performance : le freinage des roues extérieur, le débraquage des roues avant pour simuler une augmentation de dérive, ou le braquage de roues arrière, et la variation d'anti-roulis en faveur du train avant, afin d'augmenter la dérive de ce même train.

Plus de simulations de freinage en virage effectuées révèlent que le sur-virage intervient au moment où l'effort transversal s'annule à la roue arrière intérieure au virage. Le freinage ne fait qu'avancer la limite de stabilité du véhicule. Pour agir à titre préventif, seule la variation d'anti-roulis lors d'un lâcher de pied, et un système de freinage intelligent en virage peuvent intervenir. Les simulations d'urgence présentées dans cette partie ont aussi permis de définir et dimensionner les actionneurs actifs. C'est ce qui va maintenant retenir notre attention.

Remarque : *Le respect de la trajectoire voulue par le conducteur par freinage distribué en fonction de l'effort vertical, et du coefficient d'adhérence à la roue, est préfiguré aujourd'hui (2002) par l'ABS 5.7 de Bosch qui en virage freine plus les roues extérieures, et qui sans doute apparaîtra sur véhicule courant 2003.*

3 La définition et le dimensionnement des solutions actives

Tout ce qui a permis de définir le système de suspension est regroupé dans cette partie :

- ◇ Le recensement des fonctions réalisables par des systèmes pilotés de suspension.
- ◇ Les conclusions de la Direction du Produit quant aux systèmes à retenir, d'après l'idée que se fait Renault de sa future gamme d'automobile, et des avancées des concurrents.
- ◇ Un tableau permettant de croiser les fonctions retenues précédemment avec les systèmes développés par les fournisseurs, et de choisir le nombre et l'architecture des actionneurs.
- ◇ Le dimensionnement d'après les demandes de la Direction des Prestations Clients, en terme de performance (au sens du contrôle optimal) du système, et les manœuvres les plus sollicitantes pour la suspension.

Le véhicule cible retenu pour ce travail est le cas d'application de suspension active le plus contraignant, une berline-monospace de haut de gamme. Le plus contraignant, car l'automobile pèse lourd, car le centre de gravité est haut perché, et enfin car le confort et le comportement routier doivent être irréprochables.

Enfin, les constructeurs ne veulent plus d'hydraulique dans les véhicules, d'un point de vue architectural, il n'est déjà plus possible de connecter une pompe hydraulique sur la plupart des moteurs; le vérin d'un système actif de suspension devra donc être électrique, ce qui nécessite une tension de 42V (apparition vers 2007.).

3.1 La définition des actionneurs

3.1.1 Tableau fonctions/systèmes

	Anti-roulis	Typage variable	Garde au sol	Assiette charge	Confort M-R	Anti-tangage	TdR en virage
BAD 2	X	X	-	-	X	-	X
BAD 1	-	X	-	-	X	-	-
Kvar	X	X	-	X	X	X	X
AMvar	X	X	-	X	X	X	X
1V-TAR	-	-	-	X	-	-	-
1V-T	-	-	X	X	-	-	-
ARAmo	X	-	-	-	X	-	-
ARAbic	X	X	-	-	X	-	X
4V//	X ₁	X ₁	X ₂	X ₂	X ₂	X ₁	X ₁
4V-	X ₂	X ₂	X ₁	X ₁	X ₁	X ₂	X ₂
M-R : Mauvaise Route				TdR : Tenue de Route			
BAD 1 : Barres Anti-Dévers débrayables				BAD 2 : Barres Anti-Dévers à 2 raideurs			
Kvar : Raideur variable				AMvar : AMortissement variable			
1V-TAR : un vérin au train arrière (en série)				1V-T : un vérin par train (en série)			
ARAmo : Anti Roulis Actif monocanal				ARAbic : Anti-Roulis Actif bicanal			
4V// : Quatre vérins en parallèle				4R- : Quatre vérins en série			

Tab. 3.1: *X signifie que le système peut réaliser la prestation. Pour les systèmes actifs, plus l'indice est faible, meilleur est le système vis à vis de la prestation.*

Le choix de l'architecture du système piloté de suspension doit refléter l'ordre de priorité des fonctions des suspensions actives classées par la Direction du Produit (chapitre 1 §2.2); d'où la confrontation des différents systèmes avec les fonctions retenues réalisée dans le tableau 3.1. Le classement est effectué notamment selon des considérations de performance, de consommation, de coût, d'encombrement, et de complexité.

3.1.1.1 Les suspensions à quatre vérins

Les systèmes à quatre vérins remplissent tous les critères, cela est évident. Par contre, il est intéressant de remarquer qu'un système partiellement actif parallèle est globalement meilleur qu'un système série. C'est l'idée phare retenue pour la suite du processus de définition des actionneurs.

Si d'autres systèmes de suspension figurent dans le tableau, c'est que ce travail doit proposer une étude de systèmes meilleurs marchés que ceux à quatre vérins, et applicables à moyen terme, selon les contraintes du secteur (*cf.* Introduction).

3.1.1.2 Les systèmes d'anti-roulis

Pour le confort, étant donné l'accroissement du diamètre des barres anti-dévers, les débrayer peut être intéressant pour le confort en ligne droite en ville ou sur mauvaise route. En outre, en virage, débrayer seulement l'une des deux barres permettrait de proposer différents typages comportementaux du véhicule.

Un système monocanal ne permet que de contrôler l'angle de roulis et non la répartition d'anti-roulis. Il convient de savoir si cette prestation est vendable, étant donné son prix de vente au client élevé, et le faible impact en terme de comportement; des trains multibras, du même ordre de coût semblent préférables.

En ce qui concerne un système anti-roulis bicanal, l'intérêt est moins le contrôle du roulis que la simplification des trains, et la gestion du comportement du véhicule qui permet de gagner en stabilité et agrément de conduite. Le système est d'autant plus intéressant que la mise au point du compromis pour le véhicule est prévue difficile. Effectivement, pour un véhicule très lourd, à centre de gravité élevé, ou à faible voie, un tel système permettrait de diminuer sensiblement les frais de conception des trains et de mise au point du comportement.

3.1.1.3 Les systèmes 'un vérin en série au train'.

L'idée de placer un vérin en série à chaque train n'est pas neuve. Elle a notamment été proposée en 2000, par Renault sur le concept KOLEOS de véhicule tout terrain de haut de gamme. Hormis les véhicules à multiples usages (SUV), dont la garde au sol doit être élevée pour effectuer un franchissement, et basse pour faciliter l'accès à bord ou diminuer la consommation sur autoroute, le client ne voit pas du tout son intérêt.

Pour les véhicules à forte variation de charge au train arrière, comme les breaks et les monospaces, une raideur arrière variable (passive), ou un vérin au train arrière pourrait être intéressant, mais les coûts restent aujourd'hui encore prohibitifs¹.

3.1.2 Positionnements d'actionneur

Les systèmes de suspension sont ici classés suivant la position du vérin. En plus de la solution passive, trois possibilités apparaissent.

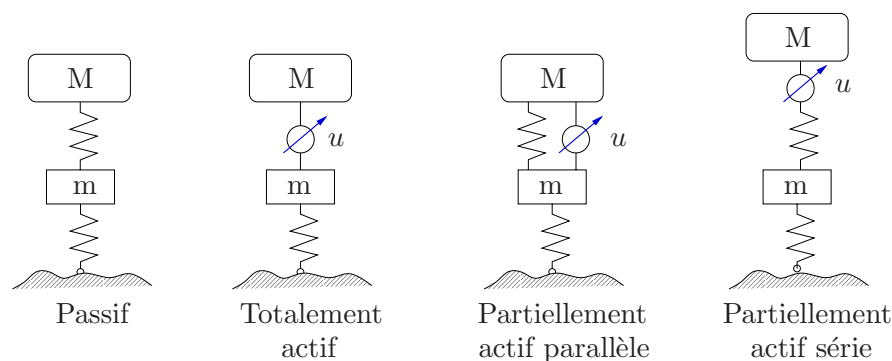


Fig. 3.1: Configurations passive, active, et partiellement actives série et parallèle.

La suspension totalement active : Tous les éléments de la suspension sont remplacés par un actionneur contrôlé. Un tel système de suspension est généralement réalisé par des éléments hy-

¹Le prix de revient fournisseur est estimé à 280 Euros (1850F) pour des ressorts pneumatiques au train arrière, et 120 Euros (790F) pour le compresseur, soit un système à 400 Euros (2640F)

drauliques (*cf.* Chapitre 1 : §3.4). La puissance consommée est très élevée, car le système doit porter le poids du véhicule, assurer un bon confort, c'est-à-dire avoir de grands débattements et réagir rapidement, d'où une consommation maximale importante (10 kW [191]). De plus, les vibrations de fréquences supérieures à la fréquence de coupure des servo-valves sont intégralement transmises à la caisse, ce qui provoque l'inconfort dit de rigidification dynamique [40] (*harshness problem*).

La suspension partiellement active de type parallèle : Ce système de suspension est composé d'un actionneur en parallèle avec des éléments passifs, souvent un ressort pour supporter le poids de la masse suspendue, et un amortisseur pour contrôler les mouvements de caisse à haute fréquence. L'élément actif n'intervient donc qu'en correction. C'est le type de système utilisé sur la Citroën Xantia ACTIVA, pour corriger le roulis. Pour éviter le problème de rigidification rencontré sur la Xantia, il est nécessaire de contrôler en raideur les actionneurs [39]. C'est notamment le principe retenu [178] pour la Renault Safrane ARS, non commercialisée à cause du coût du système et de la mévente de la Citroën.

La suspension partiellement active de type série : Ce dernier système de suspension comporte un ressort en série avec l'actionneur contrôlé, toujours accompagnés d'un amortisseur en parallèle. Son atout majeur est que les éléments passifs empêchent les vibrations hautes fréquences en provenance du sol d'atteindre l'actionneur, et l'habitacle. C'est l'idée du système ABC[185] de Mercedes. Par contre ici, l'actionneur devra à tout moment lutter contre le poids de la caisse. La consommation sera plus élevée que dans le cas précédent ($\approx 100W$ [183]). Sur mauvaise route, la consommation de l'ABC atteint 3,6 kW [55].

La solution totalement active n'est pas viable aujourd'hui car le même actionneur doit supporter le poids de la caisse et contrôler le mode de roue, ce qui rend rédhibitoire la consommation énergétique d'un système actif autre que basse fréquence. Placer l'actionneur parallèlement à un ressort est donc nécessaire. Mais alors, la fréquence de coupure des actionneurs impose de placer un ressort en série avec ces derniers pour éviter que les vibrations de fréquences supérieures à la fréquence de coupure soient directement transmises à la caisse.

3.1.3 Système de suspension retenu

Les paragraphes 3.1.2 et 3.1.1.1 indiquent que le système de suspension optimum est de type partiellement parallèle, avec cependant un élément apportant une souplesse en série avec le vérin qui est soit irréversible, soit réversible. Les deux systèmes envisagés sont schématisés en figure 3.2.

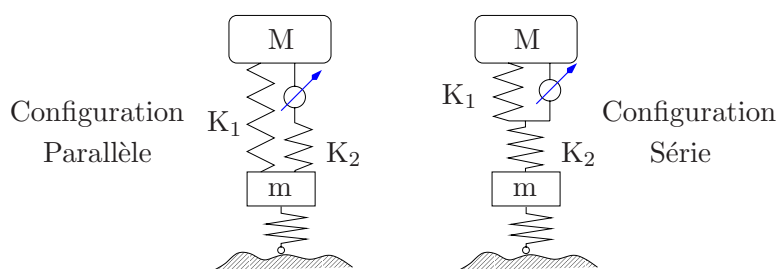


Fig. 3.2: Deux architectures retenues.

Il s'agit maintenant de choisir quelle configuration sera retenue. C'est le sujet du paragraphe suivant, le dimensionnement de la solution, moteur et ressorts, servant de critère discriminatoire.

3.2 Le dimensionnement de la solution

Pour ce qui est du dimensionnement des actionneurs, il faut considérer les règles de typage d'un véhicule Renault, et les manœuvres les plus sollicitantes, dans les différentes configurations de loi de commande. Le service 'Synthèse - Liaison Au Sol' de la Direction des Prestations Client fut consulté pour connaître les performances à réaliser par un système actif de suspension pour chacune des prestations retenues par la Direction du Produit (*cf.* Chapitre 1 : § 2.2), et notamment en situation extrême.

3.2.1 Premières règles

Le système étant réservé dans un premier temps à des véhicules du segment supérieur, les contraintes de confort de ce segment sont considérées.

3.2.1.1 Confort en ligne droite

La fréquence propre en pompage du train avant doit se situer entre 1 et 1,1 Hz, et celle du train arrière doit lui être supérieure de 0,2 Hz pour qu'il n'y ait pas d'échange d'énergie entre les modes de pompage et de tangage. En fait, ces valeurs de fréquence du mode de pompage de caisse ont été retenues car les raideurs de suspension doivent être les plus faibles possibles pour assurer un bon confort, sans être trop basses pour provoquer de l'inconfort.

Aujourd'hui descendre sous le Hertz ne semble pas acceptable par Renault pour un véhicule passif, et les experts ne se prononcent pas sur des systèmes pilotés de suspension dont la fréquence serait plus basse. De plus, il s'agit de fréquences en ligne droite, ou autour de la ligne droite ; en virage, elle peut être portée à 1,4 voire 1,5 Hz, soit en compression uniquement, soit en compression et en détente.

3.2.1.2 Freinage en ligne droite

Le tableau 3.2 donne les efforts des actionneurs nécessaires pour avoir un tangage en régime permanent stationnaire inférieur à $1/2^\circ$ (seuil de perception du tangage), en fonction de la décélération.

La dissymétrie des efforts entre l'avant et l'arrière, surprenante car incompatible avec la relation

γL	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$F_{Z,1j}$	295	590	890	1180	1470	1765	2060	2350	2650	2940	3235	3530	3820
$-F_{Z,2j}$	190	380	575	765	960	1150	1340	1535	1725	1915	2110	2300	2490

Tab. 3.2: Les efforts actifs (N) aux trains, en fonction de la décélération.

de report de charge à la roue $\Delta F_{Z,ij} = (-1)^i M_{tot} \gamma_L h / 2L$, s'explique par l'écrasement pneumatique à compenser, et par la présence des effets Brouilhet longitudinaux. Une loi de contrôle en boucle ouverte peut être déduite du tableau 3.2, moyennant le passage du signal d'entrée, l'accélération longitudinale, dans un filtre du premier ordre adapté afin que la loi soit stable jusqu'en situation d'urgence.

3.2.1.3 Roulis en virage

Pour ce qui est du roulis spécifique, il est sur le véhicule passif de $0,48^\circ / (m/s^2)$, trois lois sont à considérer. La première garantirait un roulis nul et la deuxième un roulis spécifique de $0,3^\circ s^2/m$, jusqu'à 4 ou 5 m/s^2 . Au-delà, le système doit prévenir le conducteur en laissant du roulis². Généralement le roulis spécifique du véhicule passif est repris. La troisième loi, tolérant beaucoup plus de roulis

²Selon le CCFA [5], 68% des causes d'accidents en 1999 en France, sont dues au fait que le conducteur ne perçoit pas la criticité de la situation

($0,6^\circ\text{s}^2/\text{m}$) quelle que soit l'accélération transversale sera d'intérêt à haute vitesse, pour prévenir plus tôt encore le conducteur.

	$\theta^{sp\acute{e}}/\gamma_T$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Avant	$0^\circ\text{s}^2/\text{m}$	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
	$0,3^\circ\text{s}^2/\text{m}$	350	700	1050	1400	1750	2100	2450	2800	3150	3500
	$0,6^\circ\text{s}^2/\text{m}$	175	350	525	700	875	1050	1225	1400	1575	1750
Arrière	$0^\circ\text{s}^2/\text{m}$	300	610	910	1210	1520	1820	2120	2430	2730	3030
	$0,3^\circ\text{s}^2/\text{m}$	210	427	637	847	1064	1274	1484	1701	1911	2121
	$0,6^\circ\text{s}^2/\text{m}$	105	214	319	424	532	637	742	851	956	1061

Tab. 3.3: Forces actives (N) à déployer en virage, pour une répartition anti-roulis à 51,4% sur l'avant, et des roulis spécifiques constants.

Le tableau 3.3 reproduit pour les trois lois de contrôle du roulis, les efforts à produire à la roue, pour une répartition anti-roulis (51,4%), et des roulis spécifiques constants. Pour assurer un confort équivalent à celui du véhicule passif en virage jusqu'à 2 m/s^2 , il faut donc garantir une raideur orientée confort sur ' $1000/K_2+2,5$ ' cm à l'avant, et ' $610/K_2+2,5$ ' cm à l'arrière.

Remarque : Les reports de charge transversaux sont plus importants à iso-accélération, et donc plus dimensionnants, que les reports de charge longitudinaux, tant en intensité qu'en occurrence [142].

3.2.1.4 Répartition anti-roulis en virage

Le tableau 3.4 regroupe les résultats de l'étude de la variation de la répartition anti-roulis en virage. Elle intègre les notions de variation d'anti-roulis avec l'accélération transversale, avec la vitesse, et enfin avec la décélération (en **gras**). L'augmentation de la répartition anti-roulis sur l'avant quand l'accélération transversale croît rend le véhicule plus mobile en entrée de virage, et de plus en plus stable à mesure que le virage se sévérise. Cette loi de variation est contrainte par la stabilité du véhicule à fortes accélérations transversales (sur la droite du tableau), c'est pourquoi pour chaque vitesse les lois s'achèvent de manière identiques.

$\gamma_T \text{ (m.s}^2\text{)}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	≥ 10
V ≤ 20	40	41	42	43,5	45	46	47/ 52	60	66,7	73,3	80
i 40	45	45	45	45	45	46	47/ 52	60	66,7	73,3	80
t 60	50	50	50	50	50	50	50/ 52	60	66,7	73,3	80
e (km/h) 80	55	55	55	55	55	55	55	60	66,7	73,3	80
s 100	60	60	60	60	60	60	60	60	66,7	73,3	80
s 120	65	65	65	65	65	65	65	65	66,7	73,3	80
e ≥ 140	70	70	70	70	70	70	70	70	70	73,3	80

Tab. 3.4: Evolution de la répartition anti-roulis sur l'avant (en %).

Réduire la répartition d'anti-roulis sur l'avant, quand la vitesse diminue, permet de diminuer la dynamique angulaire, et donc d'accroître la maniabilité à basses vitesses. Pour des question de stabilité dynamique (effort sur la roue arrière intérieure suffisamment important), il n'est pas possible de descendre sous 40% d'anti-roulis sur l'avant. A hautes vitesses, pour plus de stabilité, il est souhaitée une dynamique angulaire élevée, obtenue par augmentation de la répartition anti-roulis sur l'avant (effort sur la roue arrière intérieure suffisamment important).

