



**HAL**  
open science

# Modélisation de systèmes complexes, rapides et pseudo-stables. Application a l'étude du comportement en régime établi des véhicules routiers

Pierre Laurence

► **To cite this version:**

Pierre Laurence. Modélisation de systèmes complexes, rapides et pseudo-stables. Application a l'étude du comportement en régime établi des véhicules routiers. Automatique / Robotique. Université de Haute Alsace - Mulhouse, 1998. Français. NNT: . tel-00732472

**HAL Id: tel-00732472**

**<https://theses.hal.science/tel-00732472>**

Submitted on 14 Sep 2012

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# THESE

Présentée pour l'obtention du titre de :

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE HAUTE ALSACE

(arrêté du 23 novembre 1988)

Spécialité E.E.A

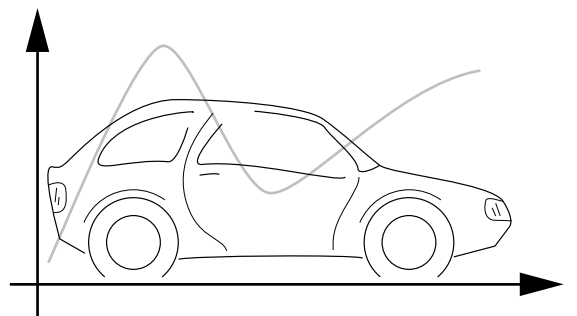
par

Pierre LAURENCE

**MODELISATION DE SYSTEMES COMPLEXES,  
RAPIDES ET PSEUDO-STABLES.  
APPLICATION A L'ETUDE DU COMPORTEMENT EN  
REGIME ETABLI DES VEHICULES ROUTIERS**

Soutenue publiquement le 2 juin 1998 devant la commission d'Examen :

Mr. A. Rachid (Professeur à l'Université d'Amiens)	Rapporteur externe
Mr. A. Richard (Professeur à l'Université H. Poincaré, Nancy 1)	Rapporteur externe
Mr. M. Renner (Directeur de l'ENSITM de Mulhouse)	Examinateur
Mr. P. Coutant (Responsable "Système véhicule - Simulateurs" - Renault)	Examinateur
Mr. M. Basset (Maître de conférences à l'ESSAIM de Mulhouse)	Co-directeur de thèse
Mr. G.L. Gissingier (Professeur à l'ESSAIM de Mulhouse)	Directeur de thèse



---

A Cécile,  
A mes parents.

---



# Remerciements

Le travail présenté dans ce mémoire de thèse a été effectué à l'Ecole Supérieure des Sciences Appliquées pour l'Ingénieur de Mulhouse. Que Monsieur le Professeur F.M. SCHMITT, directeur de cette école, soit remercié d'avoir bien voulu m'accueillir au sein de son établissement.

Je tiens à adresser mes plus vifs et plus sincères remerciements à Monsieur le Professeur G.L. GISSINGER, directeur de thèse, pour son encadrement exemplaire et ses précieux conseils. Son travail d'orientation et de coordination a largement contribué à l'aboutissement de mes recherches.

Je remercie particulièrement Messieurs les Professeurs A. RICHARD et A. RACHID rapporteurs externes de cette thèse, de l'intérêt qu'ils ont, tous deux, porté à mon travail.

Cette liste de remerciements serait incomplète si je n'adressais pas des pensées particulières à Monsieur M. BASSET, co-directeur de thèse, pour sa collaboration constructive tout au long du déroulement de cette thèse.

Je tiens à exprimer ma gratitude envers Messieurs P. COUTANT et M. FERVEL, partenaires industriels de cette thèse, pour avoir mis à ma disposition les éléments nécessaires au bon déroulement de mes travaux et pour la confiance qu'ils m'ont témoignée.

Je tiens à adresser toute ma profonde reconnaissance et ma gratitude à toutes les personnes qui, de près ou de loin, m'ont aidé, conseillé et encouragé, notamment Messieurs Y. CHAMAILLARD, J.D. ACKERMANN, J.P. LAUFFENBURBER, T. STEMMELEN et M. HASENFORDER. La liste serait évidemment trop longue pour citer toutes les personnes ayant apportées leur pierre à l'édifice. Aussi, une dernière fois Merci !

**Pierre LAURENCE**



# Résumé

La puissance des outils informatiques et électroniques disponibles aujourd'hui favorise le travail de l'automaticien en lui permettant d'utiliser et de développer des techniques de modélisation et d'identification de plus en plus puissantes. Avant même de commencer l'élaboration d'un modèle, il est utile d'en connaître l'application future car c'est elle qui permettra d'orienter le choix du type de modèle: un modèle de représentation, issu de la phase d'identification, ou un modèle de connaissance, issu de la phase de modélisation. Une fois ce choix arrêté, l'automaticien doit se conformer à une méthodologie rigoureuse basée sur trois étapes qui sont: l'étape qualitative, l'étape quantitative et la validation. Obtenir un modèle convenable, selon la précision désirée, nécessite enfin de nombreuses itérations, remettant systématiquement en question toute la stratégie initiale.

Cette démarche reste vraie, et son application est conseillée, lors de la modélisation du système "véhicule". Bien souvent qualifié de "complexe", ce système comporte énormément de non-linéarités et la description de son comportement par un modèle de connaissance aboutit souvent à des formulations mathématiques lourdes. En outre, le modèle ne peut être exclusivement "de connaissance" car la science ne permet pas encore de décrire microscopiquement le comportement de tous les organes et en particulier du pneumatique. On ne peut modéliser le comportement du pneumatique de façon fiable qu'en utilisant un modèle dont les paramètres sont identifiés à la suite de relevés expérimentaux. Seule cette solution donne entière satisfaction actuellement.

Le pneumatique constitue un élément essentiel à la compréhension du comportement transversal et/ou longitudinal du véhicule. Soumis à des efforts suivants les trois axes principaux ( $x$ ,  $y$  et  $z$ , respectivement *longitudinal*, *transversal* et *vertical*), il fait l'objet à lui seul de l'attention de bon nombre de chercheurs exerçant dans le monde de l'automobile. Les autres composants du véhicule ont aussi initié des recherches poussées et en particulier les modèles de suspension, utiles pour trouver les meilleurs compromis entre confort et tenue de route. Une analyse fine des fréquences propres caractéristiques et des réponses indicielles est nécessaire pour y parvenir.

Une étude phénoménologique des différentes grandeurs caractérisant le comportement transversal du véhicule comme la vitesse de lacet (vitesse de rotation du véhicule autour de son axe vertical), les dérives (angles existant entre l'axe longitudinal du véhicule et le vecteur vitesse) ou encore l'accélération transversale, explique clairement les phénomènes de sousvirage et de survirage.

Tous les véhicules sont conçus pour être naturellement sousvireurs. Néanmoins, lors de sollicitations particulières, ne présentant pourtant aucune singularité aux yeux d'un néophyte, certains véhicules entrent en phase de survirage. Considéré comme critique, le survirage peut se révéler très dangereux pour un conducteur inexpérimenté. Actuellement, ce genre de situations, et bien d'autres encore, font l'objet des principales préoccupations des constructeurs automobile. En vue de l'amélioration de la sécurité, nous proposons l'analyse



du comportement statico-dynamique (régime établi) d'un véhicule routier sur adhérence dégradée, et en particulier sur sol mouillé, situation dans laquelle le taux d'accidents augmente considérablement.

Une des caractéristiques donnant une image du comportement statico-dynamique transversal d'un véhicule représente l'évolution du taux de sousvirage (grandeur physique reconstruite principalement à partir de l'angle au volant) en fonction de l'accélération transversale. Dans un premier temps, notre travail consiste à identifier cette courbe puis, dans un deuxième temps, de l'analyser afin d'en déduire des indicateurs objectifs de comportement transversal.

Identifier cette courbe statico-dynamique signifie fournir une fonction non-linéaire, qui peut être considérée comme le gain statique de la fonction de transfert liant le taux de sousvirage et l'accélération transversale. Nous approximons la courbe statico-dynamique par une **courbe de Bézier** dont les paramètres sont optimisés par un **algorithme génétique**, solution élégante et de surcroît rapide et robuste. La mise en application originale que nous faisons des courbes de Bézier couplées à l'optimisation par algorithmes génétiques permet d'approximer toutes les formes de gain statique non-linéaire rencontrées jusqu'à présent. Même les modèles de véhicules les plus élaborés ne sauraient être fidèles à la description mathématique que nous obtenons par ce procédé, et en particulier lors des phases de survirage.

Lorsque la représentation du comportement statico-dynamique est identifiée, nous quantifions le comportement transversal au travers d'indicateurs, uniquement en observant les singularités géométriques de cette représentation. Ceux qui ont été choisis comme les plus représentatifs du comportement statico-dynamique sont **l'équilibre**, donnant la tendance sousvireuse ou survireuse, **la progressivité** indiquant le mode des pertes d'adhérence et **l'adhérence transversale** qui est directement la valeur de l'accélération transversale maximum rencontrée et qui traduit donc le potentiel transversal du véhicule. La validation des méthodes de calcul a été faite en soumettant les résultats à des experts du domaine. On obtient ainsi une cotation objective des différents véhicules qui peut être utile, par exemple, pour modifier les réglages châssis ou le type de pneumatiques.

Malheureusement, l'expérience prouve que la cotation que donne un essayeur sur un véhicule peut être biaisée par son état d'esprit, son passé ou par tout autre évènement extérieur susceptible de modifier son jugement. Il est important de comparer alors la classification globale donnée par les pilotes avec celle donnée par les indicateurs objectifs. Classification globale signifie agréger les critères et les indicateurs pour n'obtenir qu'une seule note. Nous effectuons cette opération en utilisant **l'intégrale de Choquet par rapport à une mesure floue**. Cet outil mathématique puissant permet de tenir compte de la complémentarité et de la redondance entre les critères et lève les ambiguïtés de classification que peut donner une agrégation de type moyenne. Nous avons donc appliqué ce concept à la classification des véhicules par rapport à leur comportement statico-dynamique en agrégeant les indicateurs objectifs issus de la quantification. Dans un souci de globalité, nous proposons enfin une classification généraliste des véhicules en étudiant l'influence de critères tels que le confort ou le sentiment de sécurité.

Dans un avenir proche, la description mathématique du comportement sera utile à la validation des modèles et des simulations ainsi qu'à la comparaison et au réglage du comportement de différents véhicules avant même la fabrication d'un prototype. Les perspectives d'avenir plus lointaines sont principalement axées sur l'amélioration de la sécurité routière, en particulier en élaborant un système dit "copilote", actif ou passif, qui permettra d'informer le conducteur de la situation qu'il traverse, en temps réel.

# Abstract

The vehicle is a complex system which requires a heavy knowledge model to be described accurately. The tyre, an essential component of the vehicle handling qualities, is a non-linear element and only a representation model can express its behaviour. To model the system called "vehicle", control engineers currently use a compound model that comprises a knowledge model for one part, and a representation model for another part. If the vehicle can be modelled with a transfer function describing the lateral acceleration according to the steering wheel angle, the static gain is nevertheless the image of the steady-state behaviour of the vehicle.

All standard vehicles are designed to naturally understeer. But, for ordinary manoeuvres performed by a novice driver, some vehicles can oversteer, which becomes a critical situation for him. For many years, car manufacturers have focused their research on avoiding this kind of situation and on improving safety. Following the same aims, the present study is about the steady-state behaviour of a vehicle through the analysis of the geometrical particularities of the curve giving the evolution of the steering wheel angle according to the lateral acceleration.

To identify this curve, a Bezier curve is used. Its parametric definition can approximate any shapes. The parameters of the curve are optimized thanks to genetic algorithms which is not only a neat solution but also a fast and robust one.

Once the curve is identified, three indicators are quantified to give the image of the behaviour. They are: "equilibrium" which translates the understeering or oversteering tendency of the vehicle, "progressiveness" which indicates the way the vehicle loses and regains grip and "lateral potential", which is the direct maximum value of the lateral acceleration. The results are validated by consulting experts in the domain.

Unfortunately, the assessment given by a test-driver about a vehicle can be distorted by any external events liable to modify his judgment. It is then important to compare the global classification given by test-drivers and the one given by objective quantification. To aggregate the (subjective and/or objective) assessments for the classification of the vehicles, the Choquet integral with respect of fuzzy measure is used. This powerful mathematical tool allows taking account of complementarity and redundancy between the criteria and avoids ambiguities in the classification obtained with a mean type operator. To conclude, a general classification is proposed studying the influence of criteria like comfort or safety feeling.

# Sommaire

<b>1</b>	<b>Dynamique du Système "Véhicule"</b>	<b>24</b>
1.1	Introduction . . . . .	24
1.2	Modélisation des systèmes . . . . .	25
1.2.1	Introduction . . . . .	25
1.2.2	Stratégie de recherche d'un modèle . . . . .	26
1.2.3	Evolution du type de modèle . . . . .	26
1.3	Approches alternatives de modélisation . . . . .	28
1.3.1	Système expert . . . . .	28
1.3.2	Modélisation structurée . . . . .	28
1.3.2.1	Modélisation modulaire . . . . .	28
1.3.2.2	Modélisation objet . . . . .	29
1.4	Définitions . . . . .	29
1.4.1	Système d'axes . . . . .	29
1.4.2	Indices - Géométrie . . . . .	29
1.4.3	Régime statico-dynamique . . . . .	31
1.5	Le pneumatique . . . . .	32
1.5.1	Avant-propos . . . . .	32
1.5.2	Comportement longitudinal . . . . .	32
1.5.3	Comportement transversal . . . . .	33
1.5.4	Comportement couplé . . . . .	34
1.5.5	Modèles de pneumatique . . . . .	34
1.5.5.1	Introduction . . . . .	34
1.5.5.2	Modèle algébrique . . . . .	35
1.5.5.3	Modèle mécanique . . . . .	36
1.5.5.4	Modèle dynamique . . . . .	36
1.5.5.5	Conclusion . . . . .	36
1.6	Modèle vertical "quart de véhicule" . . . . .	37
1.6.1	Avant-propos . . . . .	37
1.6.2	Fréquences propres . . . . .	37
1.6.3	Etude des transmittances . . . . .	39
1.6.4	Autres fréquences propres . . . . .	39
1.7	Prise de virage . . . . .	42
1.7.1	Modèles de véhicules . . . . .	42
1.7.2	Modèle deux roues : "lacet-dérive" . . . . .	43
1.7.2.1	Introduction . . . . .	43
1.7.2.2	Hypothèses . . . . .	43
1.7.2.3	Ecriture du modèle . . . . .	44

1.7.2.4	Gain statique	45
1.7.2.5	Autres fonctions de transfert	46
1.7.3	Modèle de représentation	46
1.7.4	Etude phénoménologique	47
1.7.5	Etude du roulis	49
1.8	Survirage et sousvirage	50
1.8.1	Avant-propos	50
1.8.2	Phénomène de survirage	50
1.8.3	Phénomène de sousvirage	50
1.8.4	Analyse des tendances sousvireuses et survireuses	53
1.8.4.1	Avant-propos	53
1.8.4.2	Angle d'Ackerman - Prise de virage à vitesse réduite	53
1.8.4.3	Taux de sousvirage - Prise de virage à vitesse élevée	53
1.8.4.4	Analyse du taux de sousvirage	54
1.9	Conclusion	56
<b>2</b>	<b>Identification du comportement statico-dynamique transversal</b>	<b>58</b>
2.1	Introduction	58
2.1.1	Cahier des charges	58
2.1.1.1	Evaluation du comportement routier	58
2.1.1.2	Pourquoi cette recherche?	58
2.1.2	Stratégie de développement	59
2.2	Approche du problème	60
2.2.1	Le système "véhicule" et son environnement	60
2.2.2	Le système "véhicule" seul	61
2.3	Courbe statico-dynamique	62
2.4	Des données brutes au modèle	62
2.5	Acquisition des données	63
2.6	Filtrage temporel	63
2.7	Sélection des domaines de fonctionnement en régime établi	65
2.7.1	Avant-propos	65
2.7.2	Découpe temporelle	65
2.7.2.1	Reconstruction du parcours	65
2.7.2.2	Sélection temporelle	66
2.7.2.3	Découpe affinée	67
2.7.3	Sélection floue	67
2.7.3.1	Justification du choix de la méthode	67
2.7.3.2	Entrées	69
2.7.3.3	Détecteur "Pilote"	70
2.7.3.4	Détecteur "Réponse"	72
2.7.3.5	Détecteur "Statico"	73
2.7.4	Résultats	74
2.7.4.1	Régime établi	74
2.7.4.2	Mode perturbé	74
2.7.4.3	Exploitation	77
2.8	Lissage géométrique de la courbe	80
2.8.1	Avant-propos	80

2.8.2	Prospections . . . . .	80
2.8.3	Mise en application . . . . .	81
2.8.4	Richesse des nuages de points . . . . .	83
2.9	Représentation du comportement statico-dynamique . . . . .	85
2.9.1	Avant-propos . . . . .	85
2.9.2	Tests préliminaires . . . . .	85
2.9.2.1	Courbe à identifier . . . . .	85
2.9.2.2	Solution polynômiale . . . . .	86
2.9.2.3	Rotation de repère . . . . .	86
2.9.2.4	Régressions non-linéaires . . . . .	87
2.9.2.5	En résumé . . . . .	89
2.9.3	Courbes de Bézier . . . . .	89
2.9.3.1	Avant-propos . . . . .	89
2.9.3.2	Propriété . . . . .	89
2.9.3.3	Application au problème . . . . .	90
2.9.3.4	Mise en application . . . . .	95
2.9.3.5	Codage . . . . .	97
2.9.3.6	Elimination de cas . . . . .	97
2.9.3.7	Fonction d'adaptation . . . . .	99
2.9.3.8	Résultats . . . . .	99
2.9.3.9	Courbes de convergence . . . . .	103
2.10	Conclusion . . . . .	104
<b>3</b>	<b>Indicateurs de comportement</b>	<b>107</b>
3.1	Introduction . . . . .	107
3.2	Indicateurs subjectifs de comportement . . . . .	108
3.3	Indicateurs objectifs de comportement . . . . .	109
3.3.1	Avant-propos . . . . .	109
3.3.2	Equilibre . . . . .	111
3.3.3	Adhérence transversale . . . . .	111
3.3.4	Progressivité . . . . .	114
3.4	Conditions d'essai . . . . .	116
3.4.1	Avant-propos . . . . .	116
3.4.2	Dynamique angulaire . . . . .	116
3.4.3	Essais comportementaux . . . . .	117
3.4.3.1	Introduction . . . . .	117
3.4.3.2	Piste de Mireval . . . . .	117
3.4.3.3	Piste de Biltzheim . . . . .	117
3.4.3.4	Influence de l'architecture des trains . . . . .	118
3.5	Résultats . . . . .	119
3.5.1	Introduction . . . . .	119
3.5.2	Passages rapides . . . . .	119
3.5.2.1	Choix des sollicitations . . . . .	119
3.5.2.2	Remarque sur les sollicitations . . . . .	120
3.5.2.3	Résultats des indicateurs dans les passages rapides . . . . .	120
3.5.3	Essais sur cercle . . . . .	120
3.5.4	Fichiers issus de la sélection floue . . . . .	121

3.5.4.1	Avant-propos . . . . .	121
3.5.4.2	Essais "Mireval 94" . . . . .	121
3.5.4.3	Essais "Mireval 95" . . . . .	122
3.5.4.4	Essais "Mireval 96" . . . . .	123
3.5.5	Conclusion sur les résultats . . . . .	124
3.6	Evaluation subjective multicritère . . . . .	124
3.6.1	Avant-propos . . . . .	124
3.6.2	Mesure floue . . . . .	125
3.6.2.1	Avant-propos . . . . .	125
3.6.2.2	Quelques définitions préalables . . . . .	126
3.6.2.3	Définition d'une mesure floue . . . . .	126
3.6.3	Intégrales floues . . . . .	127
3.6.3.1	Avant-propos . . . . .	127
3.6.3.2	Intégrale de Sugeno . . . . .	127
3.6.3.3	Intégrale de Choquet . . . . .	127
3.6.3.4	Propriétés - Commentaires . . . . .	128
3.6.4	Indice de Shapley [SHA53] . . . . .	128
3.6.5	Indice d'interaction . . . . .	128
3.6.6	Identification des mesures floues . . . . .	129
3.7	Utilisation . . . . .	129
3.7.1	Avant-propos . . . . .	129
3.7.2	Définition des mesures floues . . . . .	129
3.7.3	Indices de Shapley . . . . .	130
3.7.4	Indices d'interaction . . . . .	131
3.7.5	Comparaison subjectif/objectif . . . . .	131
3.7.5.1	Classification subjective . . . . .	131
3.7.5.2	Classification objective . . . . .	132
3.7.5.3	Conclusion . . . . .	133
3.7.6	Classification généraliste . . . . .	133
3.7.6.1	Avant-propos . . . . .	133
3.7.6.2	Définition des mesures floues . . . . .	134
3.7.6.3	Indices de Shapley . . . . .	135
3.7.6.4	Indices d'interaction . . . . .	135
3.7.6.5	Véhicules d'essais . . . . .	135
3.7.6.6	Cotation de l'essayeur . . . . .	136
3.7.6.7	Classification . . . . .	136
3.8	Conclusion . . . . .	137

**Annexes** **147**

**A Algorithme de lissage** **147**

**B Courbes de Bézier** **148**

B.1	Présentation . . . . .	148
B.2	Polygone caractéristique . . . . .	148
B.3	Polynômes de Bernstein . . . . .	148
B.4	Définition d'une courbe de Bézier . . . . .	149

**C Algorithmes génétiques** **151**

- C.1 Présentation . . . . . 151
- C.2 Sélection . . . . . 152
- C.3 Croisement . . . . . 153
- C.4 Mutation . . . . . 153
- C.5 Boucle principale . . . . . 153

# Table des figures

1.1	Stratégie de modélisation . . . . .	27
1.2	Système expert . . . . .	28
1.3	Diagramme UML d'un système "quart de véhicule" . . . . .	30
1.4	Indices - Géométrie . . . . .	30
1.5	Comportement longitudinal du pneumatique . . . . .	33
1.6	Comportement transversal du pneumatique . . . . .	33
1.7	Courbe $D=f(Fz)$ . . . . .	34
1.8	Comportement couplé . . . . .	35
1.9	Fonction de Pacejka . . . . .	36
1.10	Modèle "quart de véhicule" à 2 degrés de liberté . . . . .	38
1.11	Diagramme de Bode pour la transmittance $T_1$ - Gain . . . . .	40
1.12	Diagramme de Bode pour la transmittance $T_1$ - Phase . . . . .	40
1.13	Diagramme de Bode pour la transmittance $T_2$ - Gain . . . . .	41
1.14	Diagramme de Bode pour la transmittance $T_2$ - Phase . . . . .	41
1.15	Réponse indicielle de la caisse . . . . .	42
1.16	Définitions des différentes grandeurs physiques . . . . .	43
1.17	Evolution du gain en fonction de la vitesse . . . . .	45
1.18	Diagramme phénoménologique . . . . .	48
1.19	Rapport de démultiplication en fonction de l'angle volant . . . . .	49
1.20	Phénomène de survirage . . . . .	51
1.21	Positionnement du véhicule lors d'un survirage . . . . .	51
1.22	Phénomène de sousvirage . . . . .	52
1.23	Positionnement du véhicule lors d'un sousvirage . . . . .	52
1.24	Prise de virage à vitesse réduite . . . . .	53
1.25	Sousvirage et survirage . . . . .	55
2.1	Stratégie de développement . . . . .	59
2.2	Le véhicule dans son milieu d'évolution . . . . .	60
2.3	Modèle de Hammerstein . . . . .	62
2.4	Capteurs embarqués . . . . .	63
2.5	Spectres en fréquence de $V_L, \psi, \gamma_T, \alpha_v$ . . . . .	64
2.6	Découpe manuelle du circuit . . . . .	66
2.7	Découpe temporelle dans le cas du sousvirage . . . . .	68
2.8	Découpe temporelle dans le cas du survirage . . . . .	68
2.9	Architecture de la sélection floue des domaines d'identification . . . . .	70
2.10	Partitions floues du détecteur "Pilote" . . . . .	71
2.11	Hypersurface du détecteur "Pilote" . . . . .	71
2.12	Partitions floues du détecteur "Réponse" . . . . .	72



2.13	Hypersurface du détecteur "Réponse" . . . . .	72
2.14	Partitions floues du détecteur "Statico" . . . . .	73
2.15	Comportement statico-dynamique transversal . . . . .	75
2.16	Comportement en mode perturbé . . . . .	76
2.17	Fichier brut . . . . .	78
2.18	Seuil "Statico" fixé à 0.1 . . . . .	78
2.19	Seuil "Statico" fixé à 0.4 . . . . .	79
2.20	Seuil "Statico" fixé à 0.7 . . . . .	79
2.21	Exemple de nuage brut et de son lissage géométrique . . . . .	81
2.22	Lissage par l'algorithme de la tortue . . . . .	81
2.23	Découpe du nuage brut dans le cas du sousvirage . . . . .	82
2.24	Découpe du nuage brut dans le cas du survirage . . . . .	82
2.25	Algorithme général de lissage . . . . .	83
2.26	Résultat du lissage dans le cas du sousvirage . . . . .	84
2.27	Résultat du lissage dans le cas du survirage . . . . .	84
2.28	Comportements à identifier . . . . .	86
2.29	Rotation du repère . . . . .	87
2.30	Exemple de mauvaise approximation . . . . .	88
2.31	Principe de l'approximation dans le cas du sousvirage . . . . .	90
2.32	Principe de l'approximation dans le cas du survirage . . . . .	90
2.33	Détection automatique des points d'ancrage . . . . .	93
2.34	Droite en représentation normale . . . . .	94
2.35	Elimination de cas . . . . .	98
2.36	Gabarit chaîné de la courbe de Bézier dans le cas du sousvirage . . . . .	100
2.37	Gabarit chaîné de la courbe de Bézier dans le cas du survirage . . . . .	100
2.38	Résultat de l'identification - sousvirage brutal . . . . .	101
2.39	Résultat de l'identification - sousvirage progressif . . . . .	101
2.40	Résultat de l'identification - survirage brutal . . . . .	102
2.41	Résultat de l'identification - survirage progressif . . . . .	102
2.42	Courbes de convergence des AG . . . . .	103
2.43	Courbes de Bézier associées . . . . .	103
2.44	Architecture complète . . . . .	105
3.1	Superposition de trois courbes lissées pour trois véhicules . . . . .	109
3.2	Superposition de trois courbes "modèle" pour trois véhicules . . . . .	110
3.3	Courbes identifiées pour un même véhicule lors de trois essais avec trois pilotes	110
3.4	Méthode de quantification de l'équilibre en sousvirage . . . . .	112
3.5	Méthode de quantification de l'équilibre en survirage . . . . .	112
3.6	Méthode de quantification de l'adhérence en sousvirage . . . . .	113
3.7	Méthode de quantification de l'adhérence en survirage . . . . .	113
3.8	Méthode de quantification de la progressivité en sousvirage . . . . .	115
3.9	Méthode de quantification de la progressivité en survirage . . . . .	115
3.10	Piste arrosée de Mireval . . . . .	117
3.11	Piste de Biltzheim . . . . .	118
B.1	Polygone caractéristique . . . . .	148
B.2	Représentation graphique des polynômes de Bernstein de degré 3 . . . . .	149

C.1	Bras de Baldwin . . . . .	152
C.2	Sélection par la roue de la fortune . . . . .	152
C.3	Croisement . . . . .	153
C.4	Mutation . . . . .	153

# Liste des tableaux

2.1	Table de décision du détecteur "Pilote" . . . . .	71
2.2	Table de décision du détecteur "Réponse" . . . . .	72
2.3	Table de décision du détecteur "Statico" . . . . .	74
3.1	Récapitulatif des trains arrières de tous les véhicules étudiés . . . . .	118
3.2	Indicateurs : Virage N° 7 de la piste de Mireval . . . . .	120
3.3	Indicateurs : Essais sur cercle . . . . .	121
3.4	Indicateurs subjectifs Mireval 94 . . . . .	121
3.5	Indicateurs objectifs Mireval 94 essayeur 1 . . . . .	122
3.6	Indicateurs objectifs Mireval 94 essayeur 2 . . . . .	122
3.7	Indicateurs subjectifs Mireval 95 . . . . .	122
3.8	Indicateurs objectifs Mireval 95 essayeur 3 . . . . .	123
3.9	Indicateurs subjectifs Mireval 96 . . . . .	123
3.10	Indicateurs objectifs Mireval 96 essayeur 3 . . . . .	123
3.11	Indicateurs objectifs Mireval 96 essayeur 4 . . . . .	123
3.12	Signification de l'indicateur I . . . . .	124
3.13	Indices de Shapley des indicateurs statico-dynamiques . . . . .	131
3.14	Indices d'interaction des indicateurs statico-dynamiques . . . . .	131
3.15	Cotations des essayeurs 1 et 2 lors de Mireval 94 . . . . .	131
3.16	Classification subjective en statico-dynamique . . . . .	132
3.17	Indicateurs objectifs normés . . . . .	132
3.18	Classification objective en statico-dynamique . . . . .	133
3.19	Définition des mesures floues pour une classification généraliste . . . . .	134
3.20	Indices de Shapley pour une classification généraliste . . . . .	135
3.21	Indices d'interaction pour une classification généraliste . . . . .	135
3.22	Cotation de l'essayeur pour une classification généraliste . . . . .	136
3.23	Moyenne de tous les critères pour une classification généraliste . . . . .	136
3.24	Moyenne de 4 critères pour une classification généraliste . . . . .	136
3.25	Intégrale de Choquet pour une classification généraliste . . . . .	137

# Liste des symboles

Grandeur	Unité	Désignation
$L$	$m$	Empattement
$L_1$	$m$	Demi-empattement avant
$L_2$	$m$	Demi-empattement arrière
$M$	$kg$	Masse du véhicule
$Dem$	<i>ratio</i>	Rapport de démultiplication
$I_{zz}$	$kgm^2$	Inertie de lacet
$E_1$	$m$	Voie avant
$E_2$	$m$	Voie arrière
$V_L$	$m/s$	Vitesse longitudinale au centre de gravité
$V_T$	$m/s$	Vitesse transversale au centre de gravité
$\gamma_L$	$m/s^2$	Accélération longitudinale au centre de gravité
$\gamma_T$	$m/s^2$	Accélération transversale au centre de gravité
$\dot{\psi}$	$^\circ/s$ ou $rad/s$	Vitesse de lacet
$\alpha_v$	$^\circ$	Angle volant
$\tau$	$^\circ$	Taux de sousvirage
$\delta$	$^\circ$ ou $rad$	Dérive au centre de gravité
$\delta_1$	$^\circ$ ou $rad$	Dérive au train avant
$\delta_2$	$^\circ$ ou $rad$	Dérive au train arrière
$D_1$	$N/rad$	Rigidité de dérive au train avant
$D_2$	$N/rad$	Rigidité de dérive au train arrière
$\beta$	$^\circ$ ou $rad$	Angle de braquage aux roues
$\psi$	$^\circ$ ou $rad$	Angle de lacet
$\theta$	$^\circ$ ou $rad$	Angle de roulis
$\varphi$	$^\circ$ ou $rad$	Angle de tangage
$\theta_s$	$rad/m/s^2$	Roulis spécifique
$\beta_A$	$^\circ$ ou $rad$	Angle d'Ackerman
$\Delta P$	$N$	Report de charges longitudinal
$F_x$	$N$	Effort longitudinal
$F_y$	$N$	Effort transversal
$F_z$ ou $N$	$N$	Effort vertical
$\mu_x$	<i>ratio</i>	Coefficient d'adhérence longitudinal
$\mu_y$	<i>ratio</i>	Coefficient d'adhérence transversal
$S_x$	$\%$	Glissement longitudinal
$K_s$	$^\circ/m/s^2$	Gradient de sousvirage
$\theta_{pap}$	$\%$	Consigne moteur
$P_f$	<i>bar</i>	Pression de freinage
$C_v$	$Nm$	Couple au volant

# Introduction générale

*Le simple écolier sait maintenant des vérités  
pour lesquelles Archimède eût sacrifié sa vie.*  
**Ernest Renan**

## Objectifs

L'amélioration de la sécurité automobile fait dorénavant partie des préoccupations principales des constructeurs automobile. Les études accidentologiques tendent à prouver que le risque d'accident est d'autant plus élevé que la chaussée est humide ou mouillée. Quel conducteur ayant un peu d'expérience ne s'est jamais fait surprendre pendant un orage d'été, lorsqu'il pleut sur une route grasse et arrosée? Le genre de situations critiques engendrées par de telles conditions ne permet pas au conducteur, néophyte en pilotage, de contrôler la trajectoire de son véhicule. C'est pourquoi nous avons décidé d'étudier le comportement des véhicules automobiles sur adhérence dégradée et en particulier sur route mouillée.

Le but de notre recherche consiste à formaliser des indicateurs objectifs de comportement en régime statico-dynamique transversal<sup>1</sup>. Pour ce faire, nous devons analyser les particularités géométriques de la courbe décrivant l'évolution du taux de sousvirage en fonction de l'accélération transversale. Cette fonction est fortement non-linéaire et diffère suivant le type de véhicule étudié ou de réglage (répartition anti-roulis, pneumatiques, ...). Afin d'étudier la caractéristique statique de façon fine, il est nécessaire de lui faire correspondre un modèle mathématique. Le travail présenté dans ce mémoire de thèse expose les solutions qui permettent d'aboutir à un modèle mathématique fiable, les méthodes d'analyse de la courbe caractéristique ainsi qu'un procédé conduisant à une classification finale. Cette dernière est faite en agrégeant les différents indicateurs objectifs en tenant compte de leur redondance ou de leur complémentarité. On obtient ainsi une note unique pour chaque véhicule ce qui permet de mettre en évidence l'influence que peuvent avoir les divers réglages sur le comportement du véhicule.

Cette recherche s'inscrit dans le cadre d'un projet baptisé COSAQUE (COmportement Sur Adhérence QUElconque) destiné à formaliser des indicateurs objectifs de comportement transversal. Ce projet, mené en collaboration avec RENAULT, est séparé en deux axes principaux. L'axe 1 traite du comportement statico-dynamique, c'est à dire en régime établi, et l'axe 2 analyse les modes perturbés. Ce mémoire de thèse formalise uniquement l'axe 1 en donnant les solutions adoptées pour satisfaire le cahier des charges.

---

1. Dans les milieux initiés, le régime statico-dynamique transversal correspond à un type particulier de régime établi du véhicule. Les termes "statico" et "dynamique" étant antinomiques, nous proposons au lecteur de se reporter au chapitre 1 pour une explication détaillée du terme.

## Organisation du document

Qualifier ou quantifier le comportement d'un système quel qu'il soit passe nécessairement par une phase de modélisation/identification, tout du moins de façon à définir une approche s'inscrivant dans une stratégie générale. Dans le chapitre 1, nous sensibilisons le lecteur à différentes méthodes et solutions mises à la disposition de l'automaticien pour aborder la modélisation ou l'identification des systèmes physiques. La difficulté principale liée à un système complexe est que son comportement dépend souvent de non-linéarités. Dans le cas du véhicule, il faut tenir compte non seulement des non-linéarités liées au pneumatique, mais aussi des couplages existants entre les sollicitations longitudinales, transversales et verticales. Même les modèles de connaissance les plus élaborés utilisent une modélisation dite "boîte grise". Certains sous-systèmes composant le système "véhicule" sont décrits par un modèle de connaissance et d'autres par un modèle de représentation. Dans le chapitre 1, nous proposons également une stratégie générale de modélisation/identification basée sur une méthodologie itérative. Enfin, nous présentons deux concepts de modélisation modernes : le système expert et la modélisation objet.

Le chapitre 1 contient également les informations et le vocabulaire essentiels à la compréhension de la dynamique des véhicules routiers. Nous présentons d'abord l'élément principal régissant le comportement d'un véhicule qui est le pneumatique. Nous expliquerons les caractéristiques générales de cet élément fortement non-linéaire et ce, en régime longitudinal, transversal et couplé. Puis, au travers d'un modèle simple à deux degrés de liberté, nous ferons une étude phénoménologique du système véhicule : lors d'une inscription dans un virage, les grandeurs physiques caractéristiques du comportement transversal évoluent avec des retards et des gains expliquant en particulier les phénomènes de survirage et de sousvirage.