Enfin, comme il a déjà été remarqué dans la partie précédente au paragraphe 2.2.5, pour plus de stabilité au freinage en virage, il faut éviter que l'effort vertical de la roue arrière intérieure ne s'annule, et donc diminuer le report de charge au train arrière (en **gras**). Ces grandeurs ne sont pas

conservées à l'accélération, car pour garantir la motricité en sortie de virage sur une traction, il ne faut pas trop d'anti-roulis sur l'avant.

3.2.2 Situations extrêmes d'utilisation

Les trois excitations les plus sollicitantes sont le freinage d'urgence en ligne droite, le double changement de file ISO, et le roulage en ligne droite sur très mauvaise route.

3.2.2.1 Roulage sur mauvaise route

Une suspension pilotée doit être au moins aussi confortable qu'une suspension passive, quelle que soit la fréquence des vibrations. Il est du ressort de K_2 d'interdire aux vibrations d'atteindre la caisse, ou alors convenablement atténuées. La figure 3.3-gauche représente le diagramme de Bode en gain d'une suspension à un étage, passive. La fréquence propre du ressort ici vaut 1,2 Hertz (courbe rouge). Si l'on considère de plus l'amortissement³, les vibrations à 3,3 Hz voient leurs amplitudes divisées par 10, et les vibrations à 12 Hz (mode de roue) la voient divisée par 100. L'intérêt d'un amortisseur non linéaire à deux taux d'amortissement se fait dès lors bien comprendre.

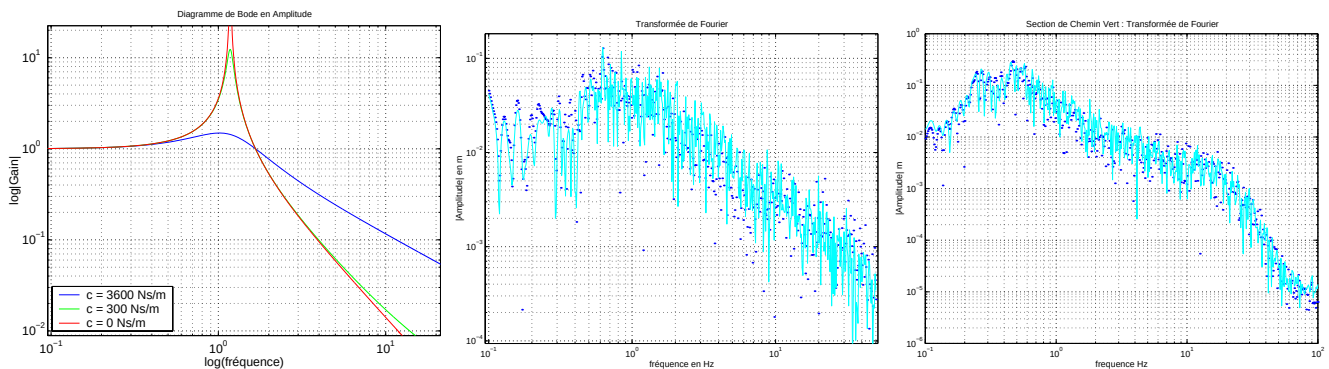


Fig. 3.3: Transmission des vibrations à la caisse (gauche). Transformée de Fourier de la déflexion verticale de la D135 (milieu), et du 'Chemin Vert' (droite).

De nombreuses simulations sous MACAC ont permis d'évaluer pour un véhicule passif les raideurs et débattements nécessaires à un bon confort, sur des routes variées comme l'autoroute A13, de très mauvaises départementales normandes (D65, D135), et des chemins communaux défoncés (C17, Chemin vert). A l'image des courbes 3.5 (tronçon de D65 à 90 km/h), il apparaît que les ressorts oscillent entre 6 cm de compression et 5 cm de détente, la plupart du temps. Lors des fortes sollicitations, tout le débattement est nécessaire (≈ 10 cm) pour le véhicule d'origine ($f_{AV}=1,1$ Hz ; $f_{AR}=1,3$ Hz).

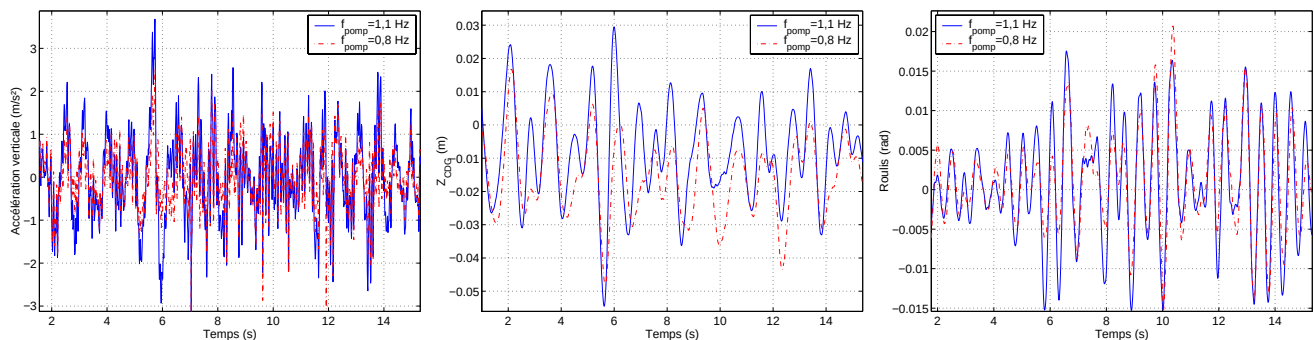


Fig. 3.4: Comparaison de véhicules dont les fréquences de pompage sont 1,1 Hz (gauche) et 0,8 Hz (droite).

³vert : amortissement faible ; bleu : amortissement élevé.

Quand la raideur verticale diminue, pour un même déplacement initial, la force et les déplacements induits sont plus faibles. Le confort est donc amélioré. Un bon confort sur mauvaise route est déjà assuré une raideur orientée confort sur $[-6 \text{ cm} ; +5 \text{ cm}]$ et une butée en compression très progressive, sinon le véhicule rebondit sur sa butée de compression.

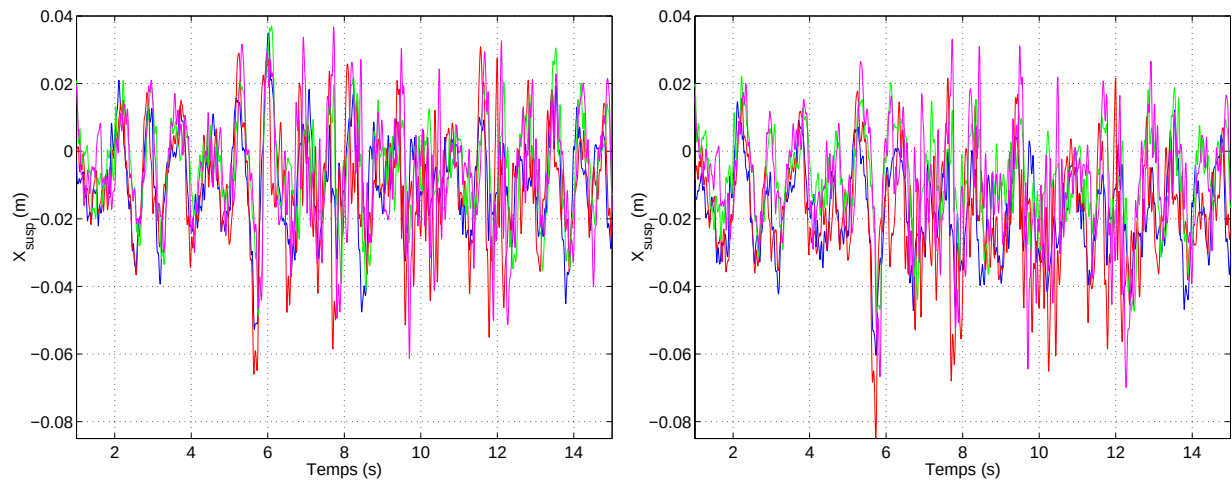


Fig. 3.5: *Débattements de suspension (m), pour des véhicules dont les fréquences de pompage sont 1,1 Hz(gauche) et 0,8 Hz(droite).*

Pour assurer un bon confort, il faut donc garantir une raideur orientée confort sur un certain débattement à définir autour de la position d'équilibre. Ce débattement-limite dépend de la raideur du ressort à l'équilibre, et des stratégies appliquées sur mauvaise route et en virage :

		Débattement mMinimum de confort à basse accélération	Pas de loi mauvaise route	Stratégie d'amélioration du confort, et de réduction des déflexions de suspension
Avant	$K_{confort}$	$\pm 1000/K_2 \pm 2,5 \text{ cm}$	$\pm 6 \text{ cm}$	$\pm 4 \text{ cm}$
Arrière	$K_{confort}$	$\pm 610/K_2 \pm 2,5 \text{ cm}$	$\pm 6 \text{ cm}$	$\pm 4 \text{ cm}$

Tab. 3.5: *Etendue d'une raideur orientée confort, pour une raideur autour de 1,1Hz à l'avant et 1,3Hz à l'arrière.*

Dans le cas d'un actionneur non réversible, les vibrations induites par l'excitation de la route au-delà de sa fréquence de coupure seront intégralement transmises à la caisse. L'actionneur sera équivalent à une raideur infinie, *i.e.* une barre indéformable :

$$K_2 = K_{confort} \text{ pour (I), et } K_1 + K_2 = K_{confort} \text{ pour (II).}$$

Dans le cas d'un actionneur réversible, en fonction des caractéristiques du système 'vis-écrou-moteur', la raideur équivalente de confort évoluera entre la raideur définie précédemment et la raideur dite d'actionneur 'débrayé' :

$$1/K_1 + 1/K_2 = 1/K_{confort} \text{ pour (I), et } K_1 = K_{confort} \text{ pour (II).}$$

3.2.2.2 Le freinage d'urgence en ligne droite

Deux freinages d'urgence ont été retenus. Le freinage d'urgence réalisable à l'heure actuelle [192], et le freinage d'urgence réalisable avec les technologies à venir sur la prochaine gamme de véhicule. La décélération est identique dans les deux cas, 1,1 g. Dans le premier cas, elle est atteinte en 0,4s (2,75 g/s), tandis que dans le second cas, elle est atteinte en 0,1s (11 g/s).

3.2.2.3 Double changement de file

Le double changement de file ISO, est en passe de devenir la référence en terme de test de comportement transitoire transversal. C'est pour l'heure le test le plus contraignant pour la suspension; le véhicule y subit des variations d'accélération de 4 g/s. Il s'agit de la manœuvre dimensionnante pour le système anti-roulis actif de Delphi Automotive [188].

3.2.3 Synthèse des résultats

Dans tous les cas, il faut d'abord considérer la raideur de suspension en ordre de marche, devant apporter le confort. Puis, pour une question de réalisation des prestations de comportement, notamment en situation d'urgence, et de consommation énergétique, la seconde équation permettant l'établissement des deux raideurs de suspension est définie.

V	Configurations	Série	Parallèle
é	non réversible	$K_2 = K_{confort}$	$K_1 + K_2 = K_{confort}$
r		K_1 le plus souple possible et K_2 le plus raide possible	
i	réversible	$1/K_1 + 1/K_2 \leq 1/K_{confort} \leq 1/K_2$	$K_1 \leq K_{confort} \leq K_1 + K_2$
n		K_1 le plus souple possible et K_2 le plus raide possible	

3.2.3.1 Le système non réversible et parallèle

Rapidement, il est éliminé, car la contrainte de confort impose :

$$K_1 + K_2 = K_{confort} = 27,4 \text{ kN/m} \quad \text{pour} \quad f_{confort} = 1,1 \text{ Hz} \quad (3.1)$$

Or, la raideur minimum réalisable par un ressort hélicoïdal est de l'ordre de 15 kN/m (avant flambage), et de torsion vers 10 kN/m (encombrement). K_1 étant nécessairement hélicoïdal vaut 15 kN/m, et donc $K_2 = 11$ kN/m. Il faudrait un ressort linéaire équivalent de plus de 15 cm de déflexion en compression pour garantir un bon confort en virage et au freinage jusqu'à 3 m/s². Ainsi même s'il était réalisable, la puissance consommée serait dissuasive en situation d'urgence ($2 \times 0,15 \times 5 \times (5000 + 3000) = 12$ kW).

3.2.3.2 Le système non réversible et série

Pour ce système, K_2 est la raideur de confort. Pour minimiser la course du vérin due à une raideur K_2 trop faible, ce ressort est choisi non linéaire en compression et détente. Autour du point milieu, une première raideur assure un bon confort sur des déflexions de ± 3 cm, puis une seconde raideur, orientée comportement apparaît.

Malheureusement, au cours de fortes sollicitations, les vitesses des actionneurs sont très importantes, de l'ordre de 0,5 m/s; les puissances consommées sont assez importantes, mais uniquement en situation d'urgence. Finalement, c'est la technologie électro-mécanique, devant être employée, qui élimine cette possibilité. Etant donné les vitesses de déplacement du vérin, le système vis-écrou est obligatoirement réversible.

3.2.3.3 Le système réversible et parallèle

Tout d'abord, la contrainte de confort, puis la consommation maximale souhaitée pour le système déterminent les deux raideurs.

$$K_1 + K_2^{eq} = K_{confort} \approx 27,4 \text{ kN/m} \quad 1/K_2^{eq} = 1/K_2 + 1/K_{vérin} \quad (3.2)$$

Plus K_1 sera faible, moins le vérin aura à lutter contre des efforts dynamiques élevés, d'où sa valeur : 15 kN/m. Plus K_2 sera élevée, plus les courses seront faibles, et plus la consommation sera faible.

Il ne reste plus qu'à obtenir le bon couple (moteur; raideur 2) qui optimise le compromis entre confort et consommation⁴.

Ce système sera finalement éliminé à cause des frottements secs présents dans les systèmes vis-écrou. Ainsi, pour de faibles sollicitations, la raideur apparente ($K_{confort}$) vaut $K_1 + K_2$. Le cas a déjà été étudié dans le cas du système irréversible et parallèle. D'autres raisons grévaient déjà cette architecture, il s'agit de l'encombrement de la solution et de la facilité de réalisation sur le véhicule envisagé.

3.2.3.4 Le système réversible et série

Ce système est défini par la contrainte de confort :

$$1/(K_1 + K_{vérin}) + 1/K_2 = 1/K_{confort} \approx 27,4 \text{ kN/m} \quad (3.3)$$

De nouveau ici, $K_1=15 \text{ kN/m}$ et il faut obtenir le bon couple (moteur; raideur 2) optimisant le compromis entre comportement routier et consommation, et tenant compte du frottement sec au niveau du système vis-écrou.

3.3 Conclusion

Tout d'abord, les prestations définies comme cibles permirent le choix et la définition de l'architecture de l'actionneur actif. Par la suite, un cahier des charges des performances des suspensions pilotées permit d'éliminer des solutions à système vis-écrou non réversible, et enfin, la considération du prototypage sur véhicule élimina le système dit *parallèle*. Il ne reste que le système à vérin électromécanique en parallèle à un ressort à faible raideur, et le tout en série à un ressort de forte raideur.

En outre, il est apparu au cours de cette phase du travail qu'il est d'autant plus facile de concevoir un système actif, que la voiture est basse, que la masse est faible et que les raideurs de suspension sont élevées. Car alors le véhicule, typé sportif, pousse le compromis au détriment du confort, les courses du vérin sont faibles, et sa consommation peu élevée.

Une fois l'architecture d'actionneur retenue, il reste à le prototyper, en fonction tests de validation qu'il devra subir, et des moyens d'essais à disposition.

4 La conception du banc

Cette partie a pour vocation de donner les spécifications des essais, de l'actionneur, du banc, ainsi qu'une brève description des éléments constitutifs du banc.

4.1 La phase de spécification

La phase expérimentale de ce travail tombant à un moment de crise dans le secteur automobile, et de restriction, l'idée est de réaliser un banc pas cher de validation de l'architecture, de la technologie, et des lois de commandes associées. Un banc quart de véhicule, à un degré de liberté existant au Laboratoire de Dynamique des Structures et des Systèmes de l'Ecole Centrale de Lyon a été à la base de toutes les spécifications ultérieures.

^{4ex}: Si $K_1=15 \text{ kN/m}$, la fréquence de pompage serait de l'ordre de 0,9 Hz; si de plus la fréquence maximale verticale à la roue acceptable est de 1,6 Hz, quand le vérin est bloqué, K_2 vaut 35 kN/m.

4.1.1 Essais à réaliser

Les essais à réaliser ont un but double. Tout d'abord une caractérisation dynamique permettra de bâtir un modèle précis de l'actionneur, pour réaliser l'asservissement en position de l'actionneur, et pour simuler plus fidèlement le comportement du système actif de suspension dans MACAC. Ce premier contact permettra aussi la validation de l'architecture, de la technologie employées.

Dans un second temps, une fois les asservissements locaux réalisés et validés, l'actionneur sera utilisé en *Hardware In the Loop*. Cette étape comprendra trois phases de validation. La première retiendra des situations de conduite à dynamique lente de type mise en virage, changement de file, slalom, accélération, et freinage, sur route lisse. Dans un second temps arriveront les dynamiques rapides et les situations d'urgence jusqu'à la baïonnette ISO, et le roulage sur très mauvaises routes. Enfin, des essais longs permettront de tester l'endurance du système, et les effets de la durée.

Enfin, dans un troisième temps, il faudra amoindrir les performances du système, surdimensionné pour les essais, afin d'obtenir des caractéristiques optimales pour l'actionneur, principalement en terme de puissance, course, vitesse, et raideurs des ressorts, afin de spécifier le prototype d'actionneur pour les essais sur automobile.

4.1.2 Banc d'essais

Le banc d'essai doit pouvoir supporter l'actionneur, et être muni d'un vérin hydraulique capable de simuler les excitations en provenance de la route, comme des forces d'inertie, en terme d'intensité, et de fréquence, soit jusqu'à trois fois le poids statique du quart de véhicule avec des fréquences atteignant 5 Hz. Les caractéristiques de raideur de l'actionneur dépendent du poids statique du quart de véhicule, soit ici du poids de la plaque mobile. Le second critère dimensionnant, pour le moteur, est que la technologie prototypée est la même que celle montée sur véhicule. Donc en fait, le banc qui a dimensionné les raideurs de l'actionneur, et le système vis-écrou a dimensionné le moteur, car, il fallait choisir une technologie dont la vis creuse peut laisser passer l'amortisseur.

4.2 Les ensembles constitutifs du banc

4.2.1 Système mécanique

Le système mécanique (*cf.* figure 4.1) comprend un bâti constitué d'une base en béton (1) sur laquelle est fixé rigidement le vérin hydraulique d'excitation (2), quatre tiges filetées verticales permettant de maintenir immobile une plaque haute (3) au moyen d'écrous, et deux axes verticaux, permettant le guidage de la masse mobile, fixés aussi à la plaque supérieure.