Dans le chapitre 2, nous présentons le cheminement du traitement nécessaire à l'approximation de la caractéristique statico-dynamique transversale du véhicule. Après avoir filtré temporellement les données recueillies lors d'essais, nous sélectionnons les passages ou les points relevant du domaine en régime établi soit en faisant une découpe temporelle soit en utilisant un système d'inférences floues constitué de plusieurs blocs en cascade. Le résultat de cette sélection aboutit à un nuage de points qu'il faut lisser, ce que nous faisons grâce à un algorithme particulier basé sur un barycentre glissant couplé à une rotation de repère. De par ses diverses formes, la caractéristique statico-dynamique ne peut être identifiée avec des méthodes classiques du type moindres carrés. Nous avons élaboré un procédé permettant la description mathématique de la caractéristique statico-dynamique par une courbe de Bézier dont les paramètres sont optimisés par un algorithme génétique. Cette solution élégante évite les convergences vers des minimums locaux et aboutit rapidement à une bonne solution. De plus, la définition paramétrique des courbes de Bézier permet d'approximer toutes les formes de caractéristique statico-dynamiques possibles.

La caractéristique statico-dynamique approximée, nous présentons dans le chapitre 3 les méthodes d'analyse géométriques conduisant aux indicateurs objectifs de comportement. Pour valider les valeurs obtenues, nous avons comparé les résultats avec l'avis subjectif de pilotes-essayeurs. Or ces avis, issus du jugement humain, peuvent être biaisés par tout événement extérieur susceptible de modifier l'appréciation finale. En outre, la quantification des indicateurs de comportement doit pouvoir être utilisée, à terme, pour classer les véhicules entre eux, uniquement si les conditions d'essais sont similaires. Un classement nécessite l'agrégation des critères qu'ils soient subjectifs ou objectifs, ce que nous faisons grâce à l'intégrale de Choquet par rapport à des mesures floues. En utilisant cet outil, nous proposons donc une classification des véhicules en appréciant uniquement leur comportement transversal en

régime établi au travers de leur adhérence, de leur équilibre et de leur progressivité. Nous comparons ensuite les résultats obtenus par l'évaluation subjective et par la quantification objective. Dans un esprit de globalité, nous étudions enfin une classification généraliste des véhicules en prenant en compte des critères tels que le confort ou la sensation de sécurité.

Nous concluons par les applications que l'on peut faire des travaux présentés dans ce mémoire, et en particulier une aide à l'amélioration du comportement des véhicules dès la phase de CAO, d'où la nécessité d'une grande fiabilité et d'une grande précision dans l'identification du modèle de comportement statico-dynamique.

# Plan du chapitre 1

Un véhicule est un système rapide, complexe traversant des phases de stabilité et d'instabilité. Un des composants essentiels de son fonctionnement est le pneumatique. Son comportement sous efforts est fortement non linéaire. En effet, il est important d'étudier séparément, puis conjointement, son comportement longitudinal et son comportement transversal. Ces deux analyses permettent de définir les coefficients d'adhérence correspondant, tous deux fonction de l'état de la route sur laquelle le pneumatique évolue, mais aussi de la charge verticale qu'il supporte.

De nombreux modèles existent actuellement, utiles à la description du comportement du pneumatique, aussi bien en longitudinal qu'en transversal. Nous présenterons et commenterons trois types de modèles : le modèle algébrique, le modèle mécanique et le modèle dynamique.

Nous nous attarderons ensuite sur la modélisation du comportement vertical de l'ensemble pneumatique + caisse par un modèle dit "quart de véhicule". Nous verrons comment interviennent les différentes raideurs et les amortissements dans la tenue de route et dans la sensation de confort au travers de la réponse indicielle de la caisse et de l'analyse des diagrammes de Bode caractéristiques.

Grâce à un modèle simple à deux degrés de liberté (lacet et dérive), nous expliquerons la dynamique transversale d'un véhicule pour ensuite en faire une analyse phénoménologique ; car toutes les grandeurs physiques animant le véhicule interviennent avec des retards et des gains propres à chacune d'entre elles. Dans cette étude, les non-linéarités liées aux pneumatiques seront prises en compte et nous montrerons leurs interactions.

En dernier lieu, nous expliquerons les différences fondamentales de comportement que l'on peut rencontrer sur les véhicules en introduisant les notions de sousvirage et de survirage.



# Chapitre 1

## Dynamique du Système "Véhicule"

*L'esprit de l'homme accroît ses forces à proportion des forces que lui oppose la nature.*  
**Bernardin de Saint-Pierre**

### 1.1 Introduction

Ce chapitre présente les notions fondamentales de la dynamique véhicule, et en particulier de la dynamique transversale. Après avoir présenté quelques définitions essentielles ainsi que quelques concepts de modélisation, nous aborderons une présentation du comportement du pneumatique en sollicitation longitudinale, transversale et couplée ainsi que les différentes manières de le modéliser.

Un des modèles fondamentaux en terme de dynamique véhicule est le modèle vertical "quart de véhicule". Nous présenterons donc ce modèle en mettant en évidence les compromis à faire entre le confort et la tenue de route au travers d'une étude des fréquences propres.

Nous aborderons ensuite une présentation de la dynamique transversale du véhicule pris dans sa globalité ainsi que les phénomènes physiques engendrés essentiels à la compréhension du comportement transversal, pour terminer sur une étude détaillée des phénomènes de survirage et de sousvirage.

Ce chapitre n'étant pas exhaustif, le lecteur désireux de compléter son information pourra se reporter aux ouvrages cités ci-dessous qui font référence en matière de dynamique véhicule :

- ◇ T.D. GILLESPIE [GIL92]
- ◇ W.F. MILLIKEN et D.L. MILLIKEN [MIL95]

Ces deux ouvrages étudient le système véhicule dans sa globalité en détaillant tous les composants du véhicule ainsi que tous les phénomènes intervenant sur son fonctionnement comme les effets aérodynamiques ou encore l'état de la route.

- ◇ C. DEUTSCH [DEU70] qui est une approche axée principalement sur le génie mécanique en proposant les études de la conception des différents organes composant le véhicule et en particulier les éléments constituant les trains.
- ◇ E.O. DOEBELIN [DOE80] La partie traitant de la dynamique véhicule fait ici l'objet d'un chapitre de ce livre consacré à l'étude, selon une approche d'automatisme, de plusieurs systèmes.

- ◇ J.R. ELLIS [ELL69] Bien que cet ouvrage ne soit pas très récent, il regroupe les études détaillées de la dynamique des véhicules et propose même une simulation analogique du système "véhicule".
- ◇ M. MITSCHKE [MIT90] On trouvera dans ce livre toutes les informations de base nécessaires à la compréhension de la dynamique des véhicules routiers ainsi que des études de modèles simples complétés par des comparaisons avec le système réel.
- ◇ RENAULT S.A. [REN93] Document interne qui regroupe les conventions utilisées par le constructeur et les bases essentielles de la dynamique transversale.

## 1.2 Modélisation des systèmes

### 1.2.1 Introduction

Les outils électroniques et informatiques disponibles aujourd'hui ainsi que leur coût devenu très faible ouvrent des perspectives de développement et d'optimisation extrêmement poussées, et ce, dans des domaines d'utilisation très larges. Les développements ainsi envisagés permettent d'améliorer la conception des systèmes, leur contrôle et leur commande. Contrôler et commander un système nécessite donc une parfaite connaissance du processus et passe inévitablement par l'étude d'un modèle le décrivant. La pratique de la modélisation consiste à étudier et à observer tout ou partie d'un processus physique de façon à pouvoir donner un ensemble de relations mathématiques décrivant son comportement. Le modèle ainsi obtenu permettra de pouvoir commander, observer, comprendre, prévoir, etc...

Zeigler dit "Un modèle représente la façon d'organiser les connaissances que l'on a d'un système donné" [CEL91]. Le but de la modélisation est donc de donner une représentation rationnelle (mathématique et logique) du comportement d'un système physique avec une précision suffisante. Il est néanmoins important de souligner qu'un modèle, aussi précis soit-il, ne pourra en aucun cas être identique microscopiquement à la réalité physique du système. Dans l'absolu, un modèle n'est jamais exact et dire qu'une représentation mathématique est unique paraît utopique [BOR92], [STE96], [CHA96a], [WEB92].

Du point de vue de l'automaticien, la définition d'un modèle, c'est à dire la connaissance que l'on a d'un système, pourrait être :

*Un modèle est jugé satisfaisant s'il reproduit fidèlement le comportement du système qu'il décrit ou s'il est capable de prédire correctement le comportement du système décrit en réponse à un stimuli donné.*

On distingue en général deux catégories de modèles [DEL87], [LJU87] :

- ◇ Le modèle de connaissance issu de la phase de modélisation,
- ◇ Le modèle de représentation issu de la phase d'identification.

Les utilisations possibles des différentes classes de modèles sont diverses. On peut citer en particulier :

- ◇ La conception assistée par ordinateur (CAO),
- ◇ Les simulateurs,
- ◇ Le diagnostic,
- ◇ Les synthèses de lois de commandes.

### 1.2.2 Stratégie de recherche d'un modèle

On associe souvent la notion de luminescence à celle de modèle (introduite par [KAR76], reprise par [CEL91]). On définit ainsi le degré d'adéquation des relations composant un modèle vis-a-vis de la signification physique des variables qu'elles expriment. Ainsi un modèle dit "boîte blanche" correspondra à un modèle de connaissance et un modèle "boîte noire" à un modèle de représentation. Tous les niveaux intermédiaires définissent un modèle mixte dit "boîte grise". La figure 1.1 illustre le concept de luminescence ainsi que la démarche générale de modélisation.

Une fois le type de modèle choisi, la phase suivante est celle de comparaison itérative. Elle est essentielle dans la mise au point et l'amélioration du modèle. Même si l'étude est rigoureuse, le modèle ne peut pas donner de résultats satisfaisants dès la phase initiale. De nombreuses itérations sont nécessaires de façon à obtenir la meilleure adéquation. Après chaque rebouclage, selon les résultats et selon le type de modèle, il faut :

- ◇ Reconsidérer les hypothèses restrictives,
- ◇ Enrichir la description,
- ◇ Critiquer et corriger la structure du modèle (ordre, retard, ...),
- ◇ Vérifier la quantification des données numériques,
- ◇ Vérifier la pertinence du choix de la méthode d'identification,
- ◇ Accroître éventuellement le nombre de variables mesurées,
- ◇ Vérifier la précision des mesures (quantification),
- ◇ Après une étude fréquentielle, reconsidérer, si nécessaire, le type d'excitation des jeux de tests,
- ◇ Multiplier les mesures et étudier statistiquement leur qualité,
- ◇ Procéder, si nécessaire, à une nouvelle série de mesures.

Respecter ces règles permet d'aboutir à des modèles précis et respectueux des objectifs fixés. Toutefois, si la convergence vers un modèle adéquat est impossible, il faut reconsidérer les objectifs initiaux à la baisse ainsi que le critère de convergence.

### 1.2.3 Evolution du type de modèle

Comme présenté précédemment, il est possible de faire évoluer un modèle en modifiant et en vérifiant les hypothèses de départ, en complétant sa structure, etc... Il est aussi possible de le faire évoluer en parcourant transversalement la figure 1.1.

**Blanchir un modèle :** Il est possible de compléter un modèle de représentation par un sous-système dont on a parfaitement la connaissance. La puissance des outils informatiques et/ou électroniques aujourd'hui disponibles permet de faire fonctionner ce type de modèle en temps réel.

Une autre évolution possible est de choisir une structure de modèle de représentation "a priori" et d'identifier les paramètres du modèle de façon à ce qu'ils aient une signification physique [PAC97].

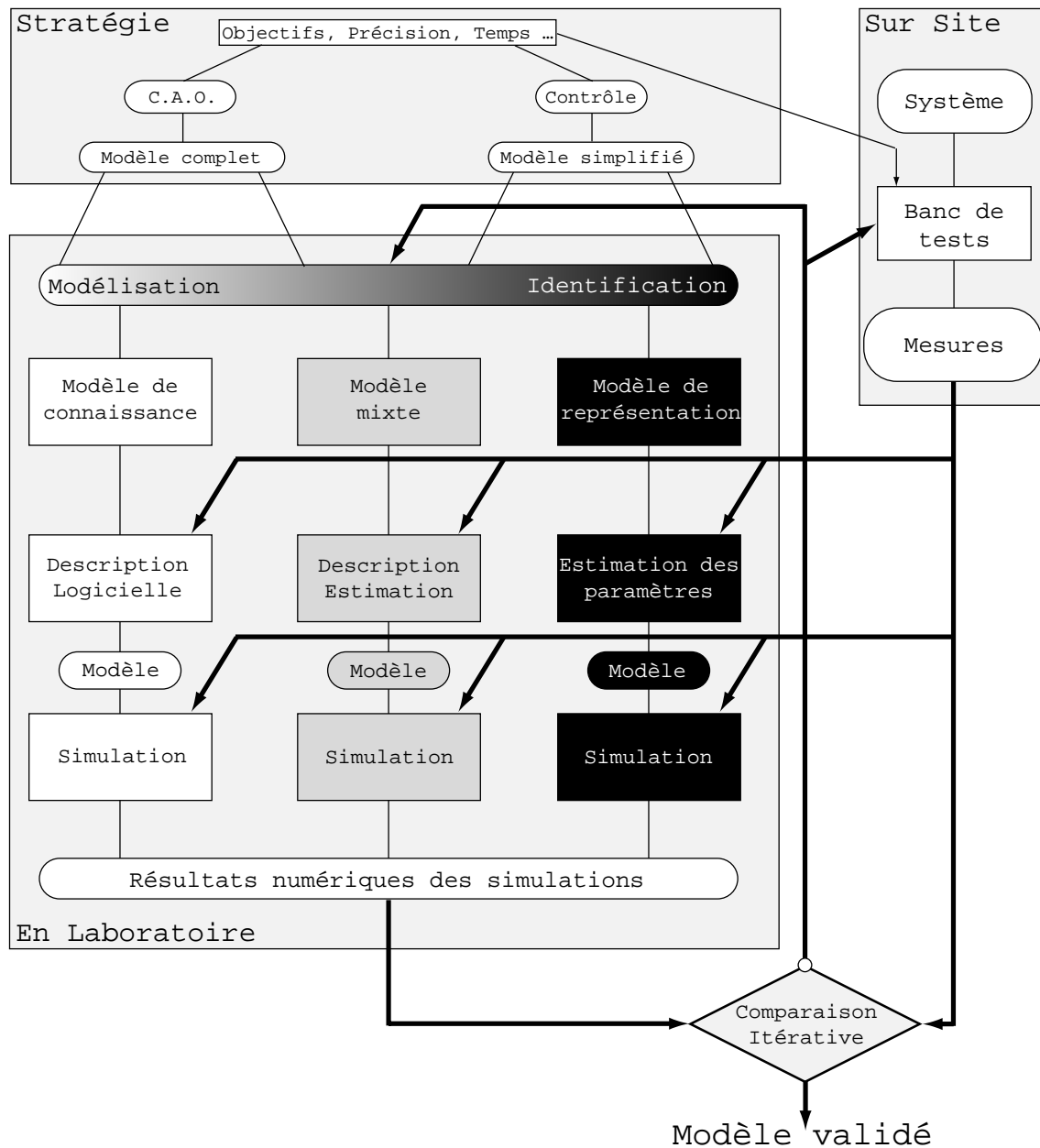


FIG. 1.1 – Stratégie de modélisation

**Noircir un modèle :** Bien souvent, le "noircissement" d'un modèle est nécessaire conduisant alors vers un modèle mixte. Lorsqu'un sous-système est mal connu ou difficilement modélisable par un modèle de connaissance, on décrit donc ce sous-système par un modèle de représentation.

Noircir un modèle peut aussi être utilisé dans le cadre d'une simplification de modèle et lorsqu'un sous-système peut être parfaitement décrit par un modèle de représentation.

### 1.3 Approches alternatives de modélisation

La puissance grandissante de l'outil informatique rend possible l'utilisation de solutions nouvelles qui surchargeaient précédemment les calculateurs. Nous avons choisi de présenter deux concepts essentiels.

#### 1.3.1 Système expert

Un même système peut donc être décrit par un des trois types de modèles précédemment décrits (de connaissance, de représentation ou mixte). On peut également imaginer de pouvoir décrire tous les sous-systèmes d'un processus soit par un modèle de représentation, soit par un modèle de connaissance. Ainsi, en fonction de l'application, ou du support informatique et/ou électronique sur lequel le modèle doit être utilisé, un système expert devra choisir au mieux les sous-modèles à connecter (Cf. figure 1.2). On peut ainsi adapter le modèle complet aux conditions d'utilisation.

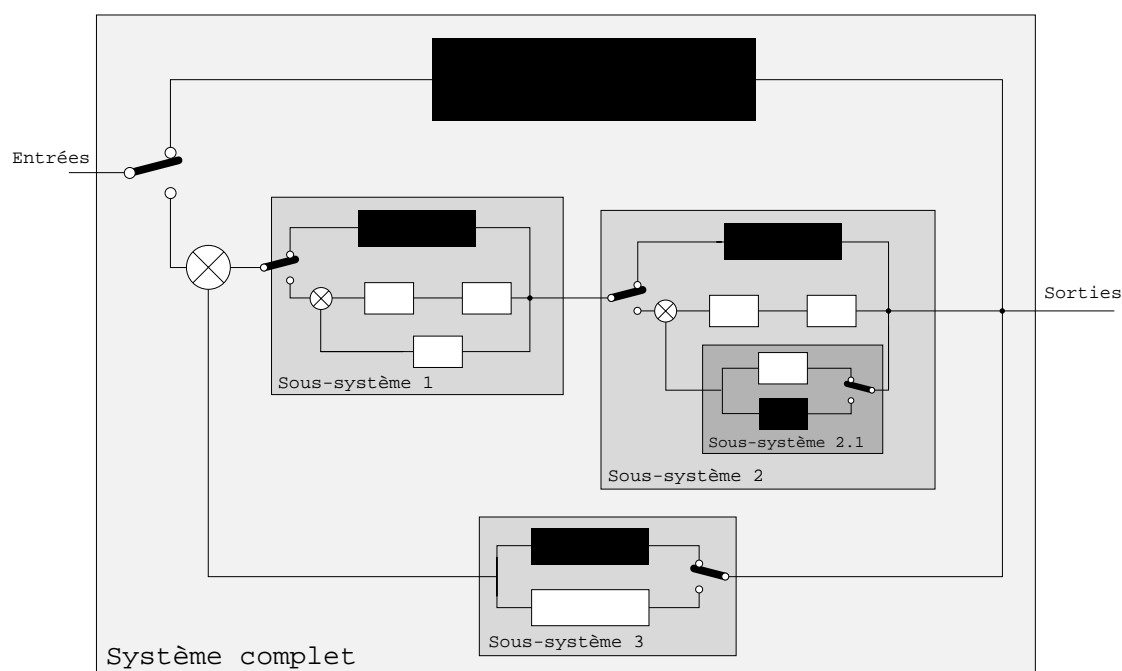


FIG. 1.2 – Système expert

#### 1.3.2 Modélisation structurée

##### 1.3.2.1 Modélisation modulaire

Sur la figure 1.2, on voit immédiatement apparaître le "découpage" d'un système en sous-systèmes. A chacun d'eux correspond un modèle. Ce genre de modélisation est appelé

"modélisation modulaire". Bien évidemment, chacun des sous-systèmes peut être lui-même modélisé par d'autres sous-systèmes.

### 1.3.2.2 Modélisation objet

Une autre façon d'organiser une modélisation structurée est d'utiliser les concepts de la modélisation objet, basée sur l'approche faite en informatique. Il est ainsi possible d'utiliser des opérateurs tels que la possession, l'héritage ou le polymorphisme. Il est bon de préciser que cette démarche prend de plus en plus d'ampleur dans la manière d'aborder les systèmes complexes et fait l'objet de recherches poussées en vue d'une généralisation d'approche. On peut citer notamment les travaux effectués dans le cadre de l'UML (Unified Modelling Language) [MUL97].

Pour prendre un exemple appliqué au véhicule, un élément de type "ressort" peut être modélisé par une équation simple de type  $F = Kx$ , un élément de type "amortissement" par  $F = \eta\dot{x}$  et une masse par  $F = M\ddot{x}$ . Lorsque l'on combine ces trois éléments, on peut modéliser le comportement vertical d'une suspension ou d'un pneumatique (Cf. §1.6 qui traite du modèle dit "des masses en chapelet"). On vient de construire un objet "suspension" à partir des objets "ressort", "amortissement" et "masse". Dans ce cas, on dit que "suspension" "possède" ces trois objets et "hérite" du système {masse + ressort + amortissement}. On peut poursuivre l'encapsulation en combinant les objets "pneumatique" et "suspension" pour obtenir un objet de type "quart de véhicule", etc... Étudier le système "quart de véhicule" signifie généralement calculer une réponse indicielle et des fréquences propres (Cf. §1.6). Que le quart de véhicule soit celui d'une automobile ou d'un camion (roues jumelées à l'arrière), les fonctions "Réponse\_indicielle()" et "Fréquences\_propres()" sont dites "polymorphes" car elles ne tiennent pas compte du type de système et appliquent le calcul de manière identique vu de la couche "1/4 de véhicule".

La figure 1.3 représente le diagramme "UML" d'un système "quart de véhicule". Le contour de flèche représente l'héritage et la flèche pleine traduit la relation de possession. Le chiffre mentionné à côté de la flèche donne la cardinalité : le quart de véhicule "automobile" utilise deux systèmes {masse + ressort + amortisseur} et le quart de véhicule "camion" trois, à cause des roues jumelées à l'arrière.

## 1.4 Définitions

### 1.4.1 Système d'axes

On définit le système d'axes lié au véhicule comme étant celui présenté sur la figure 1.4. On notera les vitesses de rotation autour des axes  $x$ ,  $y$  et  $z$  comme étant respectivement :

- ◇  $\theta$  : Roulis
- ◇  $\varphi$  : Tangage
- ◇  $\psi$  : Lacet

### 1.4.2 Indices - Géométrie

Les quatre roues du véhicule sont considérées comme les éléments d'une matrice  $2 \times 2$ . Ainsi l'indice des grandeurs physiques étudiées à l'avant porteront l'indice 1, à l'arrière l'indice 2. Il en est de même pour la partie gauche (indice 1) et la partie droite (indice 2).

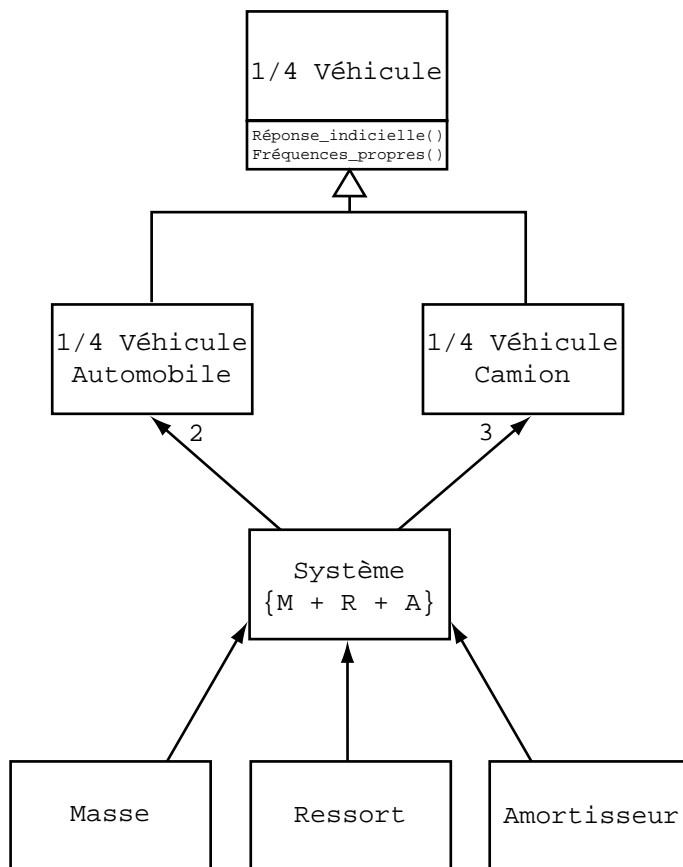


FIG. 1.3 – Diagramme UML d'un système "quart de véhicule"

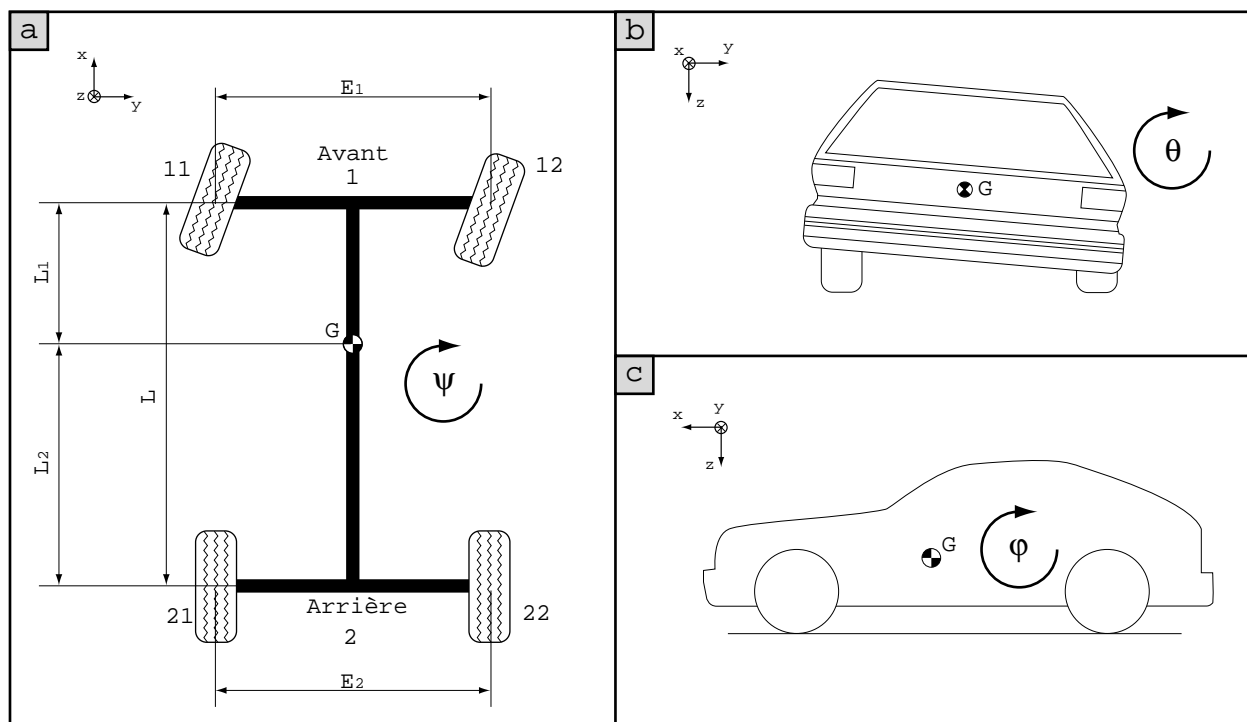


FIG. 1.4 – Indices - Géométrie

Les indices sont reportés sur la figure 1.4a. Les grandeurs physiques ne portant pas d'indice sont considérées au centre de gravité.

On définit également sur la figure 1.4a, la géométrie du véhicule :

- ◊ L : Empattement
- ◊ L1 (L2) : Demi-empattement avant (arrière)
- ◊ E1 (E2) : Voie avant (arrière)

### 1.4.3 Régime statico-dynamique

Avant d'aller plus avant, il est important de définir le *régime statico-dynamique transversal* qui constitue l'hypothèse de base de toute la recherche présentée dans ce mémoire.

Dans les milieux initiés, la définition d'un mouvement statico-dynamique est la suivante :

*C'est un mouvement dans lequel certaines variables restent constantes (mais pas toutes, sinon nous serions dans le cas particulier de la statique). Ces variables sont les facteurs qui définissent le mouvement de la voiture et sont susceptibles de varier en fonction du temps. Par exemple : la vitesse, l'accélération transversale, ... Dans un tel mouvement, le système de forces assurant l'équilibre de la voiture reste constant dans un repère lié à celle-ci.*

Pour prendre un exemple concret, lors d'un essai sur cercle, l'essayeur doit augmenter la vitesse longitudinale du véhicule lentement (accélération longitudinale constante et faible) de façon à ne génér aucun phénomène transitoire transversal vu du véhicule.

Un mouvement statico-dynamique ne représente pas le mouvement général d'un véhicule sur une route, même plane et horizontale. Mais, il présente l'avantage de pouvoir s'étudier simplement et il approche néanmoins fidèlement certains mouvements rencontrés dans la réalité.

Le mouvement statico-dynamique longitudinal ne fait pas l'objet de l'étude présentée dans ce mémoire. Notre travail de recherche porte exclusivement sur le comportement statico-dynamique transversal. On tient ici à faire la distinction entre deux types de régimes statico-dynamiques transversaux :

- ◊ Le domaine statico-dynamique transversal de première approche contient tous les points de mesure issus d'un essai de véhicule lorsque ce dernier est en régime établi. On parle de régime établi lorsque le comportement transversal du véhicule, à une sollicitation, n'est plus modifié après un temps considéré comme arbitrairement grand. D'un point de vue purement théorique, les conditions à remplir pour que le véhicule soit en mode statico-dynamique transversal sont :

- $\dot{\alpha}_v = 0^\circ/s$
- $\gamma_L = 0m/s^2$
- $\ddot{\psi} = 0^\circ/s^2$
- $\dot{\gamma}_T = 0m/s^3$
- $\dot{V}_T = 0m/s^2$

Ce type de mouvement ne peut se rencontrer que lors d'essais sur cercle à vitesse constante. Nous verrons dans le chapitre 3 le mode opératoire préconisé par la norme internationale pour ce type d'essais.



- ◊ Le deuxième type de régime statico-dynamique transversal est défini en posant des conditions de nullité uniquement sur l'évolution des sollicitations, c'est-à-dire la vitesse de braquage et l'accélération longitudinale. Dans ce cas, on considère que quelle que soit la réponse du véhicule à ces sollicitations, il est significatif d'observer les sorties, donc la vitesse de lacet, les dérives et surtout l'accélération transversale. Ce deuxième type de définition est utile quand on étudie le survirage, donc une instabilité qui par définition ne correspond pas au régime établi.

## 1.5 Le pneumatique

### 1.5.1 Avant-propos

L'explication du comportement du pneumatique soumis à des efforts est essentielle pour la compréhension de la dynamique des véhicules. Il constitue un élément fortement non-linéaire et la compréhension totale de son comportement n'est encore pas explicitée aujourd'hui. Certains auteurs proposent des modèles de représentation décrivant cet élément comme nous le verrons dans le paragraphe 1.5.5. Seule une description macroscopique cohérente du pneumatique peut être utilisée pour compléter les modèles de véhicules. Même si les autres éléments composant le véhicule (suspensions, antiroulis, ...) peuvent être modélisés par un modèle de connaissance, le modèle complet d'un véhicule sera nécessairement une représentation "boîte grise".

### 1.5.2 Comportement longitudinal

On caractérise le comportement longitudinal du pneumatique lorsqu'il est soumis à un couple moteur (accélération) ou de freinage (décélération). Ce couple est appliqué à une combinaison jante-pneumatique tournant sur une surface solide (figure 1.5a). La relation existant entre la vitesse relative du pneumatique et l'effort longitudinal naissant au pied de roue définit le comportement du pneumatique.

On définit le glissement longitudinal comme étant une grandeur sans dimension exprimée en pourcentage :

$$Sx = 100 \left( 1 - \frac{R \cdot \omega}{V_L} \right) \quad (1.1)$$

La caractéristique d'adhérence du pneumatique exprime le coefficient d'adhérence longitudinal  $\mu_x$  en fonction du glissement défini précédemment (figure 1.5b). L'expression du coefficient d'adhérence est la normalisation de l'effort longitudinal  $F_x$  (effort de traînée) par rapport à l'effort vertical  $F_z$  appliqué au pneumatique :

$$\mu_x = \frac{F_x}{F_z} \quad (1.2)$$

Sur la figure 1.5b, on a représenté plusieurs caractéristiques de comportement longitudinal pour différentes adhérences au sol. Le passage d'une caractéristique à l'autre est mal connu. Néanmoins, on remarque que les caractéristiques présentent un maximum autour duquel les systèmes de freinage régulés tels que l'ABS (Anti-lock Braking System) doivent maintenir le pneumatique.

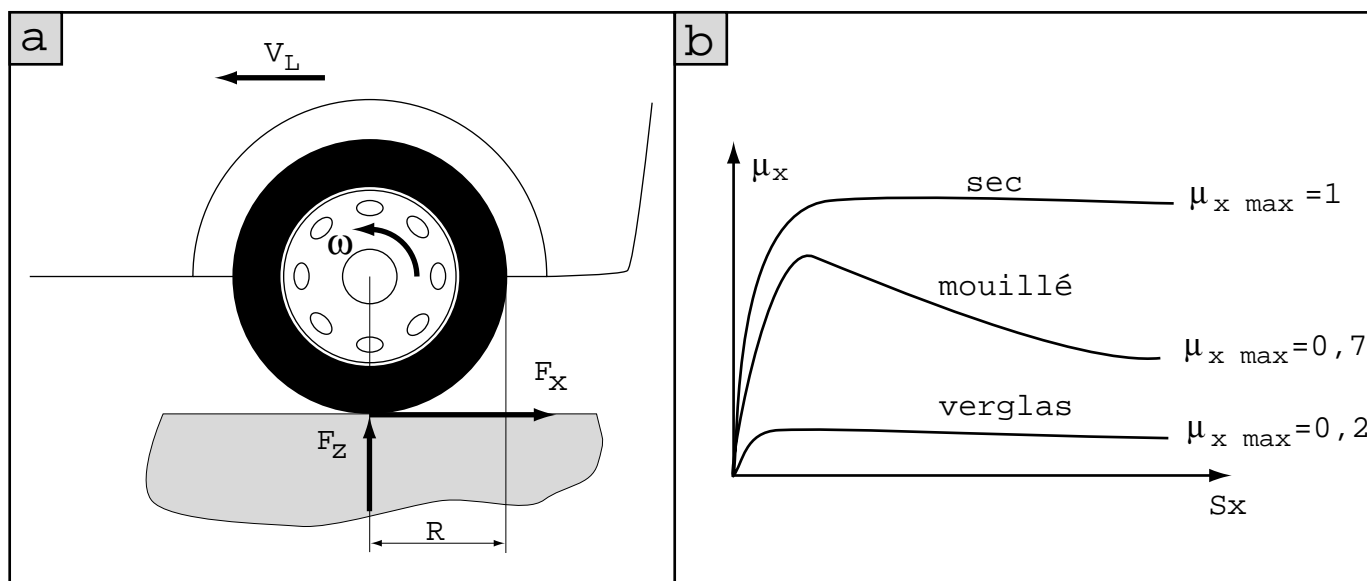


FIG. 1.5 – Comportement longitudinal du pneumatique

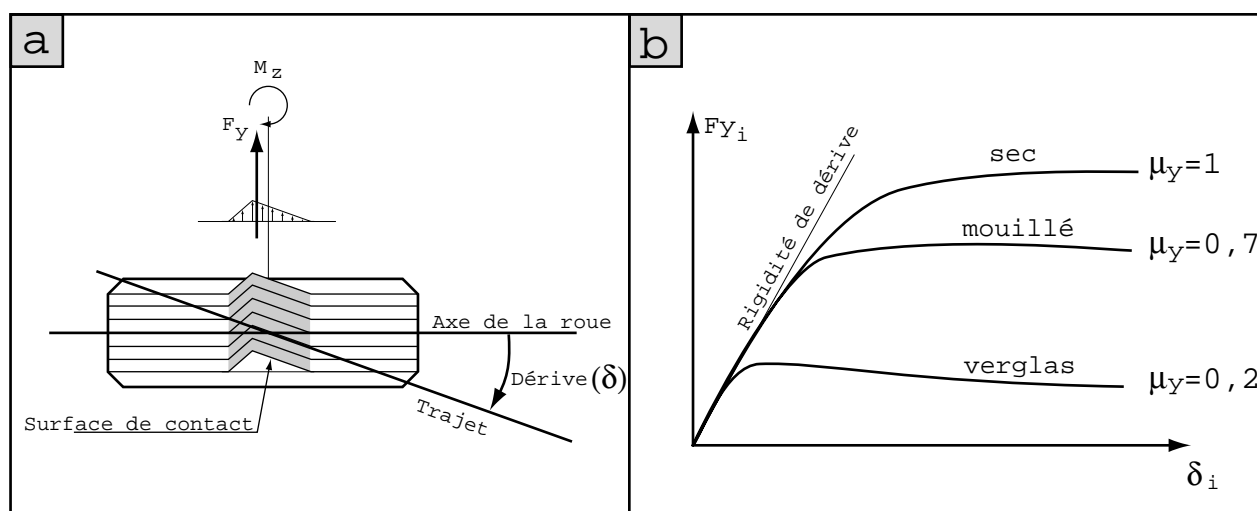


FIG. 1.6 – Comportement transversal du pneumatique

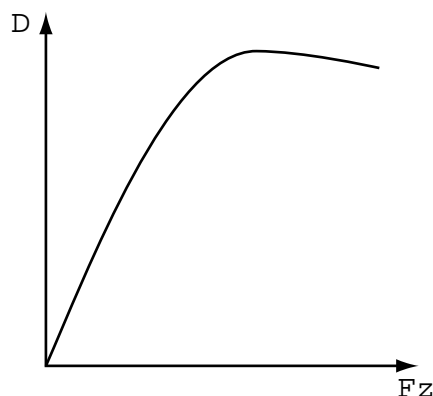
### 1.5.3 Comportement transversal

Une des principales fonctions du pneumatique est de transmettre les efforts transversaux au sol nécessaires au contrôle directionnel du véhicule. La déformation du pneumatique au niveau de la surface de contact génère une dérive (figure 1.6a). Par réaction à cette déformation, le pneumatique développe un effort transversal ( $F_y$ ) et un moment d'autoalignement ( $M_z$ ) proportionnel à l'effort transversal.