La plaque intermédiaire mobile (4) coulisse le long des deux axes verticaux précités grâce à des douilles à billes. Entre cette masse et les plaques supérieure et inférieure, se trouvent des ressorts, l'actionneur électro-mécanique (5) dans la partie haute, et le vérin hydraulique en dessous, fixé rigidement à la base.

4.2.2 Système hydraulique d'excitation

L'ensemble hydraulique regroupe une centrale hydraulique mettant le fluide sous pression, et des flexibles de jonction au corps du vérin double effet à palier hydrostatique QUIRI HIFI-S A 8/60 (2). Ce dernier (diamètre de tige : 50 mm, section : 5,66 cm², course : 60 mm) est équipé d'une servo-valve DOWTY, d'une plaque à accumulateurs¹) haute et basse pression, et d'une plaque de rinçage.

¹Pour la compensation thermique, l'absorption des coups de béliers, et l'atténuation de phénomènes hautes fréquences indésirables

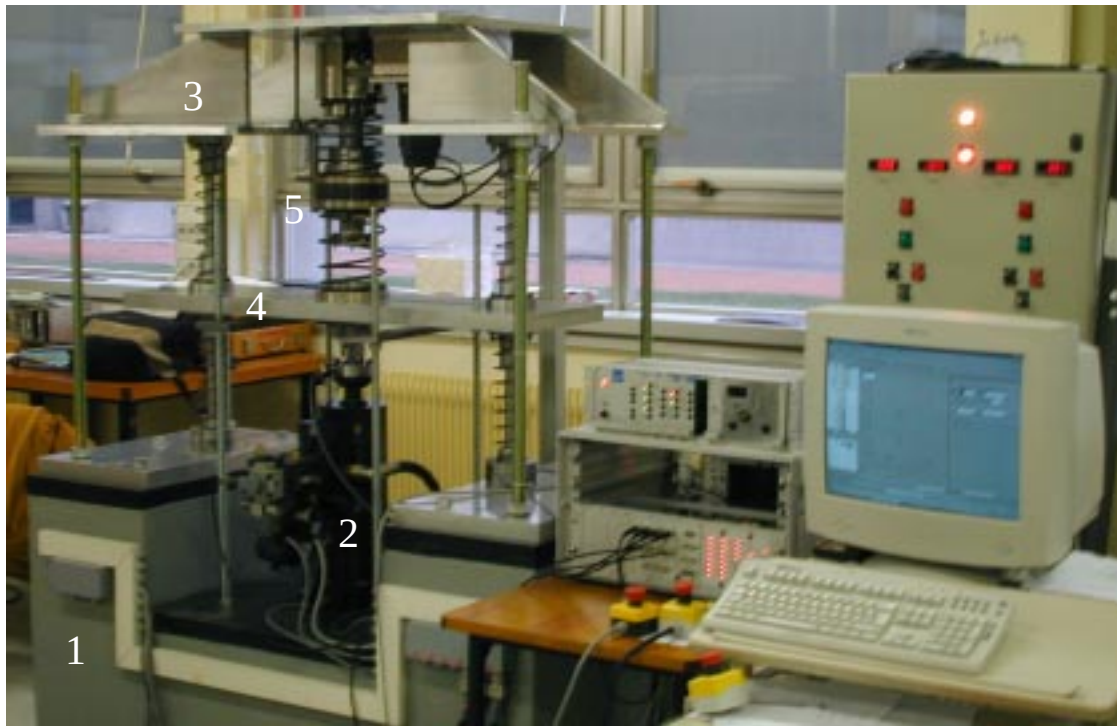


Fig. 4.1: *Vision d'ensemble du banc.*

Le vérin comprend deux capteurs; le premier, de déplacement, intégré dans la tige du vérin est de type LVDT, et le second est un capteur de force localisé en haut de la tige, au niveau du point de contact avec la masse mobile. Les forces dynamiques maximales à 140 bars et à 210 bars, valent respectivement $F_{140} = 820$ daN, et $F_{210} = 1230$ daN. Les servo-valves sont commandées directement à partir de la baie électronique QUIRI.

4.2.3 Actionneur électro-mécanique

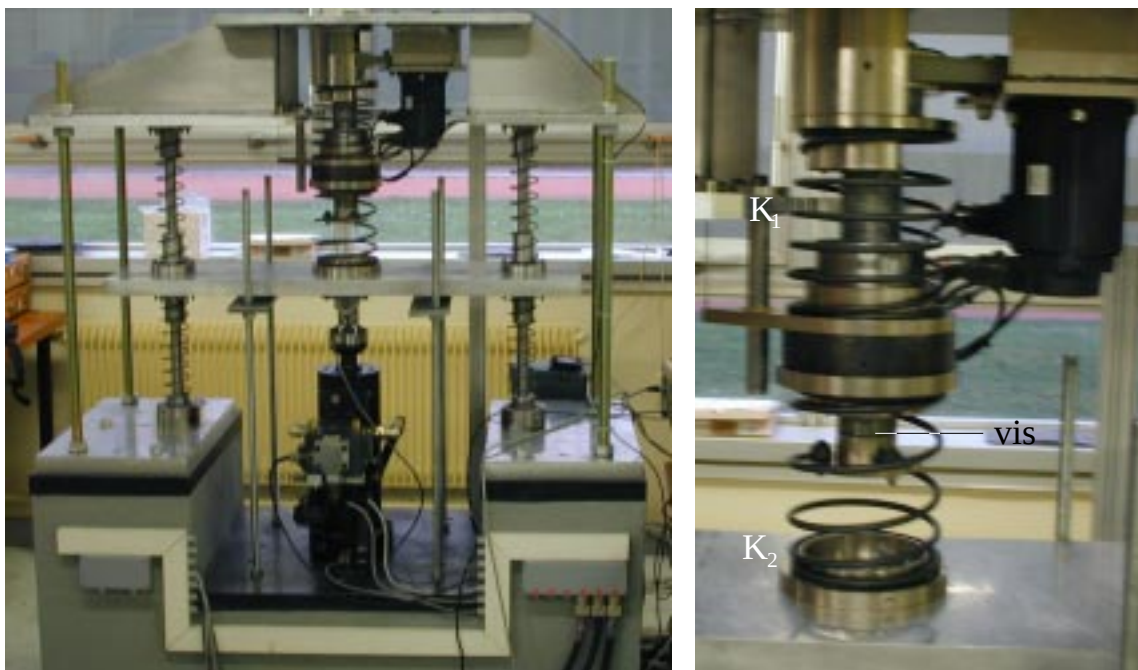


Fig. 4.2: *Vues du banc d'essai et vérin électro-mécanique.*

La spécification de l'actionneur découle des résultats obtenus au chapitre 4 § 3.2 pour ce qui est de ces raideurs, courses et vitesses de débattements. La consultation du service '65510 - UET Amont-train' a permis d'ajouter des considérations d'encombrement. De ces deux sources proviennent l'idée d'un système dont la vis du vérin électrique linéaire est creuse, et laisse passer l'amortisseur, afin de gagner en encombrement vertical.

Les vitesses importantes demandées ($V_{écrou}^{max} = 0,5$ m/s), et l'idée d'une vis creuse, imposent le choix d'une technologie de type vis et écrou à rouleaux satellites. Les autres contraintes de dimensionnement, sont un calcul de résistance des matériaux, qui impose le diamètre intérieure (D_{int}) de 40 mm à cause de la présence d'un axe porteur de la vis, la course utile de l'écrou (120 mm). Il vient une vis d'une longueur totale 370 mm, de 64 mm de diamètre, de 30 mm de pas, et dont la masse de l'écrou atteint 8 kg. Les rendements sont de $\rho_+ = 0,9$ en montée, et $\rho_- = 0,86$ en descente.

En outre, le système comprend deux ressorts, $K_1 = 1500$ N/m ($\pm 8\%$) de masse 1,2 kg, et $K_2 = 5560$ N/m ($\pm 8\%$), de masse 1,5 kg. La raideur du premier correspond à la plus faible raideur avant flambement du ressort, et celle du second correspond à une fréquence propre à 1,6 Hz de la masse suspendue. L'ensemble vis, écrou à rouleaux satellites et ressorts est le cœur de l'actionneur. Il permet la dynamique nécessaire pour assurer la performance et la stabilité du système, et il permet le passage en son centre du corps de l'amortisseur. Le système non optimisé monté sur le banc d'essai possède un diamètre de 140 mm qu'il serait possible de diminuer par modification des supports de ressorts fixés à l'écrou, pour obtenir les 120 mm demandés par le 65510.

Une courroie micro-dentée en polyuréthane (*cf.* annexe J) avec une armature d'acier assure le transfert de puissance, et de mouvement du moteur électrique à la vis. Les trois atouts majeurs de ce type de courroie sont les transmissions de couples et vitesses élevés, la grande raideur en traction compression de la courroie, et sa forme qui diminue les impacts d'engrenure. Ces deux derniers points permettent notamment un gain substantiel en performance, et stabilité du système global en boucle fermée.

Enfin, le facteur dimensionnant pour le moteur fut la puissance nécessaire pour mettre en branle le massif écrou, et non la puissance maximale en considérant l'effort à produire à la roue et le débattement de suspension. Ceci est dû à la faiblesse de la masse suspendue sur le banc (55 kg).

4.2.4 Système de commande et d'acquisition

4.2.4.1 Les capteurs

En plus des capteurs internes du vérin hydraulique et de l'actionneur électro-mécanique, quatre capteurs sont directement implantés sur le banc d'essais :

◇ Deux capteurs d'accélération piézo-électriques, l'un sur la masse mobile, en son centre de gravité, et l'autre sur l'écrou de l'actionneur. Ces accéléromètres pourront éventuellement être déplacés sur les plaques immobiles.

◇ Deux capteurs de déplacement de type LVDT, localisés entre la plaque supérieure du banc, et l'écrou de l'actionneur, et le second entre l'écrou et la plaque mobile. Ces deux capteurs pourront être déplacés entre les plaques supérieure et mobile.

Enfin, un bouton d'arrêt d'urgence est situé à côté de l'ordinateur de commande et d'acquisition.

4.2.4.2 Les baies et armoire électroniques

Une armoire électrique regroupe notamment l'électronique de puissance, (relais, contacteurs, disjoncteurs, fusibles, ...). Elle alimente à partir du réseau industriel le variateur du moteur électrique, les deux automates qui gèrent les procédures de démarrages, d'arrêts, et d'arrêts d'urgence, du vérin hydraulique, et du vérin électro-mécanique. Toutes les commutations de puissance sont réalisées

au sein de cette armoire, afin de limiter tout problème de couplage. Sa face avant indique l'état de chacun des deux actionneurs.

Une première baie (RNUR), dévolue au conditionnement des signaux en provenance du banc d'essais comprend une alimentation stabilisée ± 12 V, et quatre voies de conditionnement, deux pour des accéléromètres RNUR EXDE 92, et deux pour des capteurs de déplacement RNUR LVDT 92.

Une deuxième baie (QUIRI), destinée au pilotage de l'excitation, comprend une alimentation stabilisée ± 15 V et $+5$ V, une carte CTD 102 B de conditionnement du capteur de déplacement, une carte CPJ 101 B de conditionnement du capteur de force et une carte ASV 103 C pour une régulation PID de la servo-valve. Pour assurer la mise en route du banc, on rajoute un module comportant deux interrupteurs pour le module alimentation et pour le limiteur. De plus, un potentiomètre permet d'annuler au démarrage l'erreur statique existante entre la consigne et la mesure pour éviter les à-coups sur le vérin ; il sert également à le positionner au milieu de sa course afin de rester dans une zone linéaire de fonctionnement.

Enfin, une dernière baie (dSPACE) est une platine de connexion des entrées et sorties avec la carte d'acquisition et de commande en temps réel de l'ordinateur.

4.2.4.3 L'informatique

Le système d'acquisition et de contrôle est dSPACE ([203], [204]). Il assure l'interface entre l'ordinateur et le banc d'essai. D'une part, il est constitué d'une carte d'entrées-sorties² DS 1102. La phase de modélisation se déroule sous l'interface utilisateur Simulink de l'environnement de programmation MATLAB. La boîte à outils Real Time Workshop génère le code C associé au modèle, et Real Time Interface assure alors la compilation du code et le chargement dans le calculateur. Enfin, l'interface ControlDesk permet l'analyse et le contrôle en temps réel de l'installation.

4.3 Conclusion

En ce qui concerne la réalisation du système deux questions se posent. Le système tel qu'il est aujourd'hui entraînerait un sur-poids de 20 kg à chaque coin de la caisse. Ceci est dû au fait que le système n'est pas industriellement optimisé, mais il faudra au-moins compté sur un sur-poids d'environ 40 kg. L'autre question concerne le choix d'implanter l'amortisseur dans la vis, et qui impose la technologie de vis à rouleaux satellites trop coûteuse.

En outre, même si le système est réversible, ce ne sont pas les faibles excitations mises en jeu sur le banc qui font bouger le plateau intermédiaire de 9 kg. Il se pose donc à nouveau la question du dimensionnement des ressorts de suspension, puisque pour les faibles excitations, la raideur perçue en provenance de la route sera uniquement K2, et non la mise en série de K1 et K2 comme prévu.

Enfin, les premiers résultats d'expériences indiquent déjà que le système est bien dimensionné pour atteindre des vitesses de débattement de l'ordre de 0,5 m/s, et des reports de charge de l'ordre de 55 kg. Il reste cependant à finaliser l'asservissement local de l'actionneur électrique, asservissement qui devra tenir compte de la complexité du système mise à jour, afin de pouvoir valider, ou invalider, les lois de commande de suspension retenues.

²Deux entrées analogiques sont munies de convertisseurs analogique-numérique 16 bits, de temps de conversion $4\mu s$, et deux autres de convertisseurs 12 bits, de temps de conversion $1,25\mu s$. Quatre sorties analogiques munies de convertisseurs 12 bits, de temps de conversion $4\mu s$.

Conclusion

En vue de répondre à la question de notre partenaire industriel, Renault, sur l'impact des systèmes pilotés de suspension sur le confort, le comportement routier, et le freinage, des recherches théoriques et pratiques, ont été menées sur les systèmes actifs de suspension au sens large en terme de lois de commande et de réalisation physique des organes. Un système 'actionneur et loi de commande' intégré a été créé, bretté et prototypé. Des tests sur banc d'essai ont permis de valider la réalisation physique, et d'améliorer la modélisation du comportement des différents éléments, en vue de la réalisation des asservissements locaux. Enfin, l'ensemble 'actionneur et lois de commande' a pu être validé.

De la première étape se retiennent trois choses, pour être viable aujourd'hui un système de suspension piloté doit être semi-actif, adaptatif, et robuste. Une vue à long terme de l'application des systèmes pilotés de suspension, ainsi qu'une architecture de loi de commande optimale, adaptative et robuste appelée Multilois, ont pu alors être proposées. Des lois de commandes optimales dans chacune des conditions de roulage du véhicule sont synthétisées, grâce à la théorie du contrôle linéaire optimale (LQG sous optimum), car les objets mathématiques ont un sens physique, et car elle peut tenir compte des contraintes des ingénieurs du secteur automobile. Le Multilois est la combinaison linéaire de ces lois dites primaires, et il favorise en fonction des conditions de roulage, l'une des lois primaires au moyen d'un algorithme de logique floue. Il est démontré que le Multilois, sous certaines contraintes, garantit la performance et la stabilité du système, c'est-à-dire qu'il est robuste.

La création d'un logiciel de dynamique automobile dédié à l'élaboration et la validation de lois de commande de suspension pilotée a permis d'approfondir la connaissance du juste nécessaire à modéliser pour décrire correctement le comportement routier, le freinage, et le confort de suspension des automobiles, en plus de prouver le bien-fondé des lois de commande optimales composant le Multilois. Des applications pratiques immédiates des simulations effectuées grâce à ce logiciel sont proposées en terme de réduction des distances d'arrêt, et d'amélioration de la tenue de route en virage, et lors d'un freinage en virage. Ce logiciel enfin a permis de valider numériquement, et de dimensionner le prototype de l'ensemble 'actionneur et lois de commande' pour système actif de suspension.

Finalement la dernière phase, celle de conception du prototype, et de validation sur banc d'essais, fut la plus laborieuse à tous les sens du terme. Elle demanda plus d'un an d'un labeur fastidieux, tant la somme de connaissance à acquérir est importante en mécanique, en hydraulique, en électronique, en automatique, et en informatique. En fin de compte, l'architecture d'actionneur prototypée s'avère bonne. Un actionneur électrique solidairement lié à la caisse fait varier la position de la coupelle supérieure du ressort principal de suspension, pendant qu'un second ressort, placé en parallèle à l'actionneur supporte le poids de la caisse. Sa réalisation par contre au moyen d'un système à vis creuse afin de laisser passer l'amortisseur, et de rouleaux satellites semble compromise, par sa complexité et son coût. L'actionneur, lors de premiers essais, s'avère remplir le cahier des charges fixé. Les lois de commande pourront donc être prochainement testées et validées, dès que l'asservissement local en position sera écrit.

Perspectives

Les perspectives d'avenir sont riches, car l'industrie automobile aujourd'hui affiche une grande motivation au développement théorique et expérimental dans le domaine des systèmes pilotés du châssis, et notamment des suspensions.

Des évolutions majeures des systèmes de suspension vont devoir être étudiés, en raison de la guerre sur le confort qui règne dans le haut de gamme, avec l'apparition de suspensions pneumatiques adaptatives. Parallèlement, les grands constructeurs se sont tous lancés le défi secret d'être les premiers au classement EuroNCAP étendu à la sécurité active. Enfin, la notion de véhicule adaptatif issu du concept de *Morphing Vehicle* devrait voir le jour sur la prochaine génération d'automobile de haut de gamme des constructeurs généralistes.

Des gains en terme de simplification devraient aussi motiver les industriels qui sont arrivés au bout des ressources des systèmes de suspension non linéaires, en terme de conception des trains, mais aussi en terme de conception des lois de commande des organes pilotés. Effectivement pour le moment, il existe plusieurs lois de commande, pour l'ABS/ESP, pour la suspension, pour le contrôle du moteur, et peu d'informations sont partagées. Les lois de contrôles sont séparées.

Finalement, les perspectives de travail sont scindées en trois catégories suivant qu'elles sont à court, moyen ou long terme.

En premier lieu, à court terme, l'asservissement local de l'actionneur électro-mécanique va être écrit, et ainsi la validation des lois de commande et du superviseur pourra être menée à bien. Trois temps seront à considérer, le virage et le freinage dans des conditions de roulage normal, le roulage sur routes imparfaites, voire sur très mauvaises routes, et enfin le roulage en situation d'urgence. Figure aussi la pérennisation du travail de la Direction de la Recherche sur les systèmes actifs de suspension, avec l'automatisation des travaux de veille concurrentielle, de renseignement, et de mise à jour des perspectives d'application des systèmes actifs de suspension aux différentes gammes de véhicule.