A l'instar du comportement longitudinal du pneumatique (§1.5.2), on définit un coefficient d'adhérence transversal comme étant :

$$\mu_y = \frac{F_y}{F_z} \quad (1.3)$$

On étudie généralement le comportement transversal du pneumatique en observant la

FIG. 1.7 – Courbe  $D=f(Fz)$ 

caractéristique  $Fy = f(\delta)$  (figure 1.6b). L'influence de la charge verticale sur le comportement du pneumatique influe en particulier sur la rigidité de dérive représentée par la pente à l'origine de la courbe précédemment citée. Elle est définie comme suit :

$$D = \frac{\partial Fy}{\partial Fz} \quad (1.4)$$

La fonction  $D = f(Fz)$  est elle aussi une fonction non linéaire. L'allure générale de cette caractéristique est présentée sur la figure 1.7. Lorsque l'effort transversal est trop important, le pneumatique admet une limite qui est différente suivant l'adhérence au sol. Le pneumatique glisse alors transversalement.

Si les deux pneumatiques d'un même train glissent en même temps sans augmentation de l'effort transversal (et/ou longitudinal), on dit que le train est saturé. Dans sa globalité, le comportement transversal du pneumatique est similaire à une saturation.

Il est bon de préciser que le comportement général du pneumatique est modifié, et généralement amélioré, avec une augmentation de sa température.

## 1.5.4 Comportement couplé

Lorsque le pneumatique est soumis à un effort suivant un axe, ses capacités d'adhérence sont diminuées suivant l'autre axe. Ainsi, une sollicitation transversale réduit le potentiel longitudinal et inversement. L'exemple donné sur la figure 1.8 illustre ce phénomène. En étudiant les sollicitations maximales selon les deux axes à angle de dérive constant, on définit l'ellipse limite qui caractérise le comportement couplé du pneumatique.

## 1.5.5 Modèles de pneumatique

### 1.5.5.1 Introduction

L'observation des relevés expérimentaux donnant les caractéristiques présentées dans les paragraphes précédents a conduit de nombreux auteurs ([PAC91], [RAT86], [ZAN89], [PAU95], [BAK87]) à se pencher sur la modélisation du pneumatique et de son comportement. Chacun d'entre eux l'a fait par une approche bien différente que nous présentons ci-après.

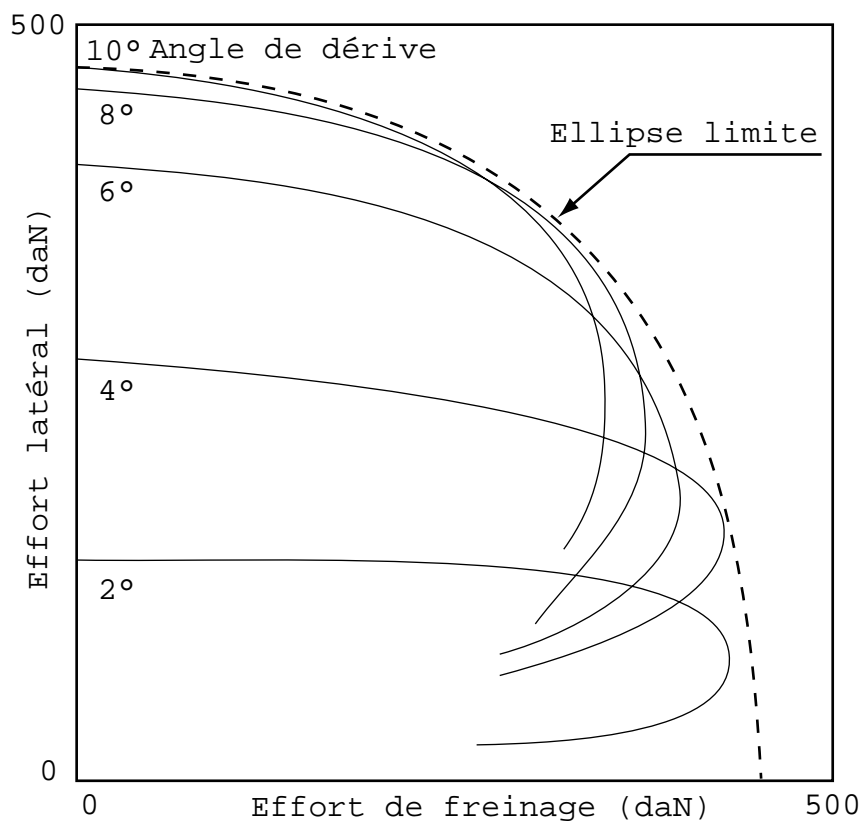


FIG. 1.8 – Comportement couplé

### 1.5.5.2 Modèle algébrique

Un des modèles les plus usités sans aucun conteste est la représentation algébrique de PACEJKA [PAC91], donc sous forme d'un modèle "boîte noire". Les formes des courbes d'adhérence s'apparentent à des fonctions trigonométriques dont les coefficients ont, malgré tout, une réalité physique et sont issus de relevés expérimentaux. La structure du modèle algébrique est :

$$y = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan(Bx))\}] \quad (1.5)$$

où:

- ◇ B : facteur de raideur,
- ◇ C : facteur de forme,
- ◇ D : valeur du pic,
- ◇ E : facteur de courbure.

et:

- ◇  $y$  : variable de sortie  $F_x$  ou  $F_y$
- ◇  $x$  : variable d'entrée  $S_x$  ou  $\delta$

La figure 1.9 représente l'allure d'une fonction de PACEJKA.

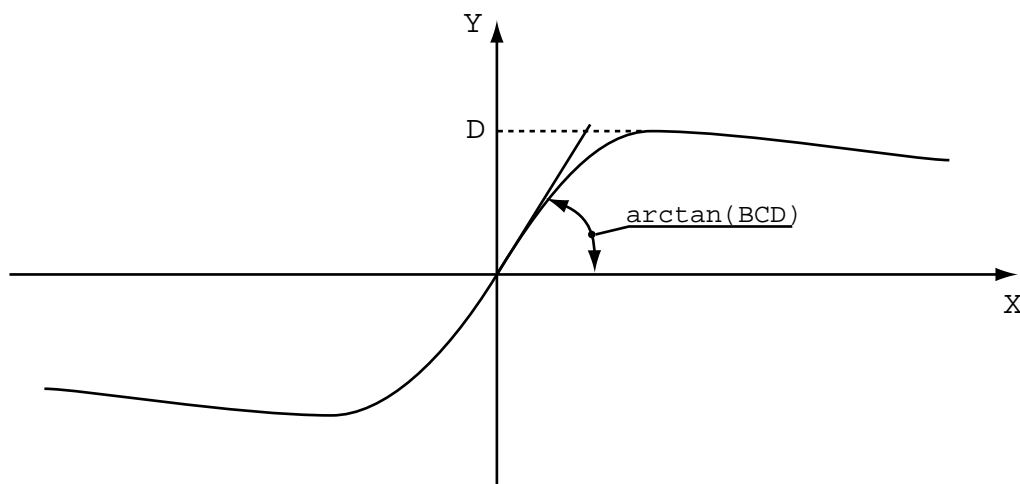


FIG. 1.9 – Fonction de Pacejka

Les fonctions ainsi obtenues permettent de recueillir les caractéristiques d'adhérence longitudinale et transversale, ainsi que le comportement vertical du pneumatique. On trouvera dans [PAC91] et dans [BAK87] un détail des modes opératoires et dans [PAU95], les dernières évolutions du modèle. On trouvera enfin dans [PAC97] une distinction claire entre le modèle statique présenté ci-dessus et le modèle dynamique, qui rejoint les hypothèses du modèle "poils de brosse" que nous aborderons un peu plus loin.

### 1.5.5.3 Modèle mécanique

[RAT86] propose une représentation simplifiée du comportement mécanique permettant de calculer le torseur d'efforts appliqué par le pneumatique à la jante. Pour ce faire, on examine la déformation de la surface de contact du pneumatique au sol et on considère chaque partie de l'aire de contact comme un élément de caoutchouc relié à la jante par deux ressorts, l'un longitudinal et l'autre transversal. Ce modèle a l'avantage d'être simple et de prendre en compte de nombreux paramètres comme la pression de gonflage ou encore la charge statique. Néanmoins, son élaboration nécessite de nombreux relevés expérimentaux, incontournables pour calibrer les équations.

### 1.5.5.4 Modèle dynamique

A l'inverse des deux modèles précédents, celui proposé par [ZAN89] exprime le comportement transitoire du pneumatique en considérant la surface de contact comme étant une brosse, chacun des poils représentant une portion élémentaire de la dite surface. On analyse les déformations des poils lors d'un freinage ou d'un virage, chacun d'entre eux possédant une raideur longitudinale et transversale. Ce modèle est une approche microscopique du pneumatique, mais demande une importante puissance de calcul et le paramétrage des équations est difficile.

### 1.5.5.5 Conclusion

En résumé, de chacun des trois modèles présentés dans les paragraphes précédents celui proposé par PACEJKA reste celui demandant le moins de puissance de calcul et le plus rapidement mis en œuvre. Même si le calage des paramètres de la fonction trigonométrique d'interpolation ne peut se faire qu'à partir de relevés expérimentaux, ce modèle est aujourd'hui la référence en la matière car celui utilisé par les manufacturiers de pneumatiques.

## 1.6 Modèle vertical "quart de véhicule"

### 1.6.1 Avant-propos

Présenter un chapitre sur les concepts fondamentaux de la dynamique des véhicules serait incomplet si le modèle vertical n'y était pas abordé.

Sur un véhicule, les composants mécaniques de base de la suspension sont reproduits 4 fois aux 4 roues. On étudie donc un quart du système, ce qui correspond à un véhicule équipé de quatre suspensions indépendantes.

Les hypothèses de validité de ce modèle stipulent qu'il n'existe aucun couplage entre les différents quarts de véhicule. La réalité est tout autre : les raideurs de torsion et de flexion du châssis, les barres anti-roulis et d'autres couplages lient les quatre quarts de véhicule entre eux. On pourra se reporter à [CHA96a] pour une étude détaillée et rigoureuse des modèles complets de véhicules.

La figure 1.10 donne la manière dont est modélisé le comportement vertical d'un quart de véhicule, dite des masses "en chapelet". Les différentes grandeurs caractéristiques sont définies comme suit :

- ◇  $M$  : masse suspendue égale à un quart de la masse du châssis,
- ◇  $m$  : masse non suspendue égale à la masse de la roue,
- ◇  $K_s$  : raideur de suspension,
- ◇  $C_s$  : amortissement de la suspension,
- ◇  $K_p$  : raideur du pneumatique,
- ◇  $C_p$  : amortissement du pneumatique,
- ◇  $Z_2$  : débattement de la caisse,
- ◇  $Z_1$  : débattement de roue,
- ◇  $Z_0$  : débattement au sol.

### 1.6.2 Fréquences propres

Là encore, un grand nombre d'auteurs ont analysé le comportement du véhicule grâce au modèle vertical en proposant des études fréquentielles ou temporelles [RAM97], [MOR95], [CHA96a].

Lorsqu'on écrit le principe fondamental de la dynamique appliqué aux deux solides "roue + caisse", on obtient les équations différentielles suivantes :

$$M\ddot{Z}_2 = K_p(Z_0 - Z_1) + C_p(\dot{Z}_0 - \dot{Z}_1) + K_s(Z_2 - Z_1) + C_s(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) \quad (1.6)$$

et

$$m\ddot{Z}_1 = K_s(Z_1 - Z_2) + C_s(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2) \quad (1.7)$$

On appelle "déflexion"  $\Delta l$  l'écrasement subit par une suspension portant une charge  $M$ , par rapport à sa longueur libre.

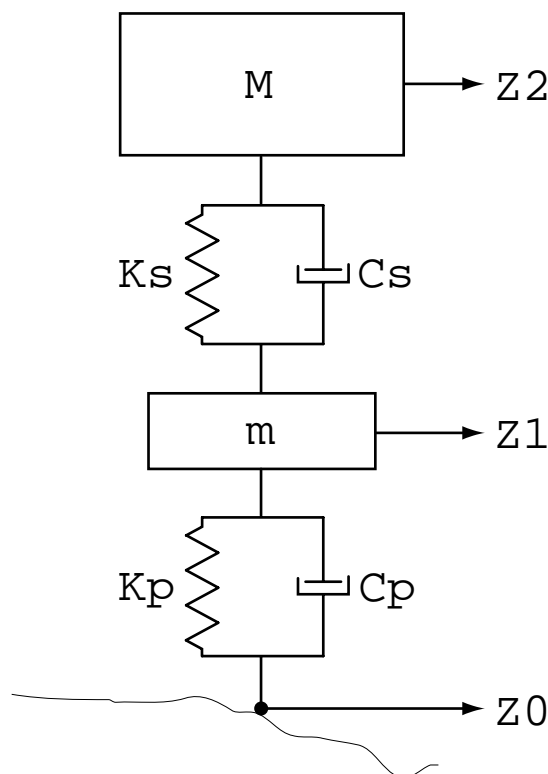


FIG. 1.10 – Modèle "quart de véhicule" à 2 degrés de liberté

$$\Delta l = \frac{Mg(K_p + K_s)}{K_p K_s} \quad (1.8)$$

Donc, plus les raideurs sont faibles, et plus les débattements sont élevés.

L'impression de confort est, quant à elle, liée aux fréquences propres de la suspension. On distingue le mode propre de caisse, appelé aussi "pompage" qui est:

$$f_{pompage} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_p K_s}{M(K_p + K_s)}} \quad (1.9)$$

et le mode propre de battement de roue défini par:

$$f_{roue} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_p + K_s}{m}} \quad (1.10)$$

Compte tenu que les valeurs de  $K_p$ ,  $C_p$  et  $C_s$ , sont fixées par construction, et au vu des trois dernières relations, on s'aperçoit que pour limiter la déflexion il faut augmenter  $K_s$ , que pour abaisser le pompage il faut diminuer  $K_s$ , et que pour augmenter le mode de battement de roue il faut augmenter  $K_s$ . Le meilleur compromis que l'on obtient pour un véhicule de tourisme est une fréquence de pompage d'un peu plus de 1Hz (pour éviter le mal de mer) et des modes de battement de roue aux alentours de 10Hz (pour augmenter la tenue de route).

En prenant un quart de véhicule avant de la R19 (véhicule test du laboratoire MIAM) comme exemple on peut citer les valeurs suivantes :

- ◇  $M = 302kg$ ,
- ◇  $m = 35kg$ ,

- ◇  $K_p = 135000N/m$ ,
- ◇  $K_s = 21500N/m$ ,
- ◇  $\Delta l = 0.16m$ ,
- ◇  $f_{pompage} = 1.25Hz$ ,
- ◇  $f_{roue} = 10.6Hz$ .

S'il est clair que l'on cherchera le meilleur compromis de raideur pour un véhicule de tourisme, le confort importe peu pour un véhicule de compétition pour lequel la valeur de  $K_s$  sera élevée ( $46000N/m \leq K_s \leq 59000N/m$  en fonction des réglages pour la Maxi Mégane qui courrait le championnat de France des rallyes en 1997).

### 1.6.3 Etude des transmittances

On étudie souvent les transmittances  $T_1(s)$  et  $T_2(s)$  pour avoir une représentation fréquentielle du confort et de la tenue de route. Elles sont définies comme étant :

$$T_1(s) = \frac{Z_1(s)}{Z_0(s)} = \frac{K_s K_p + (C_p K_s + C_s K_p)s + (C_s C_p + K_p M)s^2 + C_p M s^3}{D(s)} \quad (1.11)$$

et

$$T_2(s) = \frac{Z_2(s)}{Z_0(s)} = \frac{K_s K_p + (C_p K_s + C_s K_p)s + C_s C_p s^2}{D(s)} \quad (1.12)$$

avec

$$D(s) = K_s K_p + (C_p K_s + C_s K_p)s + (C_s C_p + K_s(m + M) + M(K_s + K_p))s^2 + (C_s(m + M) + C_p M)s^3 + m M s^4$$

On a tracé sur les figures 1.11, 1.12, 1.13 et 1.14 les diagrammes de Bode des transmittances  $T_1(s)$  et  $T_2(s)$  pour plusieurs valeurs de la raideur  $K_s$ . La figure 1.15 rassemble les réponses indicielles de la caisse pour plusieurs valeurs de l'amortissements  $C_s$ <sup>1</sup>.

On peut noter qu'une valeur de  $K_s$  importante implique une surtension qui déstabilise dangereusement le véhicule. La réponse indicielle de la caisse montre qu'un amortissement  $C_s$  élevé augmente le confort.