A moyen terme, il s'agit d'optimiser l'actionneur, et le système complet, en vue de l'adaptation sur véhicule, et de la réalisation d'un véhicule muni d'un système prototype. En terme de lois de commande, il faudra aussi compléter les idées des lois de commande et du superviseur décrits dans ce mémoire, notamment en intégrant les problèmes de sûreté de fonctionnement. Les LMI introduisant un cadre unifié à la synthèse de lois de commande adaptatives, et l'étude de la robustesse, apparaissent aujourd'hui comme un acteur incontournable qu'il conviendra d'étudier, afin d'évaluer, voire d'optimiser, l'implémentation du Multilois proposée dans ce mémoire. Alors un cahier des charges d'un actionneur, et de sa commande, pour un démonstrateur sur une automobile pourra être établi.

Enfin, à long terme, l'intérêt du contrôle régénératif sera étudié, en vue de la synthèse de lois de commande à basse consommation, voire à consommation nulle sur un trajet. Cela demande la synthèse de nouvelles lois de commande, fondée sur de nouveaux développements théoriques.

ANNEXES

A Les systèmes pilotés de suspension

Pour chaque type de système actif de suspension décrit dans le chapitre premier, un tableau synoptique des différents produits proposés sur le marché aujourd’hui, avec leurs caractéristiques, principales est dressé.

	Amortissement variable	
	Dynamique moyenne	Dynamique rapide
Implantabilité sur véhicule	câblage électrique 5 accéléromètres	câblage électrique-3 accéléromètres 4 capteurs de débattement roue
Compatibilité avec tout concept de train		
Compatibilité inter-systèmes	Couplage avec ESP à étudier avec des stratégies “stabilité”	
Acoustique		nécessite rigidification des raideurs d’articulation
Confort	Amélioration des prestations de confort BF (0-5Hz)	
Comportement	Amélioration faible du comportement transitoire	<i>idem</i> + amélioration du compor- tement sur mauvaise route
Impact masse au véhicule	+5kg	
Consommation énergétique	15W à 20W	
Fournisseur	Apakyb, Sachs, TKA, Monroe	
Coût (Euro)	400	380-420
Volume (véh/an)	50.000	50.000

Tab. A.1: Tableau récapitulatif des systèmes d’amortissement piloté.

	Anti-roulis piloté				
	actif bi-train bi-canal monocanal		actif mono-train	passif raideur variable	passif distribution av-ar copiage
Implantabilité sur véhicule	Compresseur/cablage hydraulique et électrique			câblage hydraulique	
Compatibilité concept de train	Incompatible avec essieu souple				
Compatibilité inter-systèmes	Couplage avec ESP à étudier				
Acoustique					
Confort	Nette amélioration copiage		Amélioration faible du copiage		
Comportement	- roulis spécifique nul		- Amélioration possible du roulis spécifique		
	- Amélioration du compromis stabilité/mobilité			au détriment	
	Forte	Faible	Faible		du confort
Impact masse au véhicule	+25kg	+25kg	+20kg	+10kg	+5-10kg
Consommation énergétique	300W	300W	240W	nulle	nulle
Fournisseur	Delphi, (TRW, Denso, Sachs)				Monroe
Coût (Euro)	790	550	490		
Volume (véh/ans)	5500	5500	5500		

Tab. A.2: Tableau récapitulatif des systèmes de contrôle du roulis.

Les quatres fonctions retenus (**1-** Amortissement variable, **2-** Anti-roulis piloté, **3-** Assiette pitoltée, et **4-** Correction d’assiette en charge), sont les quatre fonctions de suspension les plus à

même de satisfaire aux demandes futures des automobilistes en terme de confort, de comportement routier, ou d'agrément de conduite.

	Assiette pilotée (Raideur+Amortissement)	
	continûment variables (0-5 Hz)	deux états (0-2Hz)
Implantabilité sur véhicule	Compresseur et câblage hydraulique et électrique	
Compatibilité McPherson		TKA incompatible
Compatibilité inter-systèmes		
Acoustique		
Confort	Amélioration forte du tassement sur siège (notamment en charge) Amélioration du confort à vide / Amélioration du copiage	
Comportement	Amélioration de stabilité/mobilité Roulis spécifique nul	
Impact masse au véhicule	+30kg	+30kg
Consommation énergétique	importante	faible
Fournisseur	Mercedes - Sachs	Citroën - TKA
Coût (Euro)	2500 Euros	1400 Euros (TKA+AMV)
Volume (véh/ans)		50.000

Tab. A.3: Tableau récapitulatif des systèmes pneumatiques à plusieurs états.

Ces tableaux, qui ont fait l'objet d'une présentation chez notre partenaire industriel, permettent la synthèse donnée en guise de conclusion du chapitre premier sur les systèmes pilotés de suspension et leur avenir dans l'automobile.

	Correcteur d'assiette en charge			
	Pneumatique	Nivomat	Nivomat	Electrique
Implantabilité sur véhicule	Compresseur et Câblage pneumatique	multi-niveaux	classique	Nécessite le 42V Câblage électrique
Compatibilité / Mc-Pherson	incompatible	Faisabilité à valider		
Compatibilité inter-systèmes				
Acoustique				
Confort	Amélioration sensible du tassement sur siège en particulier en charge			
Comportement	Amélioration du comportement en charge			
Impact masse au véhicule	+10kg/train	+5kg/train	+2kg/train	
Consommation énergétique	faible	faible	nulle	faible à élevée
Fournisseurs	Continental, Trelleborg (Monroe, Delphi)	Sachs	Sachs ApaKYB	TKA
Coût (Euro)	200 à 600/train	> 200	150-200	
Volume (véh/ans)	25.000		50.000	

Tab. A.4: Tableau récapitulatif des systèmes correcteurs d'assiette.

B Le modèle quart de véhicule

Le vecteur d'état le plus proche des données mesurables est choisi pour décrire le modèle $[Z_c \ \dot{Z}_c \ x_s \ \dot{x}_s]$. Ainsi, les matrices d'état s'écrivent :

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k/M_s & -c/M_s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_p/M_{ns} & 0 & -k*(1/M_s + 1/M_{ns}) & -c*(1/M_s + 1/M_{ns}) \end{pmatrix} \quad (B.1)$$

$$B^T = (0 \ 1 \ 0 \ 1/M_s + 1/M_{ns}) \quad G^T = (0 \ 0 \ 0 \ -k_p/M_{ns}) \quad (B.2)$$

Loi de commande

Les contraintes sur l'indice de performance doivent permettre de diviser par deux l'accélération et la vitesse de la masse suspendue, en conservant les déflexions des suspensions passives, soit ± 5 cm, et des efforts actifs inférieurs à 2 kN. En outre, moins que le déplacement, il convient de minimiser la vitesse absolue de la masse suspendue, c'est pourquoi l'indice de performance est réduit à :

$$J = \int qz_c^2 + r_0 u^2 dt \quad \text{avec } q = 80, \text{ et } r_0 = 10^{-4} \quad (B.3)$$

Les matrices de Riccati associées s'écrivent respectivement au train avant et au train arrière :

$$\begin{aligned} K_{Riccati}^{AV} &= 10^3 \begin{pmatrix} 0,0449 & 8,9443 & -0,0503 & -0,0062 \end{pmatrix} \\ K_{Riccati}^{AR} &= 10^3 \begin{pmatrix} 0,0640 & 8,9443 & -0,0711 & -0,0102 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (B.4)$$

Enfin, afin de simplifier le système actif, il est possible ici d'éliminer les retours autres que sur la vitesse absolue de la masse suspendue ($0,0711/8,9443 \approx 0,8\%$). L'algorithme Linéaire Quadratique, d'un point de vue industriel se résumera à un simple retour de type amortissement *skyhook* sur la vitesse verticale absolue de la masse suspendue.

Les simulations

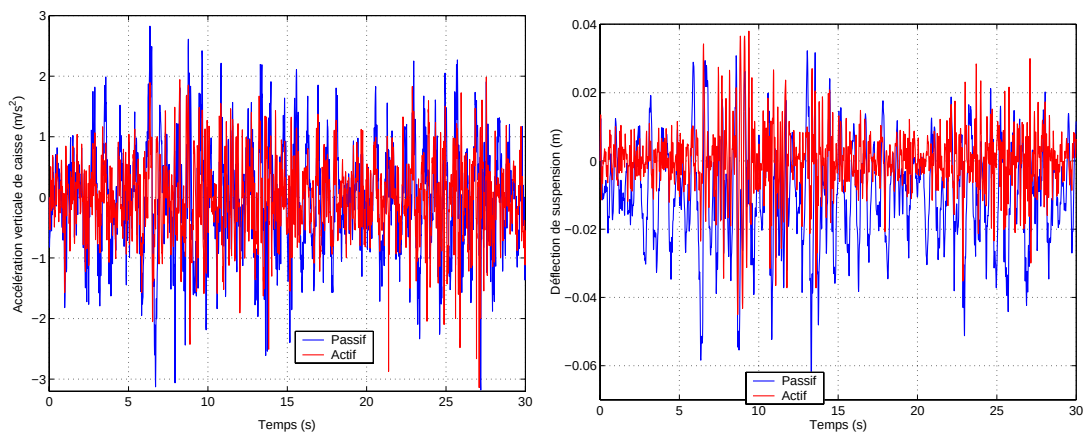


Fig. B.1: Comparaisons des accélérations verticales de caisse, et des débattements de suspension des véhicules passif (bleu) et actif (rouge).

Des simulations sont effectuées sous MATLAB, grâce aux outils relatifs au contrôle Linéaire Quadratique, puis sous MACAC, un logiciel de dynamique du véhicule non linéaire modélisant un

véhicule à quatre roues. Ces derniers résultats sont ici présentés.

Les objectifs fixés sont réalisés en terme de confort, puisque le confort vibratoire global du véhicule est amélioré de près de 30%. Le tableau B, les gains les plus notoires concernent le pompage, le tangage, le lacet du véhicule (30% d'amélioration), et surtout le roulis avec un gain d'environ 60%.

Véhicules				Notes			Totale
	$\ddot{X}$	$\ddot{Y}$	$\ddot{Z}$	$\ddot{\theta}$	$\ddot{\phi}$	$\ddot{\psi}$	
Passif	2,2068	1,7288	9,4376	3,0165	1,2457	0.2022	10,3744
Actif	2,2400	1,4320	6,6916	1,2181	0,8772	0,1357	7,3365

Tab. B.1: Notes de confort d'une X73 ZM654 roulant à 100 km/h sur la D135

Les débattements, tant angulaires que linéaires eux aussi sont mieux contrôlés comme l'indiquent les figures B.1 pour la suspension, et B.2 pour la caisse.

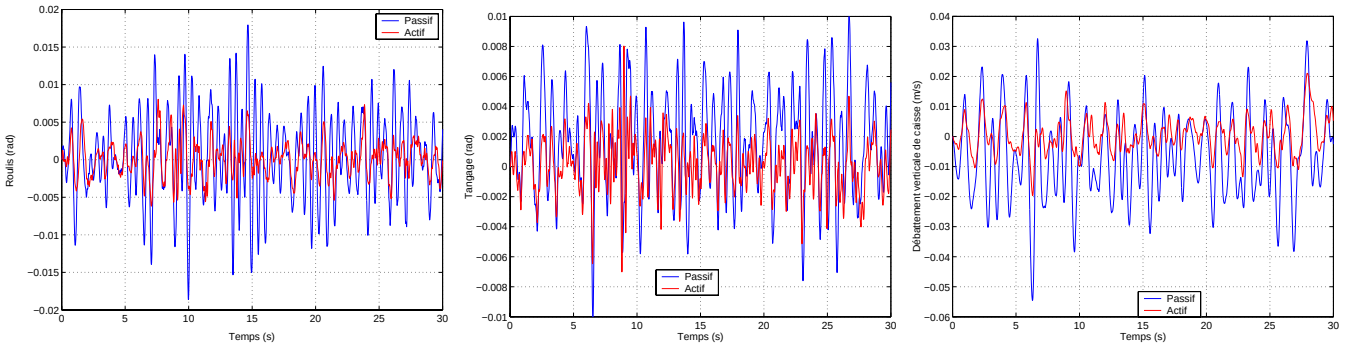


Fig. B.2: Comparaison des véhicules passif (bleu) et actif(rouge), en roulis, tangage, et pompage.

Enfin, les débattements du vérin de suspension ainsi que sa consommation sont maîtrisés (cf. Figures B.1). L'effort maximum de contrôle est 2 kN, la vitesse de débattement de l'actionneur est limitée à 0,5 m/s, et les signaux d'entrée sont filtrés à basse fréquence pour ne contrôler que les oscillations basse fréquence de la caisse.

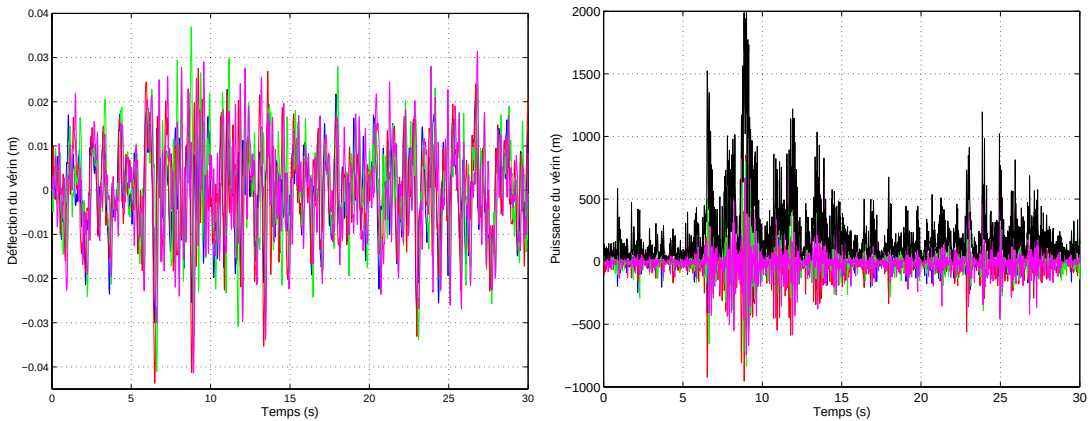


Fig. B.3: Déplacement et puissance consommée par l'actionneur.

La consommation maximale est de 2 kW, contre 3,5 kW pour le coupé CL qui pèse pourtant 250 kg de moins, et la puissance moyenne consommée sur l'ensemble de la route vaut 231 W.

C Le virage à 3 m/s²

Voici regroupées dans cette annexe tous les graphiques relatifs à la mise en virage d'un véhicule à accélération transversale de 3 m/s², sur bonne route.

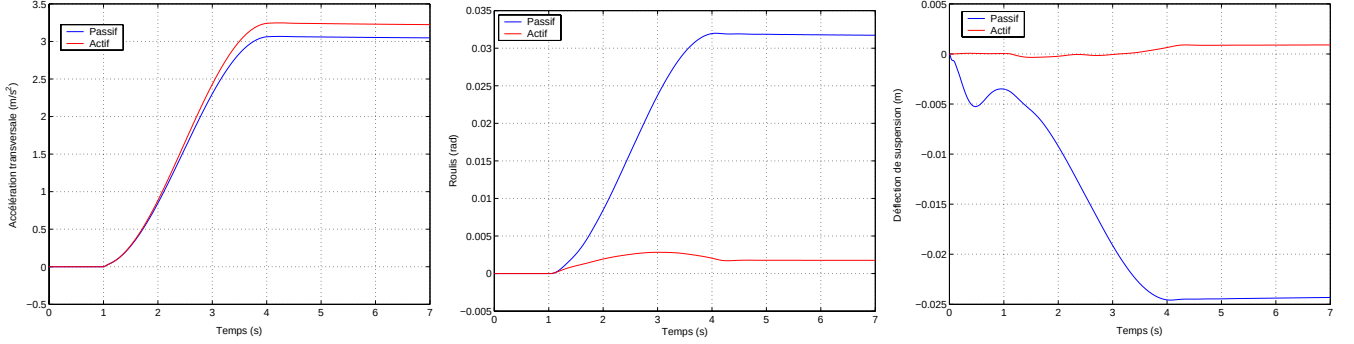


Fig. C.1: Comparaisons des véhicules passif (bleu) et actif (rouge), pour une mise en virage en 3 s.

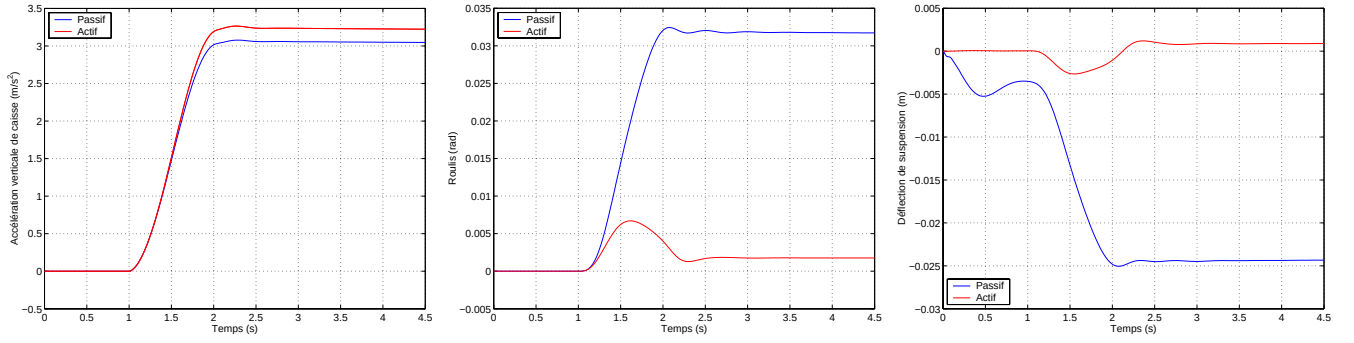


Fig. C.2: Comparaisons des véhicules passif (bleu) et actif (rouge), pour une mise en virage en 1 s.

Deux mises en virage ont été effectuées, la première en inscrivant l'angle au volant en trois secondes (*cf.* figures C.1 et C.3) simule une conduite normale. La seconde en une seconde (*cf.* figures C.2, et C.4) reflète un comportement au volant en situation d'urgence.