### 1.6.4 Autres fréquences propres

Le modèle vertical pris seul ne permet pas de calculer d'autres fréquences que celles de pompage, de battement de roue et de caisse/pneu. On se réfère souvent à d'autres fréquences propres caractéristiques du véhicule. De façon générale pour les véhicules de série, elles sont :

- ◇ pompage : 1 à 2 Hz (caisse/roue)
- ◇ battement de roue : 9 à 12 Hz (roue/pneu)
- ◇ caisse/pneu : 2 à 3 Hz

---

1. Pour la Maxi Mégane citée plus haut, la valeur de  $C_s$  est d'environ  $6000N/m/s$  en fonction des réglages.



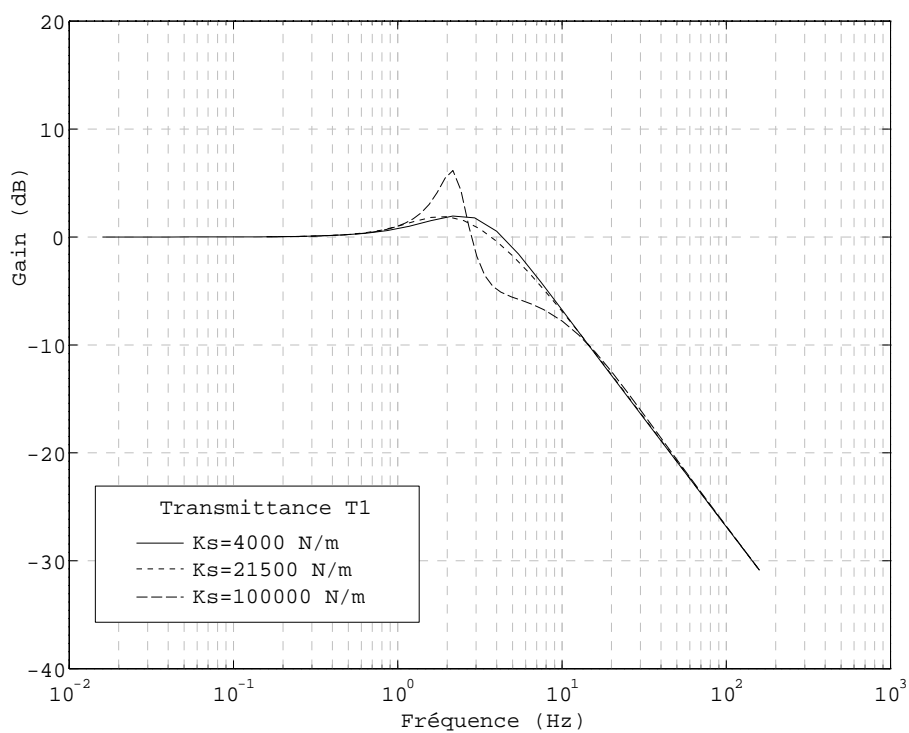


FIG. 1.11 – Diagramme de Bode pour la transmittance  $T_1$  - Gain

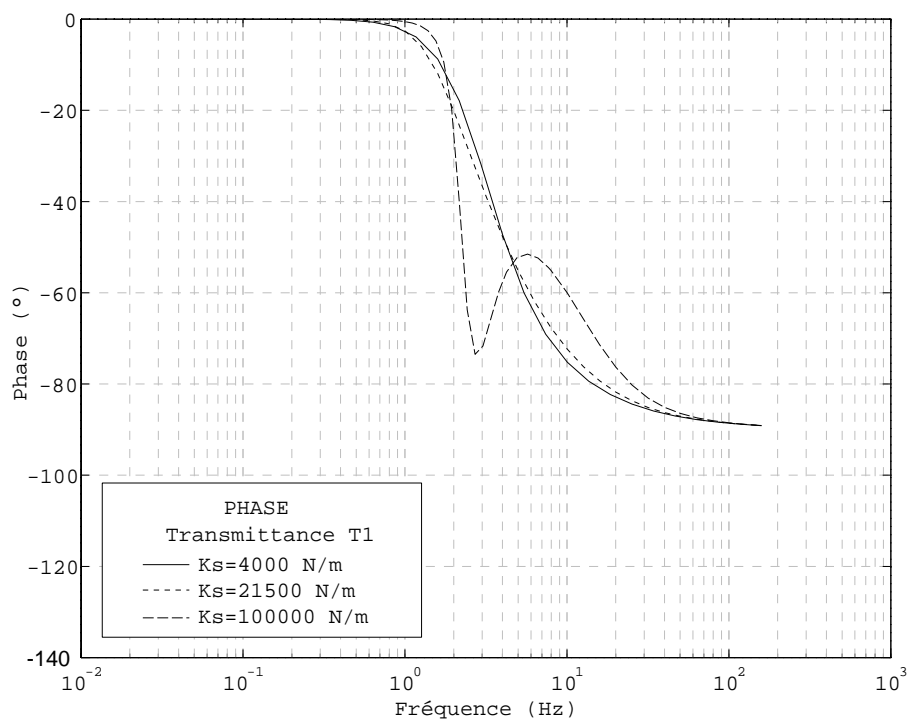


FIG. 1.12 – Diagramme de Bode pour la transmittance  $T_1$  - Phase

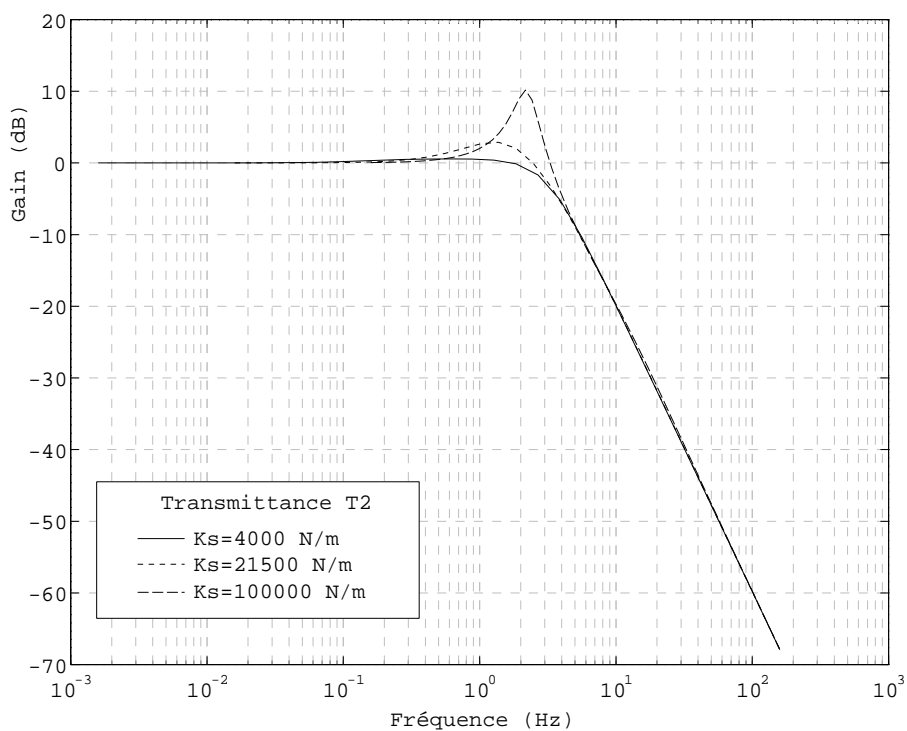


FIG. 1.13 – Diagramme de Bode pour la transmittance  $T_2$  - Gain

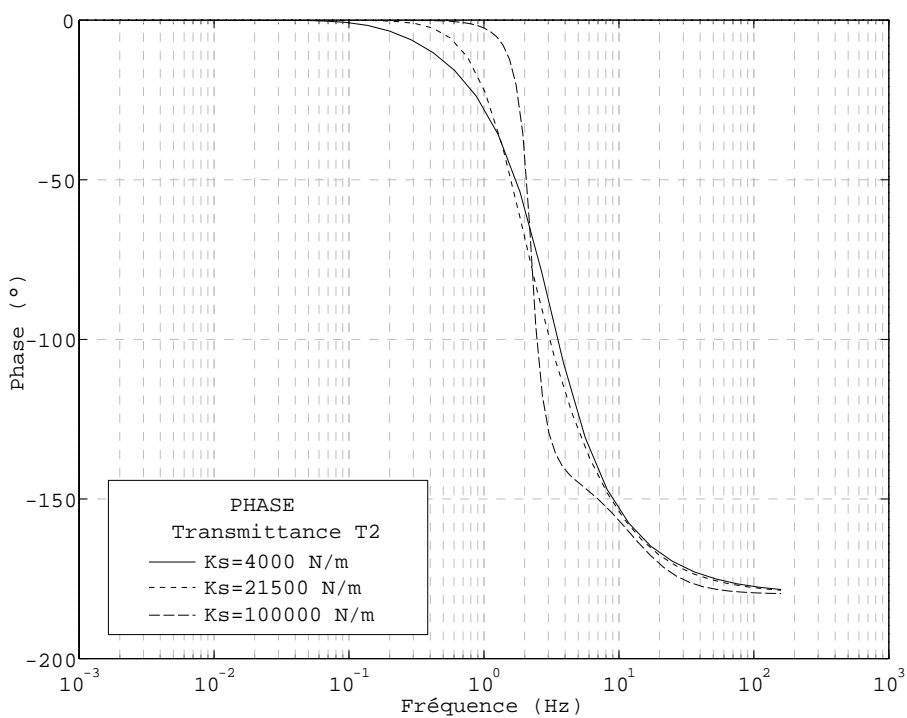


FIG. 1.14 – Diagramme de Bode pour la transmittance  $T_2$  - Phase

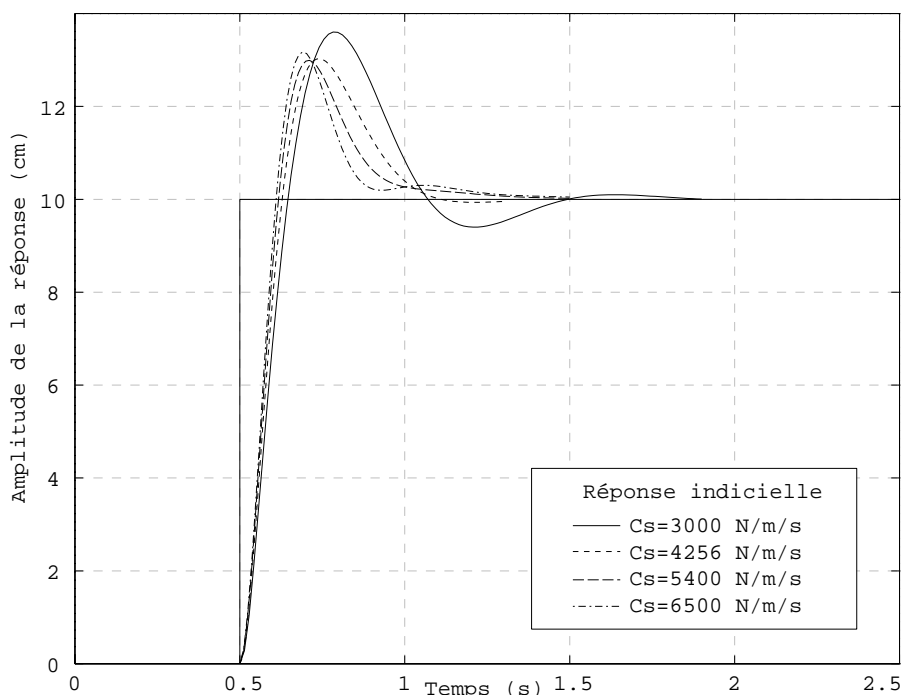


FIG. 1.15 – Réponse indicielle de la caisse

- ◇ roulis : 2 à 3 Hz
- ◇ tangage : 1 à 2 Hz
- ◇ lacet : 0.4 à 0.7 Hz
- ◇ longitudinal train avant : 15 à 20 Hz
- ◇ ballant pneu : 2.5 à 3.5 Hz

## 1.7 Prise de virage

### 1.7.1 Modèles de véhicules

Certains auteurs ont étudié et mis au point des modèles complets de véhicule [CHA96a]. Ce sont des modèles de connaissance détaillés et comportant une trentaine de degrés de liberté. Dans ce cas, on étudie des grandeurs physiques de première importance pour le comportement du véhicule comme par exemple la dérive, le lacet, le roulis ou encore le tangage, mais on s'attache également à modéliser des phénomènes beaucoup plus fins comme les braquages induits, les diverses déformations élastocinématiques et les régimes transitoires du pneumatique. Simuler le comportement d'un véhicule demande alors une importante puissance de calcul et le fonctionnement d'un tel modèle n'est pas envisageable en temps réel.

A contrario, le modèle le plus simple est sans conteste le modèle à deux degrés de liberté (Cf. §1.7.2). Il est utilisé par un panel très important d'auteurs car il permet bien souvent de valider une étude de faisabilité d'une commande ou d'une détection de défauts.

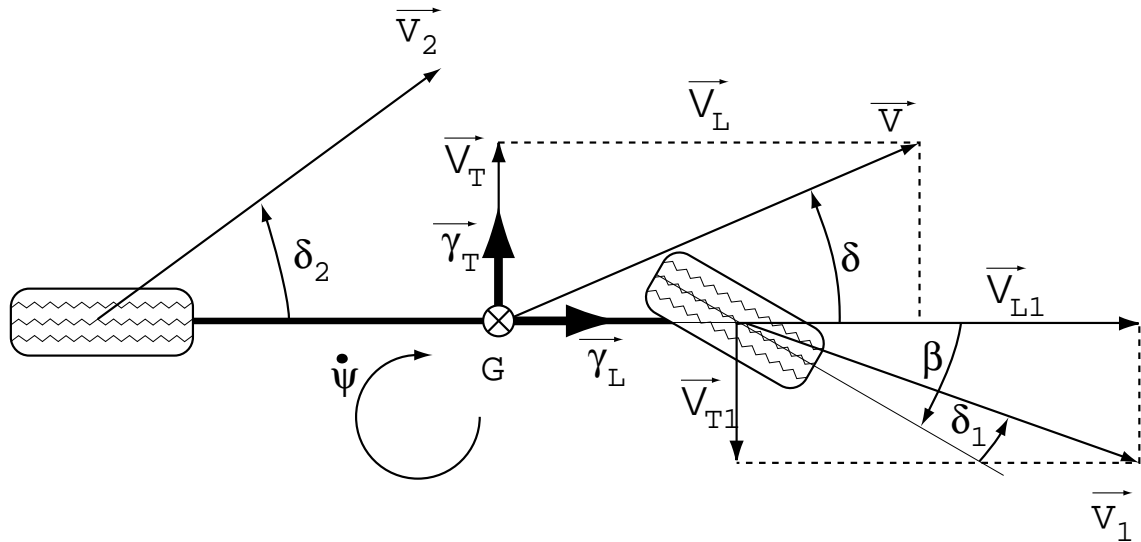


FIG. 1.16 – Définitions des différentes grandeurs physiques

## 1.7.2 Modèle deux roues : "lacet-dérive"

### 1.7.2.1 Introduction

Au travers d'une représentation simplifiée d'un véhicule sur la figure 1.16, on présente les différentes grandeurs physiques essentielles à la compréhension de la phénoménologie de la dynamique transversale des véhicules. Par convention, toutes les variables liées à la dynamique transversale ( $V_T$ ,  $\delta$ ,  $\dot{\psi}$ ,  $\gamma_T$ ,  $\beta$ ) sont positives lorsque le véhicule négocie un virage corde à droite.

L'accélération longitudinale est positive en accélération et négative en décélération.

On définit la dérive ( $\delta$ ) comme étant l'angle existant entre le vecteur vitesse et l'axe longitudinal du véhicule, ou entre le vecteur vitesse et l'axe de la roue si on considère la dérive aux pneus.

$$\delta = \arctan\left(\frac{V_T}{V_L}\right) \quad (1.13)$$

Plus loin, nous proposerons, grâce à ce modèle simple, une étude phénoménologique des différentes grandeurs physiques qui animent le véhicule au moment de son inscription dans une courbe et lors du régime transversal établi (régime statico-dynamique transversal).

### 1.7.2.2 Hypothèses

Rieckert et Schunk [RIE40] ont présenté le modèle de connaissance minimum qui est le modèle dit "lacet-dérive" (figure 1.16). Il est obtenu en ramenant les deux roues de chacun des trains sur l'axe longitudinal du véhicule. L'utilisation de ce modèle dans le domaine linéaire impose des hypothèses de validité qui sont les suivantes :

- ◇  $0 < \gamma_T < 4m/s^2$  sur sol sec,
- ◇ Rigidités de dérive constantes,
- ◇ Petits angles donc  $\sin \delta \simeq \delta$  et  $\cos \delta \simeq 1(rad)$ ,

- ◇ Aucun effort longitudinal,
- ◇ Aucun effort aérodynamique,
- ◇ Pas de roulis,
- ◇ Pas de tangage,
- ◇ Centre de gravité au niveau du sol,
- ◇ Distribution des masses concentrée sur les trains,
- ◇ Vitesse constante.