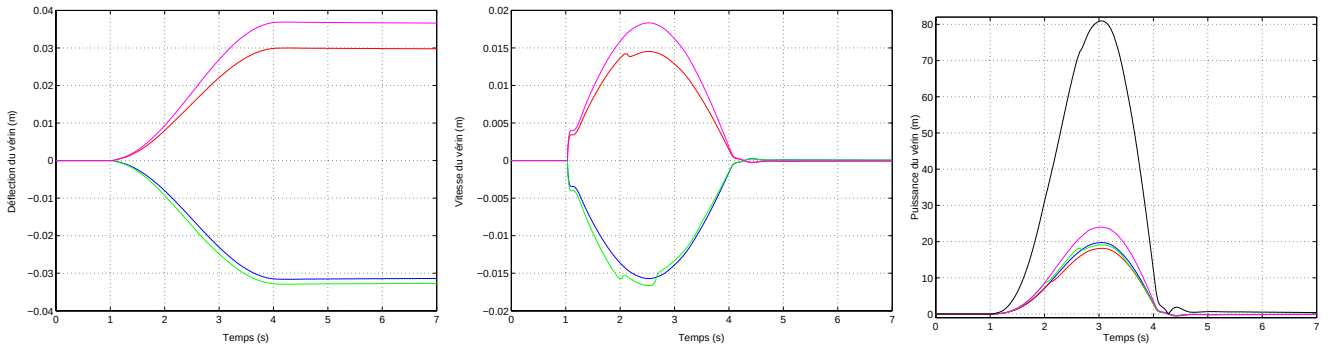


Fig. C.3: Courbes caractéristiques de l'actionneur pour une mise en virage en 3 s.

Les entrées du conducteurs sont identiques pour les véhicules passif et actif, il est alors intéressant de savoir comment se comportera chaque véhicule, d'où les courbes d'accélération et de roulis, quelles seront les débattement de suspension nécessaires, afin d'une optimisation de l'espace alloué à la suspension, et quelles seront les courbes caractéristiques de l'actionneur, afin par exemple

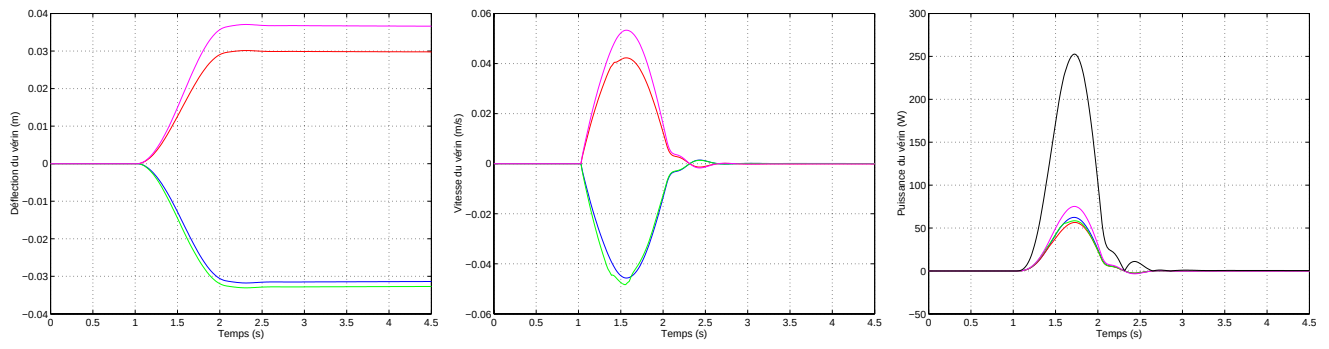


Fig. C.4: *Courbes caractéristiques de l'actionneur pour une mise en virage en 1 s.*

d'optimiser sa conception.

D Les tableaux récapitulatifs

	$\theta^{spé}$	δ_2 (0-3 m/s ²)	δ_2 (0-7 m/s ²)	da (0-3 m/s ²)	da (0-7 m/s ²)
X54 XA7	0,54	0,31		4,7	8,0
X54 YM25	0,50	0,34	0,51	5,7	7,9
X54 YM4	0,51	0,38	0,53	4,4	5,7

Tab. D.1: Mesures([162],[172],[173]) de roulis spécifique, dérives spécifiques au train arrière, et dynamique angulaire au volant.

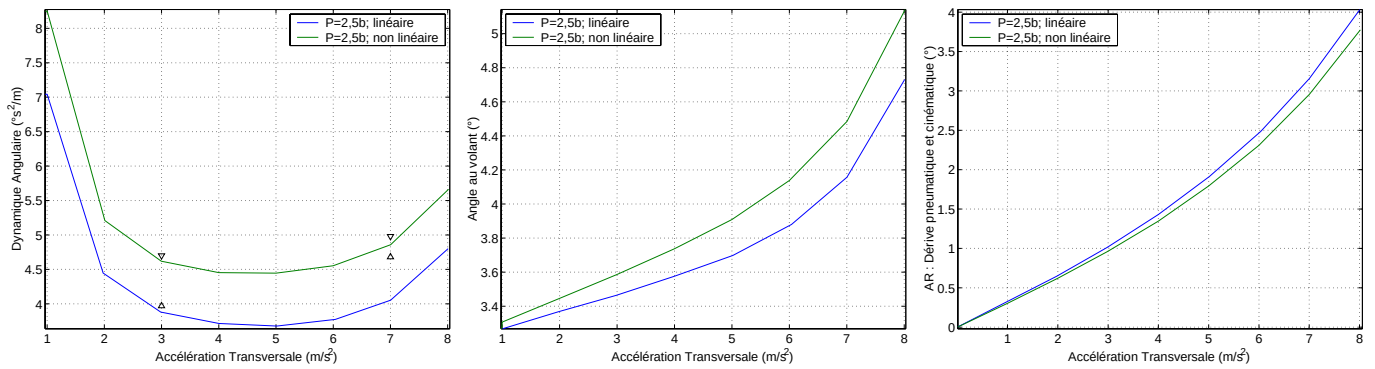


Fig. D.1: Comparaison des dynamiques angulaires, angles au volant, et dérives pneumatiques et cinématiques.

ACCEL TRANS m/s ²		TOTAL	CINEMATIQUE			DEFORMATION TRAIN			dont para. init.
		deg.	braqu.	carros.	dérive	effort	couple	reperc	
1	AV	10,98	0,27	0,31	6,57	0,29	0,52	3,02	0,00
	AR	-4,64	-0,25	-0,25	-4,67	0,87	-0,40	0,06	0,19
	TOTAL	6,34	0,02	0,06	1,90	1,15	0,13	3,08	0,20
2	AV	9,91	0,27	0,31	6,67	0,29	0,53	1,84	0,02
	AR	-4,78	-0,25	-0,24	-4,80	0,87	-0,41	0,06	0,20
	TOTAL	5,13	0,02	0,07	1,87	1,15	0,12	1,90	0,22
3	AV	9,55	0,27	0,32	6,82	0,29	0,53	1,31	0,03
	AR	-5,01	-0,25	-0,22	-5,05	0,87	-0,41	0,06	0,22
	TOTAL	4,54	0,02	0,10	1,77	1,15	0,12	1,37	0,26

Tab. D.2: Tableau de résultats issus de DYNAM

E Des courbes caractéristiques d'un freinage avec ABS

Voici les courbes expérimentales obtenue lors d'un freina ge d'urgence, et déclenchant l'ABS.

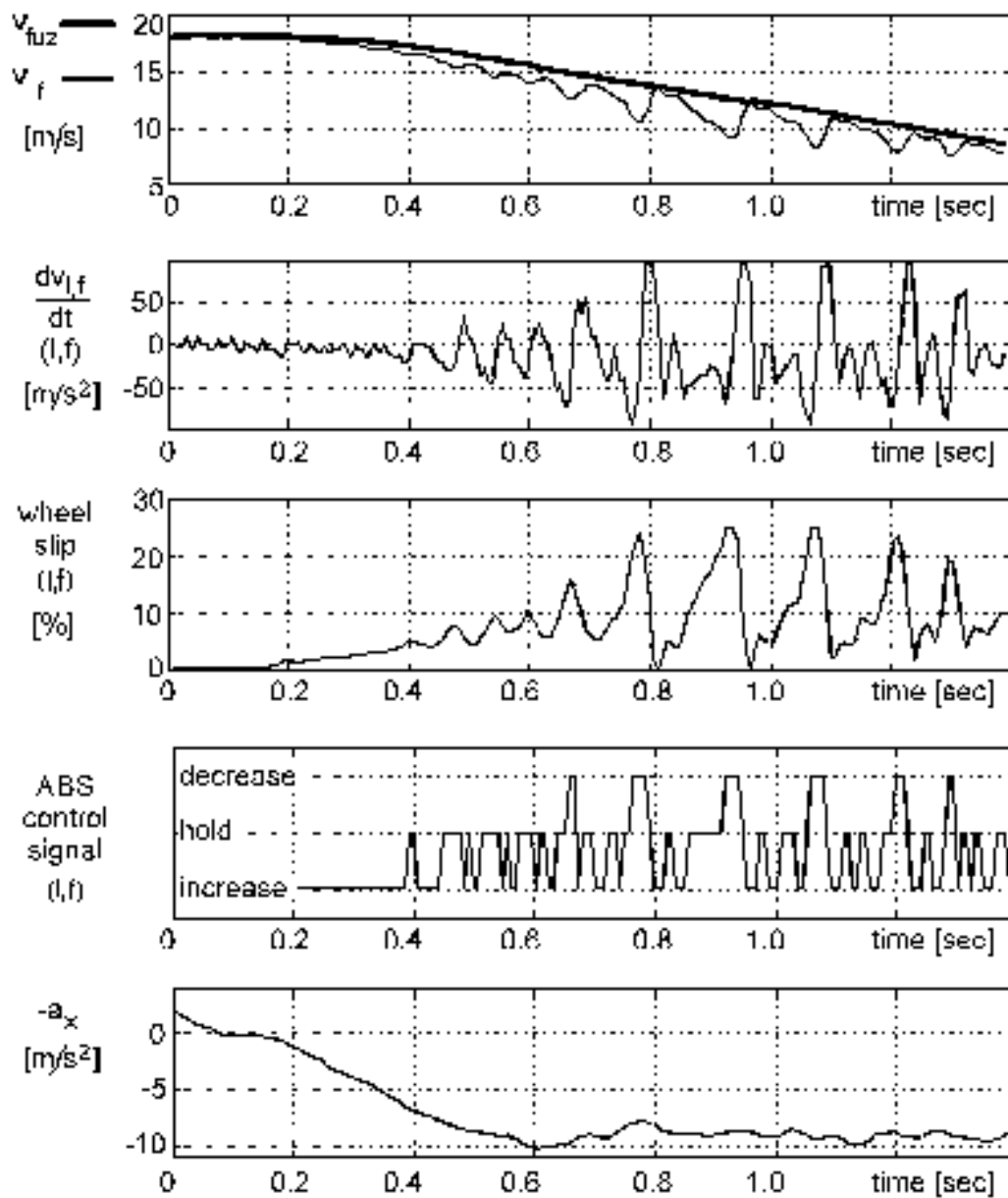


Fig. E.1: *Courbes expérimentales d'un ABS du milieu des années 90*

(Source SIEMENS[174], vers 1995)

F Les systèmes élémentaires du modèle

Les systèmes élémentaires testés sont :

Les entrées du modèle

- 1- Les entrées du conducteur.
(l'angle au volant, la pression au maître cylindre, et l'angle du papillon des gaz.)
- 2- Les irrégularités verticales de la route en fonction de l'avancement.
- 3- Le calcul des efforts aérodynamiques, en fonction de la vitesse relative et de l'incidence du vent.

Les degrés de liberté

- 4- Les équations de la dynamique de la caisse.
- 5- Les équations de la dynamique des masses non suspendues.
- 6- Les équations de la dynamique en rotation des roues.

Les systèmes de freinage et de propulsion

- 7- Le calcul des couples de freinage.
- 8- L'interface entre Simulink et le code d'ABS/ESP écrit en C.
- 9- Le calcul du couple moteur.

Les calculs des efforts aux pieds de roue

- 10- Le calcul des efforts aux pieds de roue.
- 11- Le calcul des pseudo-glissements.
- 12- Le calcul des dérives pneumatiques.
- 13- Le calcul des vitesses de référence.
- 14- Le calcul des efforts aux pieds de roue (modèle de Pacejka).

L'élasto-cinématique des trains

- 15- La modélisation cinématique de la direction.
- 16- Le calcul des déformations élasto-cinématiques des trains.

Les systèmes de suspension passif et actif

- 17- Le calcul des efforts de suspension passive.
- 18- Le calcul des efforts de suspension active

G Le contrôle sous optimal dans le cas de mesures non bruitées

La détermination de l'état estimé $\hat{X}$ repose sur la construction d'une matrice de gain, K_f , nécessaire au filtre de Kalman, qui n'existe que si l'état accessible, ou mesuré, $Y(t)$ est bruité. C'est-à-dire si $Y(t) = C(t)X(t) + D(t)u(t) + v(t)$, comme l'indique l'équation 2.8, où $v(t)$ est un bruit blanc de variance V_2 définie positive. Si $v(t) = 0$, la matrice K_f n'est plus constructible (cf. équation 2.12). Dans ce cas, il est possible de calculer une loi de commande à partir des états mesurables $Y(t) = C(t)X(t)$, en imposant que la commande ne soit que fonction de ces états. Le système linéaire matriciel est toujours :

$$\dot{X}(t) = AX(t) + Bu(t) + Gw(t) \quad (\text{G.1})$$

avec $w(t)$, est un bruit blanc, de moyenne nulle, et de variance V_1 (cf. équation 2.9). L'indice de performance donnée par 2.5 conduit à la relation, si $T = 0$:

$$u(t) = -R^{-1}B^TK_xX(t) = F^*X(t) \quad (\text{G.2})$$

Le système s'écrit alors :

$$\dot{X}(t) = (A + BF^*)X(t) + Gw(t) \quad (\text{G.3})$$

et l'indice de performance devient :

$$J(X, u) = \frac{1}{2}E \left[\int_0^\infty X^T(t) [Q + F^{*T}RF^*] X(t) dt \right] \quad (\text{G.4})$$

Le vecteur de contrôle est supposé contraint d'être sous la forme d'une combinaison linéaire d'un jeu mesurable d'états du système.

$$u(t) = MY(t) \quad Y(t) = CX(t) \quad u(t) = MCX(t) = FX(t) \quad (\text{G.5})$$

M est une mesure dont les éléments sont les paramètres de contraintes définissant $u(t)$. L'ensemble des matrices de contrôle admissible F est noté $\mathcal{F}$. Le système s'écrit alors :

$$\dot{X}(t) = (A + BF)X(t) + Gw(t) \quad (\text{G.6})$$

et l'indice de performance devient :

$$J(X, u) = \frac{1}{2}E \left[\int_0^\infty X^T(t) [Q + F^TRF] X(t) dt \right] \quad (\text{G.7})$$

Le problème se ramène donc à trouver une matrice F , qui minimise la fonctionnelle J de l'équation G.7. Roberti [103] démontre qu'elle s'écrit :

$$F = F^*PC^T (CPC^T)^{-1}C \quad (\text{G.8})$$

avec P satisfaisant à l'équation de Lyapunov :

$$(A + BF^*)P + P(A + BF^*)^T + D^TV_1D = 0 \quad (\text{G.9})$$

soit au final :

$$M = F^*PC^T (CPC^T)^{-1} \quad (\text{G.10})$$

Remarque : La matrice P n'est autre que la matrice de covariance de l'état du système ($P = \text{cav}[X^{*T}X^*]$) lors d'un contrôle optimal.

H La pré-information

La pré-information consiste à utiliser des signaux perturbant le système de manière à construire un contrôle, avant même que le système ne rencontre les défauts. Vers 1975 Tomizuka ([128], [129]), d'après des idées de Bender [130], définit une méthode de recherche d'un contrôle optimum pré-informé. Ces auteurs supposèrent que les irrégularités de la route, étaient entièrement décrites statistiquement et donc pouvaient être représentées par la sortie d'un filtre de forme excité en entrée par un bruit blanc. Or, on démontrera qu'en présence d'un temps de pré-information suffisant, la connaissance du filtre de forme dans l'excitation apporte peu de choses aux performances. En outre, le concept de pré-information permet de calculer la loi de commande en boucle ouverte-fermée sans faire aucune hypothèse sur la modélisation de l'excitation.

Loi active pré-informée déterministe

Soit le système :

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + Gz(t), \quad x(t_0) = x_0 \quad (\text{H.1})$$

où x , u , et z sont les vecteurs d'état, de contrôle, et d'excitation, et A , B , G , sont des matrices constantes. En outre x_0 , est un vecteur stochastique de moyenne $\bar{x}_0$, et de variance σ_0^2 ; $\bar{z} = 0$. L'excitation $z(t)$ est supposée connue en amont de la structure. Il faut donc déterminer :

$$u(t) = f[x(\tau), t_0 \leq \tau \leq t, z(\tau), t_0 \leq \tau \leq t + t_p] \quad (\text{H.2})$$

qui minimise le critère de performance :

$$J = E \left[\frac{1}{2} x(t_f)^T \theta x(t_f) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} \begin{pmatrix} x \\ z \\ u \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} Q & S & T \\ S^T & N & L \\ T^T & L^T & R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ z \\ u \end{pmatrix} dt \right] \quad (\text{H.3})$$

où θ , Q , R , et N sont des matrices de pondération symétriques, invariantes dans le temps, telles que $R > 0$, et $Q_n = Q - TR^{-1}T \geq 0$. Généralement le temps de pré-information est tel que $t_p < t_f$. Comme $x(t)$ et $z(\tau)$ sont supposées connus, sur l'intervalle $[t, t + t_p]$, $z(\tau)$ étant inconnu sur $[t + t_p, t_f]$, $z(\tau)$ est remplacée par son espérance qui est nulle, et le problème stochastique se ramène à un problème déterministe. L'espérance mathématique disparaît donc de l'indice de performance. L'indice de coût (H.3) est le même que celui de Roberti [103] dans le cas de l'établissement de la loi de contrôle LQ sous excitation forcée déterministe. La solution se détermine donc comme pour du contrôle optimal linéaire déterministe. Il vient alors :

$$u_0(t) = -R^{-1} [(T^T + B^T K_x) x(t) + B^T r(t) + L^T z(t)] \quad (\text{H.4})$$

où K_x , et r vérifient les équations (H.5) et (H.6) :

$$\dot{K}_x = -K_x A_n - A_n^T K_x - Q_n + K_x B R^{-1} B^T K_x \quad \text{et} \quad K_x(t_f) = \theta \quad (\text{H.5})$$

$$\dot{r}(t) = (K_x B R^{-1} B^T - A_n^T) r - (K_x G_n + S_n) z \quad \text{et} \quad r(t_f) = 0 \quad (\text{H.6})$$

avec $A_n = A - B R^{-1} T^T$, $G_n = G - B R^{-1} L^T$, et $S_n = S - T R^{-1} L^T$. Cette dernière équation s'intègre de manière rétrograde de t_f à t , $z(\tau)$ étant supposée nulle pour $\tau > t + t_p$. Ce résultat donne une solution nulle pour $r(\tau)$ quand $\tau > t + t_p$. L'équation (H.6) a donc ici pour condition limite $r(t + t_p) = 0$.

Problème en horizon infini

La durée du problème t_f étant beaucoup plus longue que la période propre de la structure, t_f peut être considéré comme infini [132]. Il convient donc de considérer le comportement asymptotique à horizon infini de la solution précédente. L'indice de coût devient $J_\infty = \lim_{t_f \rightarrow \infty} J/t_f$. Comme Q_n est définie positive, le Théorème de Choleski permet de la mettre sous la forme $Q_n = Q_1^T Q_1$. Si (A_n, B) est contrôlable, et (A_n, Q_1) est observable, alors la loi optimale de contrôle est donnée par :

$$u_0(t) = -R^{-1} \left((B^T \bar{K}_x + T^T) x(t) + B^T r + L^T z \right) \quad (\text{H.7})$$

avec $\bar{K}_x$ une matrice symétrique définie positive, solution de l'équation de Riccati :

$$\bar{K}_x A_n + A_n^T \bar{K}_x - \bar{K}_x B R^{-1} B^T \bar{K}_x + Q_n \quad (\text{H.8})$$

$K_x = \bar{K}_x$ est la solution stable de l'équation (H.5) indépendante des conditions finales. (H.6) devient alors :

$$r(t) = \int_0^{t_p} \exp^{-A_c^T \sigma} (\bar{K}_x G_n + S_n) z(\sigma + t) d\sigma \quad \text{avec} \quad A_c = A_n - B R^{-1} B^T \bar{K}_x \quad (\text{H.9})$$

Remarque : A_c étant stable, l'exponentielle de l'équation (H.9) décroît avec le temps, et donc au-delà d'un certain seuil, la connaissance de $z(t)$ future n'apporte plus grand chose.

Loi active pré-informée stochastique

Soit le système :

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + Gz(t), \quad x(t_0) = x_0 \quad (\text{H.10})$$

où x , u , et z sont les vecteurs d'état, de contrôle, et d'excitation, et A , B , G , sont des matrices constantes. En outre x_0 , est un vecteur stochastique de moyenne $\bar{x}_0$, et de variance P_0 ; $\bar{z} = 0$. Les variables d'observation sont données par :

$$y_1(t) = z(t + t_p) + v_1(t) \quad y_2(t) = Cx(t) + v_2(t) \quad (\text{H.11})$$

Le processus stochastique $(v_1(t), v_2(t))^T$ est un bruit blanc stationnaire de moyenne nulle, et d'intensité :

$$E \begin{bmatrix} v_1(t) v_1^T(t) & v_1(t) v_2^T(t) \\ v_2(t) v_1^T(t) & v_2(t) v_2^T(t) \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} V_1 & 0 \\ 0 & V_2 \end{pmatrix} \delta(t - \tau) \quad (\text{H.12})$$

avec $\forall t \geq t_0, V_2 > 0$. x_0 est décorrélié des processus $z(t)$, $v_1(t)$, et $v_2(t)$. Le problème de contrôle linéaire pré-informé consiste à déterminer la loi de commande

$$u(t) = f(y_1(\tau), y_2(\tau), t_0 \leq \tau \leq t), \quad t_0 \leq \tau \leq t_f \quad (\text{H.13})$$

minimisant le critère de coût

$$J(x, z, u) = E \left[\frac{1}{2} x^T(t_f) \theta x(t_f) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} \begin{pmatrix} x \\ z \\ u \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} Q & S & T \\ S^T & N & L \\ T^T & L^T & R \end{pmatrix} (t) \begin{pmatrix} x \\ z \\ u \end{pmatrix} dt \right] \quad (\text{H.14})$$

Les matrices L , T , S , sont constantes, θ , N , Q , R , sont symétriques et constantes, $R > 0$, et $Q_n = Q - T R^{-1} T^T \geq 0$. Comme l'indique la relation (H.11), le contrôleur enregistre l'information sur $z(t)$ du temps t jusqu'à t_p , unité de temps au-delà de t . $u(t)$ est supposée connue, et l'on considère l'estimateur :

$$\dot{\hat{x}}(t) = A\hat{x}(t) + Bu(t) + K_f(t) [y_2(t) - C\hat{x}(t)] + G y_1(t - t_p) \quad (\text{H.15})$$

Il reste à déterminer $K_f(\tau)$, $t_0 \geq \tau \geq t$, et la condition initiale $\hat{x}_0$, qui minimise l'erreur quadratique d'estimation $e(t)$ pondéré par la matrice $\bar{W}$ (symétrique, définie, positive) donnée par :

$$E[(x - \hat{x}) W (x - \hat{x})] = E[e(t) W e(t)] \quad (\text{H.16})$$

Cette structure d'observateur est similaire à celle du filtre classique de Kalman, la seule distinction est la présence du terme $Gy_1(t - t_p)$, qui peut être interprété comme une estimation de $Gz(t)$. Le résultat est donc donné par :

$$K_f(t) = P(t)C^T V_2^{-1} \quad (\text{H.17})$$

où $P(t)$ est solution de l'équation :

$$\dot{P}(t) = AP + PA^T - PC^T v_2^{-1} CP + DV_1 D^T \quad (\text{H.18})$$

et pour $P(t_0) = P_0$, la condition initiale de l'observateur est $\hat{x}(t_0) = \bar{x}(t_0)$. Sous ces conditions, la variance de l'erreur de reconstruction est donnée par $P(t) = E[e(t)e^T(t)]$, alors que l'erreur quadratique moyenne de reconstruction définie par la relation (H.16) est égale à $\text{tr}\{P(t)W\}$. De plus, la moyenne quadratique de l'estimé du vecteur $r(t)$, construit à partir des mesures disponibles est donné par :

$$\dot{\hat{r}}(t) = (K_x B R^{-1} B^T - A_n^T) \hat{r}(t) - (K_x D_n + S_n) y_1(t - t_p), \quad \hat{r}(t + t_p) = 0 \quad (\text{H.19})$$

où K_x est la matrice de Riccati. La variance de l'erreur de reconstruction, $e_r(t) = r(t) - \hat{r}(t)$, est donnée par $E[e_r(t)e_r^T(t)] = P_r(t)$, et satisfait l'équation :

$$\dot{P}_r(t) = (K_x B R^{-1} B^T - A_n^T) P_r + P_r (K_x B R^{-1} B^T - A_n^T)^T + (K_x D_n + S_n) V_1 (K_x D_n + S_n)^T \quad (\text{H.20})$$

Problème en horizon infini

La solution du problème en horizon infini s'obtient en étudiant le passage à la limite de l'observateur précédent. K_f est donnée par (H.17) où $P(t)$ est remplacée par $\bar{P}(t)$ matrice symétrique définie positive solution de l'équation de Riccati :

$$A\bar{P} + \bar{P}A^T - \bar{P}C^T V_2^{-1} C\bar{P} + V_1 = 0$$

Sous ces conditions, l'observateur est asymptotiquement stable, de plus l'estimé de r vérifie :

$$\hat{r}(t) = \int_0^{t_p} \exp^{(A_n^T - \bar{K}_x B R^{-1} B^T)\sigma} (\bar{K}_x D_n + S_n) y_1(t - t_p + \sigma) d\sigma \quad (\text{H.21})$$

La démonstration se réalise de la même manière que dans le cas pré-informé déterministe. La loi de contrôle optimal du problème pré-informé stochastique est équivalente à celle du cas déterministe en remplaçant $x(t)$ et $r(t)$ par leurs estimés respectifs au sens des moindres carrés [103]. La loi de commande devient :

$$u_0(t) = -R^{-1} [(B^T \bar{K}_x + T^T) \hat{x}(t) + B^T \hat{r}(t) + L^T y_1(t - t_p)] \quad (\text{H.22})$$

avec $\bar{K}_x$ la solution stable de l'équation de Riccati.

I La compensation du temps de retard

Jusqu'ici les opérations dans la boucle de contrôle étaient supposées s'effectuer instantanément. Il faut bien sûr un certain temps en réalité pour procéder aux mesures, effectuer les calculs, et pour appliquer la force de contrôle à la structure. L'intervalle de temps qui sépare l'instant où la force est nécessaire et celui où est effectivement appliqué dépend essentiellement des caractéristiques des appareils de contrôle. Si on néglige ce temps de retard dans la loi de contrôle la force pourrait exciter, voire déstabiliser, la structure au lieu de la contrôler.

Soit l'équation du système dynamique :

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + Gz(t) \quad (\text{I.1})$$

Lorsque le temps de retard est pris en compte dans l'écriture de la commande $u(t)$, le système (I.1) s'écrit :

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + \sum_{i=1}^m B_i u_i(t - \tau_i) + Gz(t) \quad (\text{I.2})$$

où B_i est la i -ième colonne de B . Pour étudier ce problème une méthode simple mais efficace consiste à décomposer $u(t)$ en un développement de Taylor par rapport aux incréments τ_i :

$$u_i(t - \tau_i) = u_i(t) - \tau_i \dot{u}_i(t) + \frac{\tau_i^2}{2!} \ddot{u}_i(t) - \dots \quad (\text{I.3})$$

En pratique la série est tronquée après très peu de termes; l'erreur sera d'autant plus faible que τ_i sera petit devant les périodes propres de la structure. Pour l'étude du système inversons le développement de Taylor :

$$u_i(t) = u_i(t - \tau_i + \tau_i) = u_i(t - \tau_i) + \tau_i \dot{u}_i(t - \tau_i) + \frac{\tau_i^2}{2!} \ddot{u}_i(t - \tau_i) + \dots \quad (\text{I.4})$$

Pour tenir compte du retard (I.4), on peut récrire (I.2), sous la forme (I.1), mais avec des vecteurs d'état augmentés des coordonnées $u_i(t - \tau_i)$. Soit pour un développement tronqué à l'ordre deux :

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + \sum_{i=1}^m B_i u_i(t - \tau_i) + Gz(t) \quad (\text{I.5})$$

avec

$$x(t) = \begin{pmatrix} y(t) \\ \dot{y}(t) \\ u_i(t - \tau_i) \\ \dot{u}_i(t - \tau_i) \end{pmatrix}, \quad A = \begin{pmatrix} A & \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 1/m & 0 \end{pmatrix} \\ 0 & \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -2/\tau_i^2 & -2/\tau_i \end{pmatrix} \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} B \\ 0 \\ -2/\tau_i^2 \end{pmatrix}, \quad D = \begin{pmatrix} G \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Cette équation est maintenant sous la forme standard d'une équation sans temps de retard, on peut donc utiliser les stratégies de résolution développées précédemment.

J Les courroies micro-crantées

La combinaison du polyuréthane résistant à l'usure avec une armature en acier est la base de la courroie micro-dentée retenue au cours de ce travail. Grâce à l'armature d'acier intégrée, la longueur des courroies dentées en polyuréthane reste constante. L'allongement résultant de la force périphérique et de la pré-tension est extrêmement faible et se comporte conformément à la loi de Hooke. Ces courroies dentées en polyuréthane sont appropriées [202] à la transmission de couples élevés à des vitesses importantes, dans des environnements fortement contraints.



Fig. J.1: *La courroie micro-dentée.*

Les avantages [202] des courroies dentées à renforts en acier sont nombreux :

1. Transmission de couples élevés.
2. Longueur constante, pas d'allongement ultérieur.
3. Excellente résistance à l'usure.
4. Exemptes de maintenance.
5. Extrêmement flexibles.
6. Position linéaire et angulaire précise.
7. Peuvent être montées croisées.
8. Câbles acier résistant aux flexions répétées, avec faible allongement.
9. Faibles encombrements.
10. Rapport puissance/poids favorable.
11. Faible pré-tension.
12. Faible charge sur le palier
13. Possibilité de rapports de réduction importants.
14. Très bon rendement (mAx. 98%).
15. Résistent aux températures de -30°C à $+80^{\circ}\text{C}$, et à une brève poussée de température (120°C).

Avantages spécifiques aux courroies à profil trapézoïdal amélioré (AT) de la firme Mulko [202]:

1. Meilleure engrenure.
2. Renforcement du cordon de traction pour pas constants et une haute résistance la déchirure.
3. Amélioration de la performance jusqu'à 50% par rapport au profil trapézoïdale classique.
4. transmission de mouvement précise en relation avec des poulies synchrones à jeu de flanc limité ou nul.
5. Diminution des impacts d'engrenure.
6. Bon rapport entre masse et encombrement.

Ces derniers avantages permettent de plus de réduire les possibilités d'apparition d'instabilités du système moteur-courroie-vis en boucle fermée, dues à des vibrations dans la courroie, ou des instabilités dues aux chocs d'engrenement de la courroie sur les poulies.

Bibliographie

- [1] Direction de la communication du CCFA, '*L'automobile citoyenne : Bruit et Transports*', Comité des Constructeurs Français d'Automobiles, www.ccfa.fr, Les dossiers du CCFA, 2001.
- [2] Direction de la communication du CCFA, '*L'automobile citoyenne : Gaz carbonique et effet de serre*', Comité des Constructeurs Français d'Automobiles, www.ccfa.fr, Les dossiers du CCFA, 2001.
- [3] Direction de la communication du CCFA, '*L'automobile citoyenne : Des progrès pour l'environnement*', Comité des Constructeurs Français d'Automobiles, www.ccfa.fr, Les dossiers du CCFA, 2001.
- [4] Direction de la communication du CCFA, '*L'automobile citoyenne : Des progrès pour la sécurité*', Comité des Constructeurs Français d'Automobiles, www.ccfa.fr, Les dossiers du CCFA, 2001.
- [5] Direction de la communication du CCFA, '*L'automobile citoyenne : Automobile et sécurité*', Comité des Constructeurs Français d'Automobiles, www.ccfa.fr, Les dossiers du CCFA, 2000.

Bibliographie du Chapitre Premier

- [6] C. BOURCIER de CARBON, '*Théorie mathématique et réalisation pratique de la suspension amortie des véhicules terrestres*', Communication au troisième congrès technique international de l'automobile, Paris, octobre 1950.
- [7] V. DESCHAMPS, et D. MARGOLIS, '*Improving vehicle's stability using active suspension concepts*', Université de Californie à Davis, juin 2001
- [8] F. DELRIEU, '*Synthèse de l'étude exploratoire SECA. Conclusions, Bilan, et Perspectives*', Renault/ DR/ 64260/ H3.5, note de synthèse n° 64260/ 00/ 598, 2000, p.49.
- [9] M. SEGAWA, S. NAKANO, O. NISHIHARA, et H. KUMAMOTO, '*Vehicle stability control strategy for steer by wire system*', Japan Society of Automotive Engineers Review 22(2001), p.383-388.
- [10] M. ABE, Y. KANO, K. SUZUKI, Y. SHIBAHATA, et Y. FURUKAWA, '*Side-slip control to stabilize vehicle lateral motion by direct yaw moment*', Japan Society of Automotive Engineers Review 22(2001), p.413-419.
- [11] J.M. LEPRIVEY, '*Confort lié à l'anti-roulis*', Renault/ DR/ 0076, note de service n°H3.1/ 93/ 319, 16 novembre 1993.
- [12] G. ZAMMARCHI, '*A.R.S. - Solutions d'amélioration*', Présentation Renault/ DIV/ DSPV/ 60865/ Synthèse LAS - Systèmes Z, 26 décembre 1994.
- [13] M. USCHANSKI, '*Couplage des systèmes de freinage, et de suspension piloté pour une réduction des distances d'arrêt*', Renault/ DARP/ DR/ 64260, rapport de stage, septembre 2000.
- [14] Y. BEY-ROZET, '*RENAULT Vel Satis : Essai détaillé*', Le moniteur automobile n°1259, 14 mars 2002
- [15] E.M. ARNOUX, '*Les systèmes pilotés du châssis pour être leader en EuroNCAP étendu*', Réunion de Comité Liaison Au Sol, 22 mai 2002.

- [16] F. DELRIEU, '*Compte rendu des séances de travail sur les prestations apportées par les systèmes pilotés de suspension*', Renault/ DR/ 64260/ H3.5, note de fonctionnement n° 64260/ 00/ 151, 2000.
- [17] E.M. ARNOUX, '*Des amortisseurs pilotés pour un prototypage rapide : Consultation d'APAKYB*', Groupe Stratégique Fonction Amont : Train, XX/XX 2001.
- [18] Delphi Automotive Systems, '*Suspension Systems : Magneride*', www.delphiauto.com, Delphi Automotive Systems/ Energy & Chassis Systems, juin 2002.
- [19] Delphi Automotive Systems, '*BSRTD : Bi-State Real-Time Damping*', www.delphiauto.com, Delphi Automotive Systems/ Energy & Chassis Systems, juin 2002.
- [20] Delphi Automotive Systems, '*CVRTD : Continuously Variable Real-Time Damping*', www.delphiauto.com, Delphi Automotive Systems/ Energy & Chassis Systems, juin 2002.
- [21] A. CURTIS, '*Chips that rule the bumps*', MOTOR, 1986. in :
A. ALEXANDRIDIS, '*IV.12 Review of advanced suspension systems*', CCG, Manuscript n°4, 1988.
- [22] J.-P. REILLE, '*Système de suspension pilotée : véhicule X09*', RENAULT/ Direction des Etudes/ 0817/ Cahier des charges, version 1, 19 février 1991.
- [23] D. GOODSELL, '*Dictionary for Automotive Engineering*', London, Warrendale : Butterworths, SAE, 1989.
- [24] J.E. DE COSTER, '*Dictionary for Automotive Engineering*', English - French - German, München : K.G. Saur, 3rd revised and enlarged edition, 1990.
- [25] C. CAMPBELL, '*Automobile Suspensions*', London, Chapman and Hall.
- [26] CITROEN, '*Citroën XM*', Paris, La Publicité Française, 1990.
- [27] A. NONYME, '*Suspension hydractive : le plus de l'électronique*', Pratique et Technique Auto, n°2, p. 20-21 , 1989.
- [28] L. AUGIER, '*La Suspension automatique*', Science et Vie, n°859, p. 97-99, 1989.
- [29] Direction de l'information et des Relations publiques Citroën, '*Le Double Chevron*', Neuilly-sur-Seine, Nanterre : SA Automobiles Citroën, LPF, 1989.
- [30] Y. MAROSELLI, '*Mercedes classe E : Essai Nouveauté*', Le moniteur automobile n°1258, 28 février 2002, p.34-37.
- [31] B. ACKER, W. DARENBERG, et H. GALL, '*Active Suspension for Passenger Cars*', Vehicle System Dynamics, 1989, Vol.18, ch.46, p.15-26.
- [32] D. SCOTT, '*Active Roll Reduction*', Automotive Engineer, Vol.17, n4, p.2, 1992
- [33] X. DAFPE, '*BMW 735i : Essais Détaillés*', Le moniteur automobile n°1258, 28 février 2002, p.50 et 54.
- [34] J.R. MARSH, '<http://web.ukonline.co.uk/Members/jr.marsh/hydro.html>', janvier 2002.
- [35] J. MARTIN, '*La citrën Xantia ACTIVA*', Action Auto Moto, n°6, 1994.
- [36] M. FERVEL, '*Projet SARAH : Dimensionnement de l'actionneur rotatif SACHS destiné au maintien du roulis nul sur X54. Résultats et simulations*', Renault/ DR/ 0076, note de service n°H3.5/ 93/ 0737, 20 août 1993.
- [37] M. EISENBARTH, '*Renault Active suspension & Active Roll Control*', TRW presentation, 22 avril 1998.
- [38] C. BLANOT, '*Séminaire suspension active à Munich de juillet 1988*', RNUR SDV - service 0861 - Bureau de calcul, août 1988
- [39] P.J.TH. VENHOVENS, A.C.M. VAN DER KNAPP et H.B. PACEJKA, '*Semi Active Attitude and Vibration Control*', Vehicle System Dynamics 22(1993), p.359-381.