### 1.7.2.3 Ecriture du modèle

Si on écrit la représentation d'état de ce modèle on obtient:

$$\dot{x} = Ax + Bu \text{ où } x = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \delta \end{bmatrix} \text{ et } u = \beta$$

Ce qui donne:

$$\begin{bmatrix} \ddot{\psi} \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \delta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix} \beta \quad (1.14)$$

Dans notre étude, il s'agit d'observer l'évolution de  $\gamma_T$  en fonction de l'entrée  $\beta$  (angle de braquage aux roues) ou  $\tau$  (taux de sousvirage). L'équation de sortie est :

$$\gamma_T = \begin{bmatrix} c_1 & c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \delta \end{bmatrix} + [d]\beta \quad (1.15)$$

avec

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{-D_1 L_1^2 - D_2 L_2^2}{V I_{zz}} & a_{12} &= \frac{-D_1 L_1 + D_2 L_2}{I_{zz}} \\ a_{21} &= \frac{-D_1 L_1 + D_2 L_2}{M V^2} - 1 & a_{22} &= \frac{-D_1 - D_2}{M V} \\ b_1 &= \frac{D_1 L_1}{I_{zz}} & b_2 &= \frac{D_1}{M V} \\ c_1 &= \frac{-D_1 L_1 + D_2 L_2}{M V} & c_2 &= \frac{-D_1 - D_2}{M} & d &= \frac{D_1}{M} \end{aligned}$$

Dans ce modèle, la grandeur  $V$  correspond au module de la vitesse absolue :

$$V = \sqrt{V_L^2 + V_T^2}$$

On en déduit la fonction de transfert  $G(s)$  qui est de la forme:

$$G(s) = \frac{\gamma_T(s)}{\beta(s)} = K(V) \frac{1 + \tau_1(V)s + \tau_2(V)s^2}{1 + \frac{2\zeta(V)}{\omega_n(V)}s + \frac{1}{\omega_n(V)^2}s^2} \quad (1.16)$$

où

$$K(V) = \frac{DEN}{\det(A)} = \frac{V^2}{L + \frac{MV^2(-D_1L_1 + D_2L_2)}{D_1D_2L}} \quad (1.17)$$

et

$$\tau_1(V) = \frac{b_1c_1 + b_2c_2 - d(a_{11} + a_{12})}{DEN} \quad \tau_2(V) = \frac{d}{DEN}$$

$$\omega_n(V) = \sqrt{\det(A)} \quad \zeta(V) = \frac{a_{11} + a_{22}}{2\sqrt{\det(A)}}$$

avec

$$\det(A) = a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}$$

$$DEN = b_1(c_2a_{21} - c_1a_{22}) + b_2(c_1a_{12} - c_2a_{11}) + d \cdot \det(A)$$

#### 1.7.2.4 Gain statique

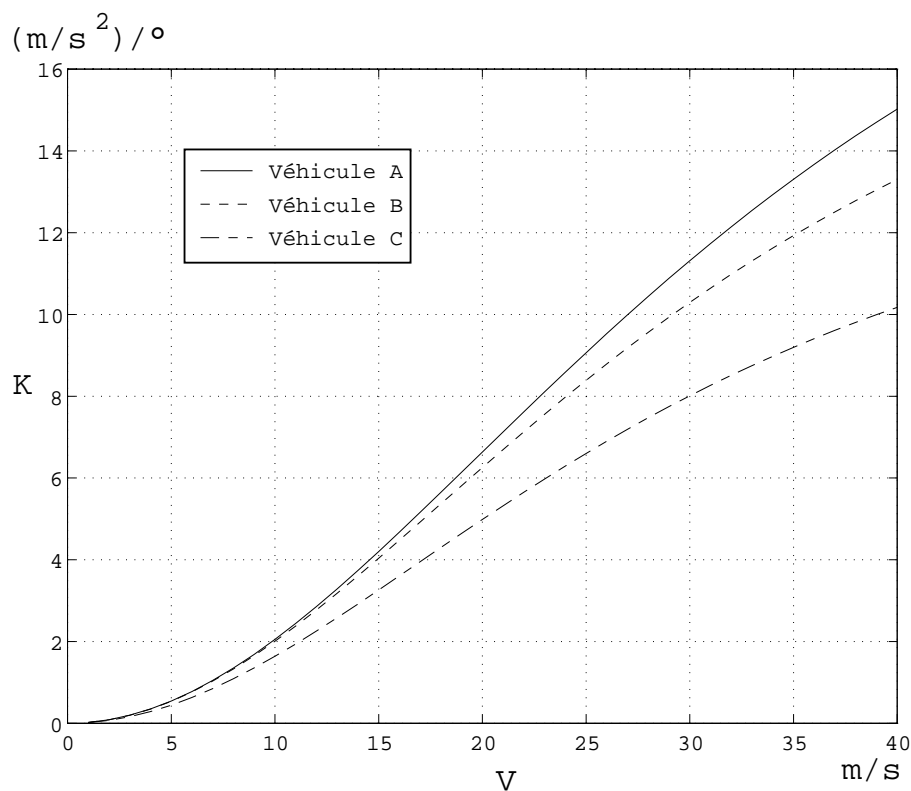


FIG. 1.17 – Evolution du gain en fonction de la vitesse

Le comportement statico-dynamique transversal est lié uniquement à la valeur du gain  $K$ . Dans le cas du modèle lacet-dérive, le gain est une constante numérique qui dépend principalement de la vitesse (Il est important de préciser que la partie dynamique de la fonction de transfert est elle aussi fortement liée à la vitesse longitudinale du véhicule). Sur

la figure 1.17 sont présentées des allures de gains statiques en fonction de la vitesse pour trois types de véhicules.

Décrire le comportement du véhicule par un modèle de connaissance permet donc de voir évoluer la valeur du gain en fonction des différents paramètres le caractérisant, ce qui n'est pas le cas du modèle de représentation.

### 1.7.2.5 Autres fonctions de transfert

Bien sûr, il existe d'autres fonctions de transfert importantes relatives au comportement transversal du véhicule. On peut en citer principalement deux qui sont :

$$\diamond H_1(s) = \frac{\dot{\psi}}{\alpha_v}$$

$$\diamond H_2(s) = \frac{\delta}{\alpha_v}$$

Dans ce cas, et en se limitant à un modèle "deux roues", ces deux fonctions de transfert ont des structures identiques comportant un zéro et deux pôles [ACK93].

### 1.7.3 Modèle de représentation

Un modèle de type boîte noire est élaboré à partir de méthodes expérimentales. Il doit être fidèle à l'allure des sorties observées lorsqu'il est alimenté par les mêmes entrées que le système à identifier. Sa structure mathématique est fixée "a priori" lors de la caractérisation et peut évoluer au vu d'analyses graphiques et/ou statistiques. Pour cela on optimise un critère de qualité caractérisant l'écart entre le comportement du système et son modèle. De façon générale, on utilise un modèle de représentation lorsque la compréhension du système est complexe ou limitée, ce qui est le cas du véhicule automobile.

Dans la littérature, on trouve fréquemment des modèles de représentation de véhicule dont la structure de base est du type :

$$G(s) = \frac{\gamma_T(s)}{\beta(s)} = K \frac{1 + \tau_1' s + \tau_2' s^2}{1 + \frac{2\zeta'}{\omega_n'} s + \frac{1}{\omega_n'^2} s^2}$$

Le modèle 1.14 a guidé la phase de caractérisation, raison pour laquelle les structures des deux modèles sont identiques. L'identification des paramètres d'un tel modèle renvoie uniquement des valeurs numériques. Les caractéristiques propres au véhicule telles que les rigidités de dérive, l'empattement ou encore la masse se trouvent ainsi "noyées"<sup>2</sup>. Les différentes études faites au sein de notre laboratoire prouvent qu'une telle structure correspond parfaitement aux besoins nécessaires au diagnostic de défaut en temps réel (situations critiques [LAU96], [GIR96], [LET95]) ou à la commande (par exemple pour un véhicule à 4 roues directrices [RAM97]). Le fait d'augmenter la complexité de la structure n'améliore que très peu la précision du modèle pour de faibles accélérations transversales. En effet, les paramètres de ce modèle sont estimés en sollicitant le véhicule avec un signal vobulé, aussi appelé "sinus balayé", appliqué au volant et l'accélération transversale maximum relevée pour ce type d'essais ne dépasse pas  $4m/s^2$ . L'expérience prouve qu'il est difficile d'atteindre plus de  $5Hz^3$ , ce qui constitue une limitation. En observant les résultats obtenus lors de la

2. Des recherches sont menées actuellement au sein de notre laboratoire qui permettront d'identifier les caractéristiques du véhicule contenues dans les valeurs numériques identifiées.

3. Ce type d'essais a également été réalisé avec les véhicules de notre laboratoire

modélisation, on en déduit que les essais à excitation vobulée doivent être faits pour plusieurs valeurs de la vitesse longitudinale. On obtiendra ainsi un modèle cartographié.

### 1.7.4 Etude phénoménologique

En s'appuyant sur le modèle simple du paragraphe 1.7.2, le diagramme présenté sur la figure 1.18 montre les liens existants entre les différentes grandeurs physiques représentatives de la dynamique du véhicule. Les entrées sont mentionnées en carrés grisés, et les sorties principales en cercles grisés.

Pour cette étude phénoménologique, nous avons restreint les hypothèses de validité du modèle "lacet-dérive":

- ◇ Petits angles donc  $\sin \delta \simeq \delta$  et  $\cos \delta \simeq 1(rad)$ ,
- ◇ Aucun effort aérodynamique,
- ◇ Pas de roulis ni de tangage,
- ◇ Centre de gravité au niveau du sol,
- ◇ Distribution des masses concentrée sur les trains.

Lors d'une prise de virage, les différentes grandeurs physiques présentées jusqu'alors évoluent avec des retards et des gains. Les sollicitations initiales peuvent être l'angle au volant et/ou l'accélération longitudinale et proviennent du conducteur.

Au moment de l'inscription en virage, le conducteur sollicite le véhicule par l'intermédiaire de l'angle au volant ( $\alpha_v$ ). Ceci se traduit par un braquage des roues ( $\beta$ ) avec, en première hypothèse, un gain linéaire équivalent à la démultiplication ( $Dem$ ). Ceci a pour effet l'apparition d'une distribution des vitesses transversales donc des dérives ( $\delta_1, \delta, \delta_2$ ). Chacune d'entre elles apparaît avec un retard et un gain qui lui est propre. Les retards constatés entre le moment du braquage au volant et l'établissement de la dérive sont dus aux phénomènes suivants :

- ◇ Les jeux mécaniques existants dans la colonne de direction (cardans),
- ◇ Le temps de réponse de la pompe de direction assistée,
- ◇ Les jeux dans la crémaillère,
- ◇ Les jeux dans le porte fusée et les rotules de direction,
- ◇ Les déformations élastocinématiques entre le plan de jante et le pied de roue.

En se référant au paragraphe 1.5.3, les dérives engendrent les efforts transversaux théoriques sur chacun des trains ( $\widetilde{Fy}_1, \widetilde{Fy}_2$ ).

Les accélérations longitudinales ( $\gamma_L$ ) que le conducteur fait apparaître grâce aux pédales créent des reports de charges ( $\Delta P$ ), donc une variation des efforts verticaux. Comme nous l'avons vu dans le paragraphe 1.5.3, la rigidité de dérive est fonction des efforts verticaux. L'allure des caractéristiques  $Fy = f(\delta)$  de chacun des trains s'en trouve donc modifiée. Pour obtenir les efforts transversaux réels sur chacun des trains ( $Fy_1, Fy_2$ ), il faut prendre en compte le comportement couplé du pneumatique présenté dans le paragraphe 1.5.4. Les efforts longitudinaux dépendent eux aussi de l'accélération longitudinale. Les fonctions  $f_1$  et  $f_2$  tiennent compte du fait que les manoeuvres du conducteur peuvent être un lâcher



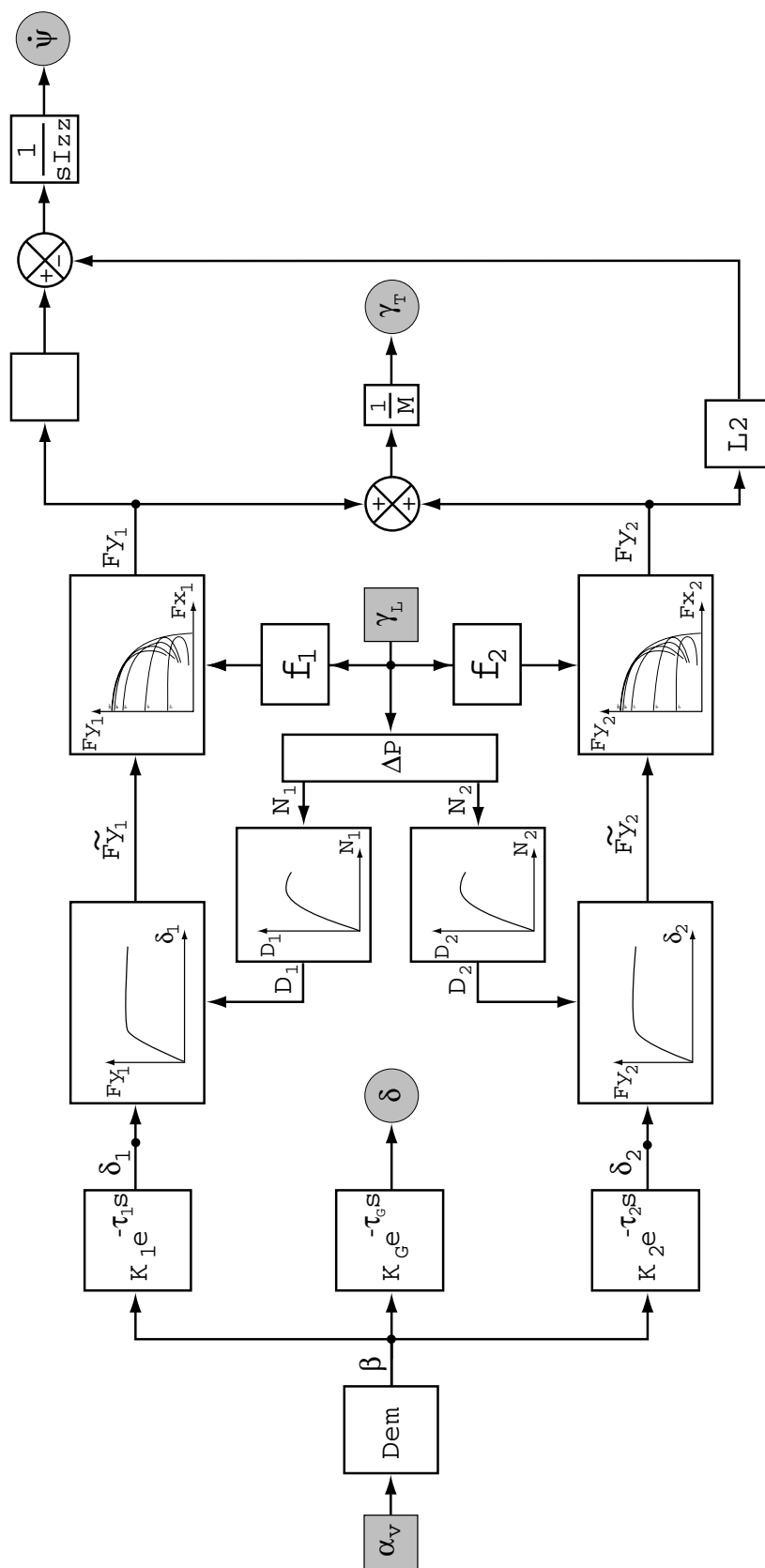


FIG. 1.18 – Diagramme phénoménologique

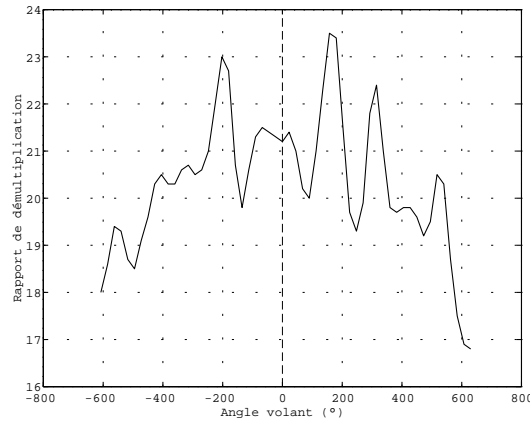


FIG. 1.19 – Rapport de démultiplication en fonction de l'angle volant

de pied, une accélération, un débrayage ou un freinage. Dans les trois premiers cas, seules les roues motrices génèrent des efforts longitudinaux. Dans le cas d'un freinage, les efforts longitudinaux apparaissent aux deux trains. De plus le répartiteur de freinage est une fonction non-linéaire, privilégiant un freinage aux roues avant.

L'accélération transversale  $\gamma_T$  et la vitesse de lacet  $\dot{\psi}$  sont deux sorties principales et sont l'application directe de la deuxième loi de Newton.

**Remarque 1** Les relations existant entre l'angle de braquage  $\beta$  et les dérives  $\delta$ ,  $\delta_1$  et  $\delta_2$ , l'accélération transversale  $\gamma_T$  et la vitesse de lacet  $\dot{\psi}$ , ne peuvent pas se restreindre à des gains et/ou des retards. Il existe des relations beaucoup plus complexes liant ces variables. La figure 1.18 et l'étude qui en découle, sont uniquement utiles pour comprendre et expliquer la phénoménologie de dynamique transversale en première approche.

**Remarque 2** Si on avait à compléter le diagramme phénoménologique de la figure 1.18, la liaison existant entre l'angle au volant et le braquage (rapport de démultiplication), n'est pas une valeur numérique constante. La figure 1.19 donne un exemple de rapport de démultiplication pour le véhicule de notre laboratoire (R19). La forme de cette courbe est souvent approximée par une parabole modulée avec une fonction en trigonométrie du type :

$$Dem = \beta_1 \cdot \alpha_v^2 + \beta_2 + \zeta \cdot \cos(\omega(\alpha_v - \alpha_{v0}))$$

On constate que la courbe n'est pas symétrique par rapport à l'axe vertical. Ceci est simplement lié au fait que le volant ne se trouve pas au centre du véhicule. La modulation sinusoïdale est due au cardan.

### 1.7.5 Etude du roulis

Un des phénomènes n'ayant pas été pris en compte dans le paragraphe 1.7.4 est le roulis  $\theta$  (Cf. figure 1.4b). Il apparaît à la suite d'une inscription en courbe avec un certain retard. La normalisation du roulis par rapport à l'accélération transversale est le roulis spécifique :

$$\theta_s = \frac{\theta}{\gamma_T} \quad (1.18)$$

Une valeur classique du roulis spécifique pour un véhicule de série est  $0.6^\circ/m/s^2$ .

## 1.8 Survirage et sousvirage

### 1.8.1 Avant-propos

Comprendre le caractère sousvireur ou survireur d'un véhicule est essentiel pour l'élaboration de critères de comportement comme nous le verrons dans le chapitre 3. Dans cette section, nous expliquons en détail les phénomènes de sousvirage et de survirage pour des véhicules de type "traction avant".

Le phénomène de sousvirage peut s'expliquer simplement par le fait que lors d'une inscription en courbe, à vitesse suffisamment élevée, les deux pneumatiques avant commencent à glisser latéralement. Le conducteur est alors contraint d'augmenter la consigne de braquage pour pouvoir conserver la trajectoire du véhicule. Le véhicule a tendance à sortir de la route du côté extérieur.