- [40] H.S. TAN et T. BRADSHAW, 'Validation of the Harshness Problem of Automotive Active Suspensions', Vehicle System Dynamics 30(1998), p.89-115.
- [41] D. KARNOPP, 'Active Suspensions Based on Fast Load Levelers', Vehicle System Dynamics, 1987, p.355-380.
- [42] D. KARNOPP et G. HEESS, 'Electronically Controllable Vehicle Suspensions', Vehicle System Dynamics (1991) p.207-217.
- [43] D. KARNOPP, et S.-G. SO, 'Energy Flow in Active Attitude Control Suspensions : A Bond Graph Analysis', Vehicle System Dynamics 29(1998), p.69-81.
- [44] P.J.TH. VENHOVENS, 'The Development and Implementation of Adaptive Semi-Active Suspension Control', Vehicle System Dynamics 23(1994), p.211-235.
- [45] I.H. FRASER, 'Mathematical modelling of a passive and semi-active hydropneumatic suspension system applied to a single wheel station', Tech. note AM102, Royal Military College of Science, 1982.
- [46] J. MILES, 'On active service', Autocar, september 1983
- [47] MDA, 'Military Technology with Commercial Potential', Missile Defense Agency (MDA), <http://www.mdatechnology.net/index.asp>, janvier 2002.
- [48] J. SMITH, 'Pneumatic Suspension System : History', <http://www.fortunecity.com/silverstone/subaru/98/RM/RM7.html>, janvier 2002.
- [49] R.M. PITCHER, H. HILLEL, et C.H. CURTIS, 'Hydraulic suspension with particular reference to public service vehicles', I.Mech.E. Conference on the design, construction, and operation of public service vehicles, 1977.
- [50] P. BERG, 'Suspension of disbelief', AutoWeek, août 1986.
- [51] D. WARD, 'Playing an active part', Motor, may 31 1986.
- [52] A. BAKER, et P. WRIGHT, 'Lotus' active suspension', Automotive Engineers, vol9, n¹, 1988, p.55-57.
- [53] J.C. SAUVAGEOT, 'Présentation par la société LOTUS de leur suspension active', DAST/RNUR/Sce 0073, note de service n°3154, 22 janvier 1985.
- [54] J.C. SAUVAGEOT, 'La suspension active de la société Lotus', Direction de la Recherche, JCS/MP/501 Sce 0078, 24 décembre 1986.
- [55] Mercedes BENZ, 'Dossier de Presse du Coupé CL', DaimlerChrysler AG, 1999.
- [56] H. WALLENTOWITZ et D. KONIK, 'Actively Influenced Suspension Systems : Survey of Actual Patent Literature', EAEC third International Conference on Vehicle Dynamics and Powertrain Engineering, Strasbourg, 11-13 june 1991.
- [57] R. LANG et U. WALTZ, 'Active Roll Reduction', EAEC, third International Conference on Vehicle Dynamics and Powertrain Engineering, Strasbourg, 11-13 june 1991, p.88-92.
- [58] X. ELOY, FOULQUIER, et J. PIERRE, 'Comportement Routier TOME 1 : Comportement, paramètres, pneumatiques', Renault/ 0865, 0816, et 0860/ Cahier n° 9000172.
- [59] J. SIMON, 'La dynamique angulaire du véhicule', Renault/ DOII/ DITS/ 12225, CAO Calcul/ Capitalisation du savoir/ Documentation sur le comportement/ Fiche numéro 2, mars 1999.
- [60] A. ALEXANDRIDIS, 'Review of advanced suspension systems', Carl-Cranz Gesellschaft, Séminaire suspension active, Manuscript n°4, Munich, juillet 1988
- [61] T. HALCONRUY, 'Suspensions pilotées (1) : Introduction à l'étude', Le moniteur automobile n° 1264, 23 mai 2002.
- [62] T. HALCONRUY, 'Suspensions pilotées (2) : Citroën C5', Le moniteur automobile n° 1266, 20 juin 2002.

- [63] T. HALCONRUY, '*Suspensions pilotées (3) : Mercedes E500*', Le moniteur automobile n° 1268, 18 juillet 2002.
- [64] NORME ISO 8855, '*Véhicules routiers - Dynamique des véhicules et tenue de route - Vocabulaire*', Genève : International Standard Organisation, 1991.
- [65] I. SIMAL, '<http://www.refer.fr/termisti/data/suspensi/>', Centre de recherche TERMISTI, 1993.
- [66] H. KOIVO, '*Fuzzy gain scheduling of MIMO PID controller for nonlinear multivariable systems*', http://www.control.hut.fi/Kurssit/AS-74.115/Material/fuzzy_mimo-pid.pdf, Control Engineering Laboratory, Helsinki University of Technology, Finland, 2002.
- [67] P.M. MALIKA, et P. VILJAMAA, '*Convex parametric design, gain scheduling, and fuzzy computing*', <http://www.ae.tut.fi/pauli/tut-aci-rep-2002-1.pdf>, Tampere University of Technology, Department of Automation, Institute of Automation and Control, report 01/02, Tampere 2002.

Bibliographie du Chapitre Deuxième

- [68] F. BRUZELIUS, '*LPV-Based Gain Scheduling - An H_∞ -LMI approach*', Thesis for the degree of licentiate of engineering, Control and Automation Laboratory, Department of Signals and Systems, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2002.
- [69] F. BRUZELIUS, '*Gain Scheduling using Linear Parameter Varying Systems and H_∞ synthesis*', Proceedings of the 40th Conference on Decision and Control, Orlando, Florida, 2001.
- [70] V. FROMION, et G. SCORLETTI, '*A theoretical framework for gain scheduling*', preprint to be published article in the International Journal of Robust and Nonlinear Control(2002), juillet 2002.
- [71] V. FROMION, et G. SCORLETTI, '*Performance and robustness analysis of nonlinear closed loop systems using μ_{nl} analysis : Applications to nonlinear PI controllers*', Conference on Decision and Control, Las Vegas, Nevada, 2002.
- [72] P. BERNHARD, '*A survey of Linear Quadratic Robust Control*', Cambridge University Press, Macroeconomic Dynamics, vol. 6(1), p. 19-39, 2002.
- [73] M. SPILLMAN, P. BLUE, S. BANDA, et L. LEE, '*A robust gain-scheduling example using linear parameter varying feedback*', Proceedings of the 13th IFAC World Congress, San Francisco, vol. H, p. 221-226, 1996.
- [74] D.J. LEITH, et W.E. LEITHEAD, '*Survey of gain scheduling analysis and design*', International Journal of Control, vol. 73, no. 11, p. 1001-1025, 2000.
- [75] S. SIVRIOGLU, et K. NONAMI, '*LMI approach to gain scheduled H_∞ control beyond PID control for gyroscopic rotoc-magnetic bearing system*', article 0-7803-3590-2/96, Proceedings of the 35th conference on decision and control, Kobe, Japon, décembre 1996.
- [76] E. ABDELLAHI, D. MEHDI, et M. M'SAAD, '*On the design of active suspension system by H_∞ , and mixed H_2/H_∞ : an LMI approach.*', Proceedings of the american control conference, 2000, p. 4041-4045.
- [77] I. FIALHO, et G. BALAS, '*Design of non linear controllers for active vehicle suspension using parameter-varying control synthesis*', Vehicle System Dynamics, 33(2000), p. 351-370.
- [78] I.E. KÖSE, et F. JABBARI, '*Scheduled controllers for linear systems with bounded actuators*', submitted to Automatica, novembre 2002.
- [79] D.J. STILLWELL, '*Interpolation methods for the synthesis of gain scheduled controllers*', MSEE VPI 1993, mémoire de thèse de doctorat, 1999.
- [80] D.J. STILWELL, et W.J. RUGH, '*Stability preserving interpolation methods for the synthesis of gain scheduled controllers*', automatica, 36, 2000.

- [81] M.J. GRIMBLE, et T.J. OWENS, '*On improving the robustness of LQ regulators*', IEEE transactions on Automatic Control, AC 31(1), janvier 1986, p. 54-55.
- [82] D. CHUNG, T. KANG, et J.G. LEE, '*Stability robustness of LQ optimal regulators for the performance index with cross-product terms*', IEEE transactions on Automatic Control, AC 39(8), août 1994, p. 1698-1702.
- [83] N.A. LETHOMAKI, N.R. SANDELL, et M. ATHANS, '*Robustness results in linear quadratic gaussian based multivariable control designs*', IEEE transactions on Automatic Control, AC 26(1), février 1981, p. 75-91.
- [84] A.G. ULSOY, D. HROVAT, et T. TSENG, '*Stability robustness of LQ and LQG active suspensions*', Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 116, mars 1994, p. 123-131.
- [85] M. ATHANS, et P.L. FALB, '*Optimal Control*', N.Y., McGraw Hill Book Co., 1966.
- [86] H. KWAKERNAAK, et O. BOSGRAS, '*Design methods for control systems*', Course notes of the Dutch institute of Systems and Control, winter term, 1998.
- [87] A.P. SAGE, and C.C. WHITE, '*Optimum systems control*', Prentice Hall, second edition, 1977.
- [88] R.F. STRENGEL, '*Stochastique Optimal Control - Theory and Application*', Wiley, New-York, 1986.
- [89] W.S. MAC CULLOCH, et W. PITTS, '*A Logical Calculus of the Ideas Immanent in Nervous Activity*', Bulletin of Mathematical Biophysics 5, 1943, p.115-133.
- [90] N. WIENER, '*Extrapolation, Interpolation, and Smoothing of Stationary Time Series, with Engineering Applications*', Technology press and Wiley, New York, 1949.
- [91] R.E. KALMAN, '*A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problem*', Transaction of ASME, Journal of Basic Engineering, 82, Mars 1960, p.34-45.
- [92] L.A. ZADEH, '*Fuzzy Sets*', Information Control Vol. 8, n° 3, 1965, p.338-352.
- [93] R.L. KOSUT, '*Suboptimal control of linear time-invariant systems subject to control structure constraints*', IEEE TAC, vol AC15 n°15, octobre 1970.
- [94] J.H. HOLLAND, '*Adaptation in Natural and Artificial Systems*', University of Michigan Press, Ann Arbor, 1975.
- [95] V.I. UTKIN, '*Sliding Mode and Their Application to Variable Structure Systems*', MIR Publishers, Moscow, 1979.
- [96] D.E. GOLDBERG, '*Genetic Algorithms in Search*', Optimization, and Machine Learning, Addison-Wesley, Reading, Mass, 1989.
- [97] E.M. ARNOUX, '*Des systèmes pilotés de suspension et leurs lois de commande : Etude Bibliographique*', février 2000.
- [98] E.M. ELBEHEIRY, D. KARNOPP, M.E. ELARABY, et A.M. ABDELRAAOUF, '*Advanced Ground Vehicle Suspension Systems - A Classified Bibliography*', Vehicle System Dynamics 24(1995), p.231-258.
- [99] M.N. ICHCHOU, B. JEMAI, J. VINCENT, et L. JEZEQUEL, '*Synthèse Comparative de Quelques Méthodes Adaptatives : application aux structures mécaniques*', troisième Colloque en Mécaniques des Structures, mai 1997.
- [100] J. VINCENT, M.N. ICHCHOU, et L. JEZEQUEL, '*Contrôle Actif Optimal en Mécanique : Etude de Quatre Synthèses et de leurs extensions*', Revue Française de Mécanique, décembre 1997, p. 271-277.
- [101] F. YU et D.A. CROLLA, '*An Optimal Self-Tuning Controller for an Active Suspension*', Vehicle System Dynamics 29(1998), p.51-65.
- [102] D.S. BERNSTEIN et W.M. HADDAD, '*LQG control with an H_∞ performance bound : a Riccati equation approach*', IEEE TAC vol.34, n°3, mars 1989, p.293-305.

- [103] V. ROBERTI, '*Contrôle de structures : Théories et Applications*', thèse de doctorat 94-19, Ecole Centrale de Lyon, 1994.
- [104] J. VINCENT, '*Etude du concept de suspension active. Application aux voitures ferroviaires*', thèse de doctorat 99-12, Ecole Centrale de Lyon, 1999.
- [105] J. DOYLE, B. FRANCIS, et A. TANNENBAUM, '*Feedback Control Theory*', Mac Millan Publishing Company, 1992.
- [106] C. BLANOT et G. ZAMMARCI, '*Suspension cartographique de COVER : note Technique*', Renault/ DE/ DESC/ 0865/ Conception Systèmes Pilotés, note°319/91/1933, 30 mars 1992.
- [107] J.-P. REILLE, et C. BLANOT, '*Controlled suspension for better safety*', (présentation technique de la suspension cartographique de la Renault COVER), Renault/ DE/ DESC/ 0865/ Conception Systèmes Pilotés, 1991.
- [108] P. DESPIT, '*Renault COVER : un modèle de sécurité appliquée*', L'autojournal n° 11, 15 juin 1991.
- [109] J.M. LEPRIVEY, '*SARAH - antiroll actif - Bilan 1992 et Programme de travail 1993*', Renault/ DR/ 0076/ H313.03: SARAH, RCLAS du 13 janvier 1993.
- [110] J. EGRET, '*Projet SARAH : Elaboration du cahier des charges fonctionnel*', Renault/ DE/ DQDE/ 0801, note de fonctionnement n°4516/ 93/ 0801, 29 juin 1993.
- [111] S. RAVITEJAS et Y.G. PRINIVASA, '*Investigation on the stochastically optimized PID controller for a linear quarter-car road vehicle model*', Vehicle System Dynamics 26, 1996, p.103-116.
- [112] E.M. ARNOUX, '*Des systèmes pilotés de suspension pour l'amélioration des prestations de Confort, Comportement, et Freinage*', Renault/ DR/ 64260 et Ecole Centrale de Lyon/ LTDS/ D2S, Point semestriel de thèse, décembre 2001.
- [113] J.-P. REILLE, '*Bilan du projet de véhicule laboratoire à suspension active PASHA*', RENAULT/ DE/ DESC/ 0816/ Systèmes Châssis Pilotés, note technique n° 0816/ 92/ 20233, 25 septembre 1992.
- [114] P. GIRARDI, et C. BERDHA, '*Evaluation des performances d'une suspension à correcteur d'assiette dynamique*', RNUR/ DR, note n° 92/ 008,
- [115] A. SEBASTIAN, '*Fuzzy Logic in Automatic Transmission Control*', Vehicle System Dynamics 24(1995), p.389-400.
- [116] M. BAUER et M. TOMIZUKA, '*Fuzzy Logic Traction Controllers and their Effect on longitudinal Vehicle Platoon Systems*', Vehicle System Dynamics 25(1996), p.277-303.
- [117] R. FULLER, '*The lectures on Fuzzy systems*', <http://www.abo.fi/~rfuller/nfs.html>, bo Akademi, Neural Fuzzy Systems, 2003.
- [118] P. GABRIEL, '*Introduction à la Logique Floue et à la Commande Floue*', notes de cours, Université de Liège, Département d'Electricité, Electronique et Informatique, Service d'Electricité Appliquée, <http://elap.montefiore.ulg.ac.be/fuzzy/>, octobre 2001.
- [119] F. FAUVEL, '*Contribution de la logique floue à la conception, la mise au point et l'évaluation d'un superviseur intelligent de transmissions automatiques*', Université Technique de Compiègne/ COSTECH, RENAULT/ DR/ 64260, mai 2001.
- [120] F. BONNAY, '*Contribution de la logique floue à la conception et à la réalisation de systèmes copilotes de guidage immatériel*', thèse de doctorat, Université Technique de Compiègne/ COSTECH, RENAULT/ DR/ 64260, novembre 2001.
- [121] J.-P. PEDRON, E. BONNEVAL '*FREINAGE - MODULE 0*', et '*FREINAGE - MODULE 1*', DRH IV Technocentre, Formation RENAULT - CONCEPTION SYSTEME CHASSIS, Références : 1-3-10000007, et 1-3-10000006, janvier 2003.
- [122] ROVER GROUP LIMLITED, '*Suspensions de véhicule*', Déposant : ROVER GROUP LIMITED, INPI, n° de priorité GB9818268.6, n° de publication WO0010823.

- [123] A. GUILÉMOND, '*Des lois de commande de suspension pour le contrôle de la stabilité des véhicule en virage*', rapport de stage Renault - Ecole Centrale de Lyon, Renault/ DARP/ DR/ 64260, août 2000.
- [124] J.K. HEDRICK, '*Control Theory Review*', Séminaire Carl-Cranz Gesellschaft sur la suspension active, Manuscript n°3, Munich, juillet 1988.
- [125] A. ALEXANDRIDIS et J.K. HEDRICK, '*Control Theory*', Séminaire Carl-Cranz Gesellschaft sur la suspension active, Appendices du manuscrit n°3, Munich, juillet 1988.
- [126] R.A. NICHOLS, R.T. REICHERT, et W.J. RUGH, '*Gain scheduling for H-infinity controllers : a flight example*', Transactions on Control Systems Technologies, 1 79, 1993.
- [127] K.J. ÅSTRÖM, et B. WITTENMARK, '*Adaptive Control*', 2nd edition, Addison Wesley, 1995.
- [128] M. TOMIZUKA, '*Optimal discrete finite preview problems (why and how is future information important)*', ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, décembre 1975, p.319-325.
- [129] M. TOMIZUKA, '*Optimum linear preview control with application to vehicle suspension - revisited*', ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, septembre 1976, p.309-315.
- [130] E.K. BENDER, '*Optimum Linear Preview Control With Application to Vehicule Suspension*', Transactions of ASME, Journal of Basic Engineering, Ser. D, Vol. 90, n. 2, 1968, p.213-221.
- [131] A.G. THOMSON, B.R. DAVIS et C.E. PEARCE, '*An Optimal Linear Active Suspension with Finite Road Preview*', Society of Automotive Engineers, n°800520, 1980.
- [132] T.T. SOONG, '*State of the art review : Active Control in Civil Engineering*', Eng. Structures, Vol. 10, 1988, p.74-84.

Bibliographie du Chapitre Troisième

- [133] E.M. ARNOUX, '*Les équations de la dynamique du véhicule*', note n°64260/02/XX, Renault/ DARP/ DR/ 64260, 2002.
- [134] E.M. ARNOUX, '*RC-LAS : Les systèmes pilotés du châssis pour devenir Leader en EuroNCAP étendu*', Renault/ DARP/ DR/ 64260, Note n° 64260/02/96, 22 mai 2002.
- [135] E.M. ARNOUX, '*Groupe Stratégique Fonction Amont Train d'avril 2001*', Renault/ DARP, DR/ 64260, avril 2001.
- [136] E.M. ARNOUX, '*Modèle Avancé de Châssis Automobile Complet : Les équations du modèle*', Renault/ DARP/ DR/ 64260, juin 2000.
- [137] C. DEUTSCH, '*Dynamique des véhicules routiers - Données de base*', Organisme National de Sécurité Routière, 1970.
- [138] J.C. DIXON, '*Tires, Suspension and Handling*', seconde édition, Cambridge University Press, Cambridge, 1991.
- [139] Th.D. GILLESPIE, '*Fundamentals of Vehicle Dynamics*', Society of Automotive Engineers, première édition, 1992.
- [140] J.Y. WONG, '*Theory of ground vehicles*', Wiley interscience publication, seconde édition, 1993.
- [141] G. ROOS, '*Numerical design of vehicles with optimal straight line stability on undulating road surfaces*', Mémoire de thèse de doctorat, Université Technique de Eindhoven, Laboratoire de mécanique automobile, Pays-Bas, 1995.
- [142] D. LECHNER, et C. PERRIN, '*Utilisation réelle des capacités dynamiques des véhicules par les conducteurs*', rapport INRETS n°165, Département Mécanisme d'Accidents, juin 1993, p.62.

- [143] H. DUGOFF, P.S. FANCHER, L. SEGEL, '*An Analysis of Tyre Traction Properties and their Influence on Vehicle Dynamic Performance*', SAE Transactions, 79, 1970, p.1219-1243
- [144] E. BAKKER, H.B. PACEJKA, et L. LIDNER, '*A New Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies*', SAE paper 890087, 1989.
- [145] H.B. PACEJKA, and T. TAKAHASHI, '*Pure slip characteristics of tyre on flat and on undulated road surfaces*', in Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, pp. 360-365, september 1992, Tokyo, Japan.
- [146] H.B. PACEJKA, '*Wheels*', Farewell Address, Delft University of Technology, 1995
- [147] J.P. MAURICE, M. BERZERI et H.B. PACEJKA, '*Pragmatic Tyre Model for Short Wavelength Side Slip Variations*', Vehicle System Dynamics 31(1999), p.65-94.
- [148] D.E. SMITH, J.M. STARKEY, '*Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers : Controller Development, Development and Evaluation*', Vehicle System Dynamics 23(1994), p.627-645.
- [149] D.E. SMITH, J.M. STARKEY, '*Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers : Model Development, Validation and Comparison*', Vehicle System Dynamics 24(1995), p.162-181.
- [150] M. EL-GINDY, et L. ILOSVAI, '*Computer simulation study on a vehicle's directional response in some severe manœuvres Part 1: Rapid lane change manœuvres*', International Journal of Vehicle Design, 4(4), 1983, p.386-401.
- [151] R.W. ALLEN, H.T. SZOSTAK, T.J. ROSENTHAL et D.E. JOHNSTON, '*Test methods and computer modeling for the analysis of ground vehicle handling*', SAE paper n°861115, 1986.
- [152] R.W. ALLEN, T.J. ROSENTHAL et H.T. SZOSTAK, '*Steady state and transient analysis of ground vehicle handling*', SAE paper n°870495, 1987.
- [153] H. ALEKSANDER, '*Influence of active chassis systems on vehicle propensity to maneuver-induced rollovers*', Vehicle Dynamics and Simulation, SAE World Congress 2002, paper n°2002-01-0965, p.13-20.
- [154] Z. LOZIA, et W. PIENIAZEK, '*Real time 7dof vehicle dynamics model and its experimental verification*', Vehicle Dynamics and Simulation, SAE World Congress 2002, paper n°2002-01-1184, p.65-81.
- [155] S. DROGIES, et M. BAUER, '*Modeling road vehicle dynamics with MODELICA*', Vehicle Dynamics and Simulation, SAE World Congress 2002, paper n°2002-01-1219, p.117-125.
- [156] R. COOKE, D.A. CROLLA, and M. ABE, '*Modelling combined ride and handling manœuvres for a vehicle with slow active suspension*', Vehicle System Dynamics 27(1997), pp. 351-370.
- [157] S. MEURANT, S. DETALLE, et F. AXISA, '*Modélisation du comportement vertical d'un véhicule léger*', travail de fin d'étude Renault/ DR/ 64260/ H3.5-ENSTA, 1998.
- [158] Compagnie Générale des Etablissements Michelin, '*Véhicule automobile équipé d'un système de contrôle de l'angle de carrossage des roues du véhicule en virage*', Institut National de la Propriété Intellectuelle, Brevet FR 2 796 594 - A1, le 23 juillet 1999.
- [159] J. SIMON, '*Modélisation d'une direction assistée dans DYNAM*', RNUR/ DR/ Note n°3671/88/0861, 05 janvier 1988.
- [160] J. SIMON, et P. BEUZIT, '*Modèle mathématique de véhicule pour l'étude du comportement trajectoirel*', RNUR/ DR/ , Notes n°0861/2263 et 0861/2421, 1981.
- [161] J. SIMON, '*Comportement des véhicules - Analyse mathématique de la réponse en transitoire*', RNUR/ DR/ Note n°3299/85/0861, 04 juillet 1985.
- [162] J. SIMON, '*Programme de calcul de la dynamique angulaire DYNAM1*', RNUR/ DR/ Note n°3751/88/0861, 04 mars 1988.

- [163] J. SIMON, '*Dossier de conception de 'Model_L'*', Renault/ DOII/ DITS/ Modélisation et Analyse Scientifique, octobre 1996.
- [164] J. SIMON, '*Le comportement transitoire des véhicules*', Renault/ DOII/ DITS/ 12225, CAO Calcul/ Capitalisation du savoir/ Documentation sur le comportement/ Fiche numéro 3, mars 1999.
- [165] J. SIMON, '*L'analyse des prestations quantifiées de mise en virage*', Renault/ DOII/ DITS/ 12225, CAO Calcul/ Capitalisation du savoir/ Documentation sur le comportement/ Fiche numéro ', mars 1999.
- [166] J. SIMON, '*Les données du modèle de calcul de comportement*', Renault/ DOII/ DITS/ 12225, CAO Calcul/ Capitalisation du savoir/ Documentation sur le comportement/ Fiche numéro 6, mars 1999.
- [167] J. SIMON, '*Calcul des rappels en virage. Clavetage de direction*', Renault/ DOII/ DITS/ 12225, CAO Calcul/ Capitalisation du savoir/ Documentation sur le comportement/ Fiche numéro 7, mars 1999.
- [168] J. SIMON, '*Capitalisation du savoir : Le comportement des véhicules*', Renault/ DOII/ DITS/ SEALS, septembre 1999.
- [169] J. PIERRE, '*L'extension de la notion d'inertie à l'automobile*', RNUR/ DR/ 0861, Note n° 13943/69/0861, 1969.
- [170] R. ROLLET, '*Présentation de la version 2.0 du logiciel DYNAM*', Renault/ DR/ 0861, Note n° 128/93/0861, 10 juin 1993.
- [171] C. BOUET, '*BAROU : XXX*', Renault/ DR/ Note n° 64260/02/XXX, 2002.
- [172] R. ROLLET, '*X54 YM : Mesures statiques et dynamiques du comportement*', RNUR/ DE/ DSV/ 0865/ Mesures opérationnelles, note de service n° CTA/88/669, 26 septembre 1988.
- [173] R. ROLLET, '*X54 M2 : Mesures dynamiques du comportement en cours de mise au point*', RNUR/ DE/ DSV/ 0865/ Mesures opérationnelles, note de service n° CTA/88/773, 18 novembre 1988.
- [174] H. EICHFELD, R. LEINDL, et T. KÜNEMUND, '*The Fuzzy Logic Coprocessor*', SAE n° 81C99A, Embedded Intelligence 96, ed. J. Wiesböck, Design & Elektronik, Sindelfingen 1996, p. 347-353.

Bibliographie du Chapitre Quatrième

- [175] J.M. DELAVILLE, '*Mesure du véhicule PPP3 n° 634*', Renault SA/ DIV/ DSPV/ 64865 - Confort / comportement M2S, Résultats d'essais/ Statico- dynamique W73, 17 janvier 2001.
- [176] J.M. DELAVILLE, '*Comparaison entre la PPP3 n° 634 (lourde) et la PPP3 n° 24 (légère)*', Renault SA/ DIV/ DSPV/ 64865 - Confort / comportement M2S, Résultats d'essais/ Statico- dynamique W73, 17 janvier 2001.
- [177] J. SIMON, '*Véhicule X54.YM - Comparaison calculs/essais et définition de fichiers utilisables par les logiciels MODEL4 et MODXAO*', RNUR/ Direction des Etudes/ Bureau de Calculs/ 0861 : Etudes Avancées en Liaison au Sol, note de service n° 0861/3935, 15 décembre 1988.
- [178] G. ZAMMARCHI, '*Analyse du fonctionnement de la Citroën Xantia ACTIVA*', note technique n° 221/ 96/ 60865, Renault/ DIV/ DSPV/ 60865/ Synthèse LAS, 28 mars 1996.
- [179] J. SIMON, et P. CANDAU, '*Dynamique du Véhicule - Comportement en régime stabilisé en virage*', Renault/ DOII/ DITS/ CMAS/ 12250 - SEALS, février 1994.
- [180] Continental AG, '*Project : Reduced stopping distance*', CD-ROM de présentation du projet, décembre 2000.
- [181] GSFA RPE, '*CBT concept tyre*', Continental AG, Présentation de l'avancement du projet 'Reduced stopping distance' à Renault en GSFA Roue-Pneu-Enjoliveur, 24 octobre 2001.

- [182] M. BLONDELET, '*Véhicule automobile équipé d'un système de contrôle de l'angle de carrossage des roues du véhicule en virage*', Compagnie générale des établissements Michelin - Michelin et cie, Indice principal CIB : B60G-003/20D, dépôt n° FR9909594, 23.07.1999.
- [183] E.M. ARNOUX, '*Systèmes pilotés de suspension : Analyse de l'existant*', thèse Ecole Centrale de Lyon/ LTDS/ D²S - Renault/ DARP/ DR/ 64260/ Dynamique du véhicule, juin 2000.
- [184] D. POLI, '*Amélioration des prestations au freinage au moyen d'amortisseurs pilotés*', mémoire de Travail de Fin d'Etude, Ecole Centrale de Lyon - Renault/ DARP/ DR/ 64260, septembre 2001.
- [185] S. STREITER, '*Système de suspension actif pour véhicule*', DaimlerChrysler AG, Brevet FR 99 14984, indice CIB : B60G 17/00, date de dépôt : 29 novembre 1999.
- [186] F. BERTHOMIEU, '*Anti-roulis actif X73 : Synthèse des résultats obtenus et à obtenir par le 64865*', Renault/ DARP/ DPC/ 64865, note technique n° 01/ 64865/ 093, juin 2001.
- [187] F. CUVILLIERS, '*Anti-roulis actif X73 : Résultats CONFORT et COMPORTEMENT obtenus en simulation*', Renault/ DDIV/ DIESC/ 65510, note technique n° 01/ 65510/ 500, 2001.
- [188] F. CUVILLIERS, '*Dimensionnement et Simulation ADAMS-CAR*', Dossier de capitalisation du projet ARA 73, Renault/ DDIV/ DIESC/ 65510, 2001.
- [189] E. DEBERNARD, et J.-G. MEYRIGNAC, '*''*', Renault/ DARP/ DR/ 64260 - H3.5, 2002.
- [190] R. ABELE, '*Den Kurven zugeneigt*', Frankfurter Allgemeine Zeitung, Technik und Motor, 23.07.2002, Nr. 168, S. T3
- [191] E. GÖHRING, E.C. von GLASNER, R. POVEL, et P. SCHÜTZNER (MERCEDES - BENZ AG, STUTTGART, GERMANY), '*Intelligent Suspension System for Commercial Vehicle*', Active Control in Mechanical Engineering, International Symposium MV2 1995, Louis JEZEQUEL, éditions HERMES, p.13-26 .
- [192] M. KASSAAGI, et T. PERRON, '*Etude sur piste du comportement de conducteurs ordinaires en accident fronto-arrière - Rapport de synthèse*', Laboratoire d'Analyse biomédicale, mars 2001.
- [193] T. KANO, K. HORINOUCI, et T. YONEKAWA, '*Study of braking in a turn stability*', Technical notes, Japan Society of Automotive Engineers Review 21, 2000, p. 241-263.
- [194] T. SALAMON, T. UHL et J. KOWAL, '*Design of Pneumatic Active Suspension System for Vehicles - Mechatronic Approach*', Department of Robotics and Machine Dynamics, University of Mining and Metallurgy, Al. Mickiewicza 30, PL-30-059 Kraków, Poland, ACTIVE 99, p.157-166.
- [195] S.J. ELLIOT, '*Active Control of Non Linear Systems*', Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, Highfield, Southampton, SO17 1BJ, U.K., ACTIVE 99, p.3-55
- [196] M. SERRAND et S.J. ELLIOT, '*Implementation of Skyhook Damping Feedback Control for the Isolation of Equipment from base-excited Vibrations*', Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, Highfield, Southampton, SO17 1BJ, U.K., ACTIVE 99, p.105-116
- [197] A.G. THOMSON, et P.M. CHAPLIN, '*Force control in electrohydraulic active suspension*', Vehicle System Dynamics, 25, 1996, p.185-202.
- [198] P. VANNIER, '*Isolation active d'un moteur d'avion*', thèse de doctorat de mécanique, Ecole Centrale de Lyon, 1994, T1552.
- [199] M. NASHIKI, et Y. DOTE, '*High performance current controlled PWM transistor inverted-fed brushless*', CH1692-4/ 00000 - 0349\$00. 75, Congress of IEEE, 1982, p.349-356.
- [200] G. GRELLET, et G. CLERC, '*Actionneurs électriques, principes, modèles, commandes*', éditions EYROLLES, 1997.
- [201] DOCUMENTATION, '*Vérins HiFi-S à paliers hydrostatiques*', Equipements hydrauliques industriels, QUIRI Hydramécanique, 1993.
- [202] MULKO, '*Produits/ Polyuréthane*', www.mulco.net/fra/index.html, Mulco - Europe EWIV, 2000.

- [203] DOCUMENTATION, '*DS1102 DSP Controller Board : Installation and Configuration Guide*', dSPACE GmbH, mai 1999.
- [204] DOCUMENTATION, '*ControlDesk : Experimentation Guide*', ControlDesk Version 1.1, dSPACE GmbH, mai 1999.
- [205] P. COIFFET, et M. CHIROUZE, '*Eléments de robotique*', Hermes Publishing Ltd., novembre 1982.
- [206] M. POMMIER, '*Développement d'un banc d'essais vibratoires destiné à la caractérisation des servomoteurs électriques*', mémoire de diplôme d'ingénieur CNAM en automatique industrielle, Centre régional associé de Lyon, 1999.
- [207] J.-C. GILLE, '*Introduction aux systèmes asservis non linéaires*', Dunod Université, édition BORDAS, Paris, 1977.
- [208] R. PRUDHOMME, '*AUTOMATIQUE - Tome 2 : Techniques binaires, systèmes asservis continus ou échantillonnés, Systèmes asservis non linéaires, Identification, Optimisation quadratique*', Collection du Conservatoire National des Arts et Métiers, édition Masson et C^{ie}, Paris, 1974.
- [209] J. RICHalet, '*Pratique de l'identification*', Traité des Nouvelles Technologies, série automatique, Hermes, 1991.
- [210] G. SCORLETTI, '*Approche unifiée de l'analyse et de la commande des systèmes par formulation LMI*', Université de Paris-Sus, UFR scientifique d'Orsay, Mémoire de thèse, numéro d'ordre 4824, Orsay, juin 1997.
- [211] C. SCHERER, et S. WEILAND, '*DISC course on Linear Matrix Inequalities in Control*', Lecture notes, <http://www.wbmt.tudelft.nl/sr/personal/scherer>, avril 1999.
- [212] S. BOYD, L. EL GHAoui, E. FERON, et V. BALAKRISHNAN, '*Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory*', SIAM studies in applied mathematics, vol. 15, 1994.
- [213] M. KOTHARE, P. CAMPO, M. MORARI, et C. NETT, '*A unified framework for the study of anti-windup design*', Automatica, 30(12), p. 1869-1883, 1994.
- [214] G. SINGER, '*10. PID INTEGRATOR WINDUP / BUMPLESS TRANSFER*', Notes de cours sur internet : staff.dcc.humber.ac.uk/~gsinger/Egb153L10.pdf, University of Lincoln/ Department of Engineering/ Control Engineering, England, 2002.
- [215] T. SPOORMAN, '*Commande robuste d'une transmission infiniment variable avec saturations*', Rapport de travail de fin d'étude, Renault/ DR/ 64250 et TU Deft/ Faculté de Génie Mécanique/ Département d'automatique, 2000.
- [216] C. SCHERER, P. GAHINET, et M. CHILALI, '*Multiobjective output-feedback control via LMI optimization*', IEEE transactions on automatic control, vol. 42, n°7, juin 1997.

Bibliographie des citations

- [217] Jean-Paul II, '*Redemptor hominis*', Lettre encyclique, n. 15: AAS 71 (1979), 4 mars 1979, pp. 286-289. http://www.vatican.va/holy_father/john_paul_ii/encyclicals/documents/hf_jp-ii_enc_04031979_redemptor-hominis_fr.html
- [218] Jean-Paul II, '*Evangelium vitae*', Lettre encyclique, n. 69: AAS 87 (1995), 25 mars 1995, p. 481. http://www.vatican.va/holy_father/john_paul_ii/encyclicals/documents/hf_jp-ii_enc_25031995_evangelium-vitae_fr.html
- [219] Jean-Paul II, '*Discours pour le 600^e anniversaire de l'Université jagellone de Cracovie*', n. 4 : La Documentation catholique, 94 (1997), 8 juin 1997, p. 677
- [220] Jean-Paul II, '*Fides et Ratio*', Lettre encyclique, 14 septembre 1998, http://www.vatican.va/holy_father/john_paul_ii/encyclicals/documents/hf_jp-ii_enc_15101998_fides-et-ratio_fr.html