Le phénomène de survirage est, quant à lui, beaucoup plus dangereux. Au moment de l'inscription dans le virage, les deux pneumatiques du train arrière glissent transversalement. L'arrière du véhicule a tendance à passer devant l'avant. Le conducteur doit alors "contre-braquer" pour conserver la trajectoire car le véhicule a tendance à sortir de la courbe, mais du côté intérieur. Il est important de préciser que tous les véhicules de type traction issus de la production de série sont naturellement sousvireurs. Malgré tout, il se peut que certains deviennent survireurs dans des conditions bien particulières.

### 1.8.2 Phénomène de survirage

Nous avons tracé, sur la figure 1.20, les diagrammes temporels réels d'un survirage en deux temps. L'essai a été effectué sur un des véhicules de notre laboratoire. A l'instant T1, le pilote rajoute de l'angle au volant après l'inscription dans la courbe. Entre T1 et T2, on constate une montée sous forme de rampe des dérives avant et arrière, de la vitesse de lacet, de la vitesse transversale et de l'accélération transversale. Le pilote cesse d'augmenter sa consigne au volant à l'instant 242,7s. L'accélération transversale continue sa progression tout en marquant une légère cassure de pente. La dérive avant continue d'augmenter de façon quasi-constante. La dérive arrière ainsi que la vitesse transversale marquent un palier identique au braquage avec un retard d'environ 0,5s. La vitesse de lacet, quant à elle, marque un léger dépassement, puis une oscillation. Pendant cette première phase, le véhicule amorce un léger survirage, endigué par le pilote par l'intermédiaire d'un palier de braquage d'environ 0,5s. Après ce palier, le pilote génère une rampe de braquage de pente  $100^\circ/s$  pendant 1s puis restabilise la consigne au volant (instant T2). L'accélération transversale a déjà atteint sa valeur maximale. Cependant, les dérives, la vitesse transversale et la vitesse de lacet amorcent une croissance très brutale. Le pilote est alors contraint de contre-braquer violemment pour pouvoir garder sa trajectoire. La figure 1.21 montre la trajectoire du véhicule en cas de survirage non contrôlé.

En se référant à l'étude phénoménologique présentée dans le paragraphe 1.7.4 et en tenant compte de la remarque 1, on explique le phénomène de survirage par le passage en instabilité de la fonction de transfert liant la dérive arrière à l'angle volant. Ceci a pour effet la croissance brutale de la vitesse de lacet. On considère donc qu'un véhicule entre en phase de survirage si la dérive à l'arrière augmente plus rapidement que la dérive à l'avant.

### 1.8.3 Phénomène de sousvirage

Sur la figure 1.22, on a tracé les mêmes variables que sur la figure 1.20, mais dans le cas d'un sousvirage. A l'instant T1, le pilote s'inscrit dans la courbe. Suit l'installation des dérives, des vitesses de lacet et transversales et de l'accélération transversale. A l'instant T2,

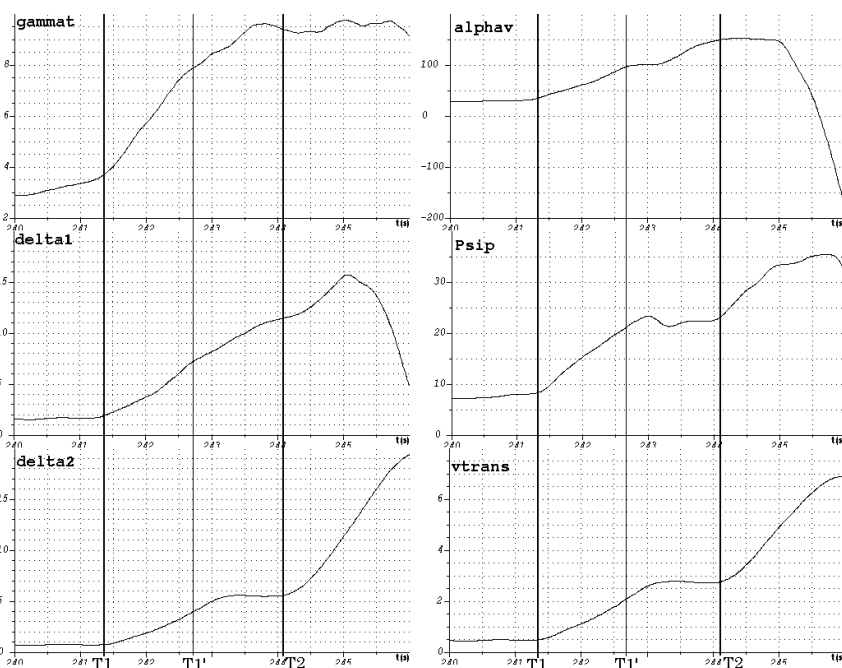


FIG. 1.20 – Phénomène de survirage

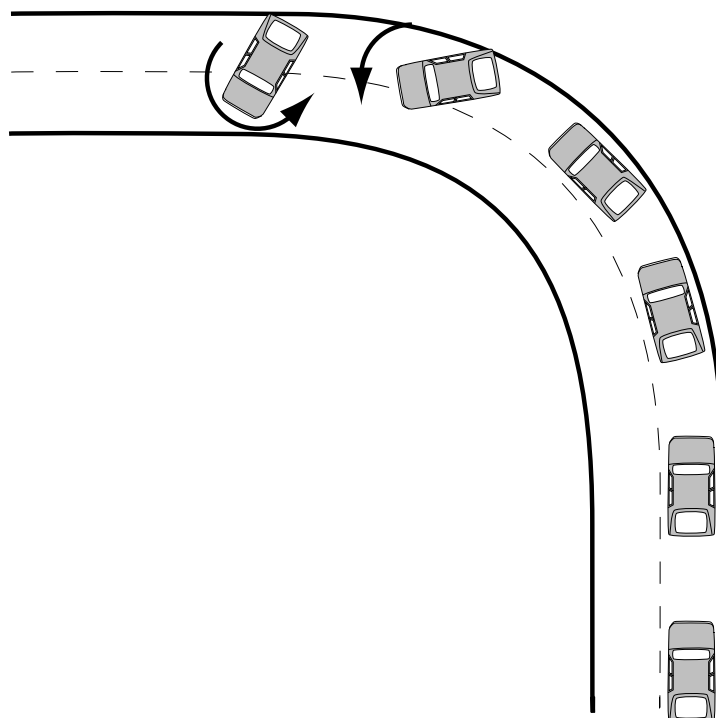


FIG. 1.21 – Positionnement du véhicule lors d'un survirage

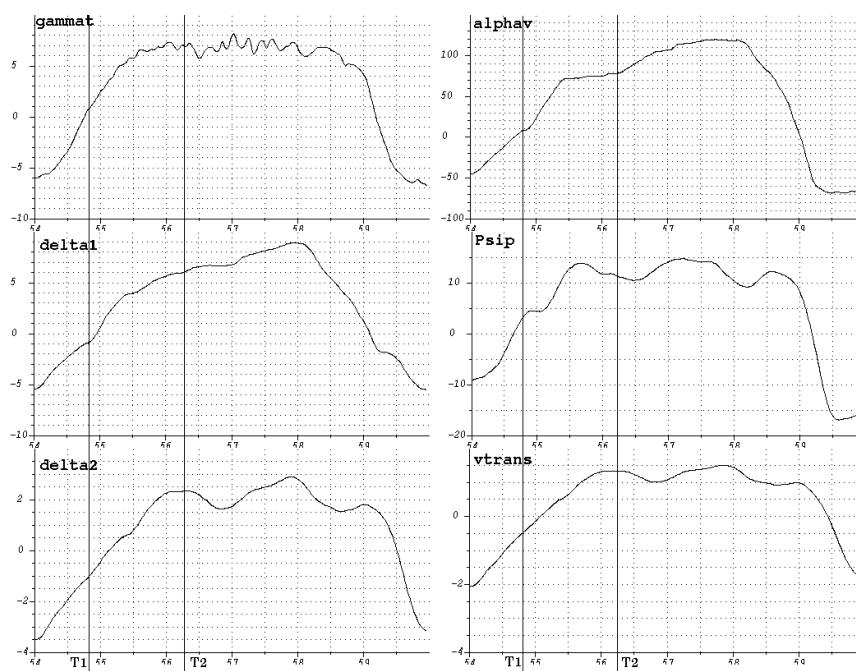


FIG. 1.22 – Phénomène de sousvirage

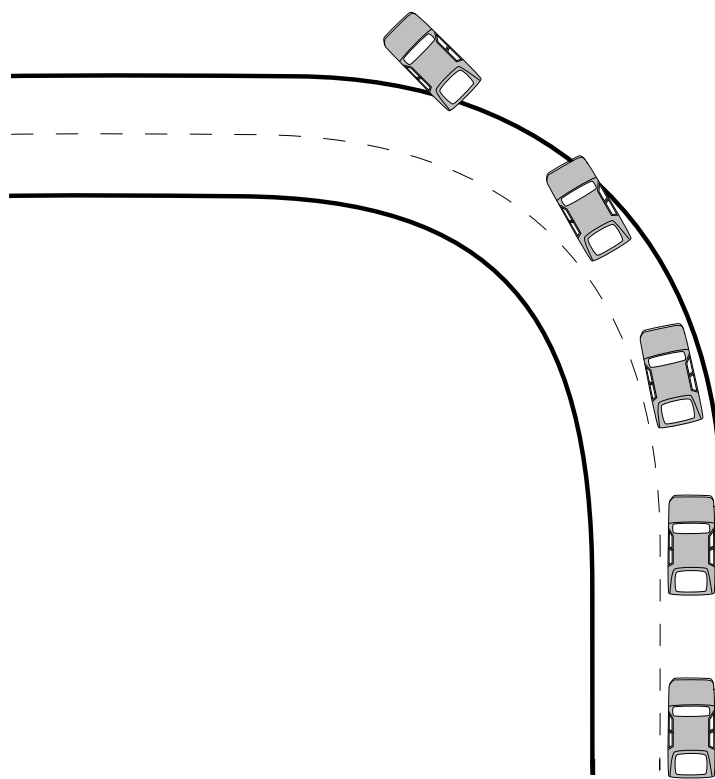


FIG. 1.23 – Positionnement du véhicule lors d'un sousvirage

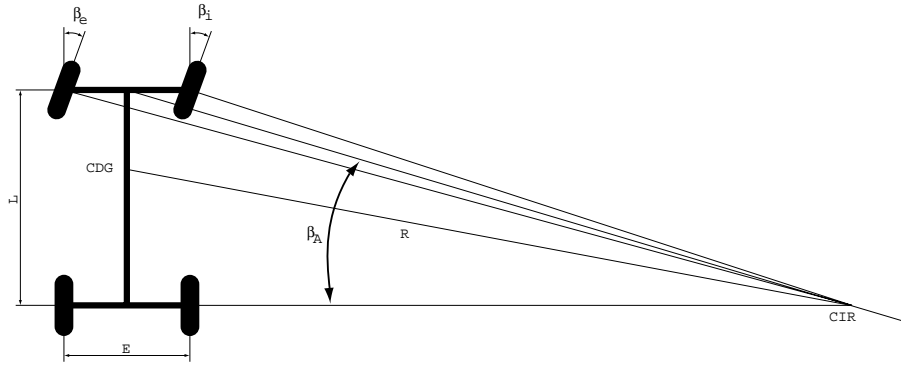


FIG. 1.24 – Prise de virage à vitesse réduite

le pilote rajoute de l'angle au volant. La dérive avant augmente ainsi que la dérive arrière. La vitesse de lacet et la vitesse transversale augmentent légèrement, tandis que l'accélération transversale reste à une valeur quasiment constante. Tout au long du virage la dérive avant est restée largement supérieure à la dérive arrière. Nous avons à faire à un véhicule sousvireur et de comportement très équilibré car la vitesse de lacet augmentant cela signifie que malgré une saturation du train avant (accélération transversale constante), le véhicule garde une partie de son pouvoir directionnel. La figure 1.23 retrace le chemin parcouru lors d'un sousvirage excessif.

## 1.8.4 Analyse des tendances sousvireuses et survireuses

### 1.8.4.1 Avant-propos

Comme nous venons de le voir, le véhicule entre en phase de survirage à partir de l'instant où la dérive arrière croît plus vite que la dérive avant. Le survirage est persistant si  $\delta_1 - \delta_2 < 0$ . On nomme cette différence "taux de sousvirage". Donc la tendance sousvireuse ou survireuse d'un véhicule est donnée par le signe du taux de sousvirage et/ou par celui de sa dérivée.

### 1.8.4.2 Angle d'Ackerman - Prise de virage à vitesse réduite

Avant d'étudier le taux de sousvirage, il est primordial de définir l'angle d'Ackerman : lors d'une prise de virage à vitesse très faible (dérives faibles), il faut nécessairement ajouter à la consigne de braquage un offset nommé "angle d'Ackerman"  $\beta_A$  (Cf. figure 1.24). Dans ce cas, et dans l'hypothèse de petits angles, on l'exprime comme étant :

$$\beta_A = \frac{L}{R} \quad (1.19)$$

### 1.8.4.3 Taux de sousvirage - Prise de virage à vitesse élevée

Avec l'augmentation de la vitesse, on se retrouve dans le cas de la figure 1.16 où des efforts transversaux apparaissent, donc des dérives. Dès lors, on exprime l'angle d'Ackerman de la façon suivante :

Des équations du modèle "lacet-dérive" on obtient :

$$V(\beta + \delta_1 - \delta) = L_1 \dot{\psi} \quad (1.20)$$

$$V(\delta_2 - \delta) = -L_2 \dot{\psi} \quad (1.21)$$

On ramène le taux de sous-virage au volant par l'intermédiaire du rapport de démultiplication :

$$\tau = Dem(\delta_1 - \delta_2) \quad (1.22)$$

Connaissant l'angle volant, la vitesse de lacet et la vitesse longitudinale, et utilisant les équations (1.20) et (1.21), on obtient :

$$\tau = \alpha_v - L \cdot Dem \frac{\dot{\psi}}{V_L} \quad (1.23)$$

L'angle d'Ackerman est donc :

$$\beta_A = L \cdot Dem \frac{\dot{\psi}}{V_L} \quad (1.24)$$

Comme précédemment cité, le signe du gradient de sousvirage donne la tendance comportementale du véhicule :

$$K_s = \frac{\partial \tau}{\partial \gamma_T} \quad (1.25)$$

Lorsque cette grandeur est positive, le véhicule est sousvireur, lorsqu'elle est négative, le véhicule est survireur.

#### 1.8.4.4 Analyse du taux de sousvirage

On retrouve sur la figure 1.25 les deux types de tendances précitées<sup>4</sup>. Il est bon de souligner qu'un conducteur "moyen", ne sollicitera généralement son véhicule que dans le domaine linéaire de la courbe donc pour de faibles accélérations transversales.

**Sousvirage :** Tant que le véhicule se situe dans le domaine de faibles accélérations transversales, son comportement est quasiment linéaire. On peut alors faire l'approximation d'un gain constant comme dans le cas du modèle "deux roues". Le fait que la pente de la courbe augmente considérablement traduit l'entrée en saturation du pneumatique. L'augmentation d'une infime partie de potentiel transversal nécessite alors une forte addition de la consigne de braquage. On se retrouve donc bien dans le cas du sousvirage.

**Survirage :** La partie inférieure de la courbe est quasiment identique à celle relevée dans le cas du sousvirage. A partir d'une certaine consigne, le véhicule entre en phase de survirage. Le taux de sousvirage décroît, ce qui signifie que la dérive à l'arrière devient supérieure à la dérive avant. Cette différence est accentuée par le fait que le conducteur doit alors contrebraquer, ce qui augmente la différence  $\delta_1 - \delta_2$ .

---

<sup>4</sup> L'approximation de cette courbe fera l'objet du chapitre 2.

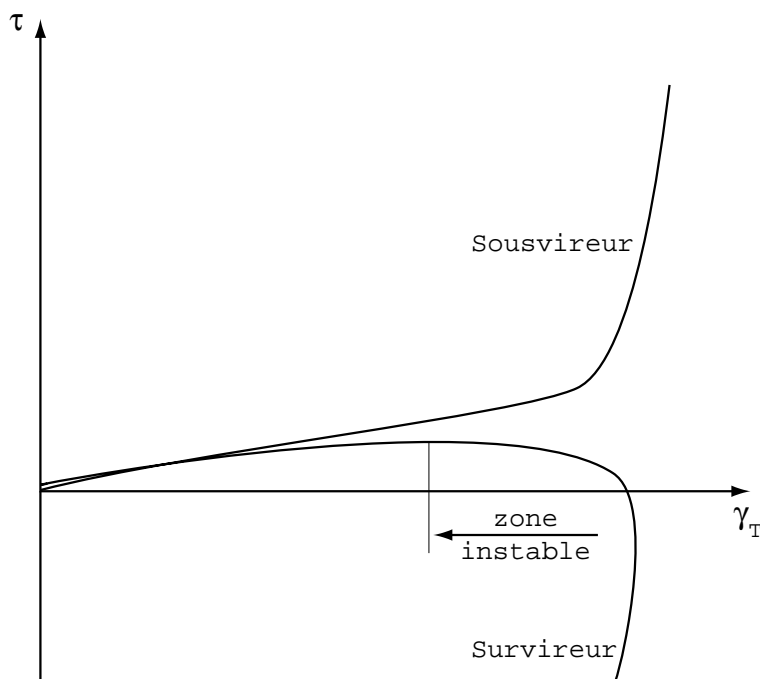


FIG. 1.25 – Sousvirage et survirage

Le survirage est un état instable du système véhicule. En effet, à partir du moment où la dérivée de la courbe devient négative ( $\frac{d\tau}{d\gamma_T} < 0$ ), le véhicule entre en phase d'instabilité et y reste tant que le conducteur ne corrige pas la trajectoire par un contrebraquage. Dans ce cas il ne s'agit plus de conduire mais de "piloter", ce qui n'est pas à la portée de conducteurs inexpérimentés.

**Influence de la vitesse :** Comme nous l'avons vu précédemment, la vitesse agit directement sur la valeur numérique du gain de la fonction de transfert liant l'accélération transversale à l'angle au volant. Le fait d'étudier le taux de sousvirage plutôt que la consigne de braquage permet de s'affranchir de la vitesse<sup>5</sup>. Dans le cas bien particulier du survirage, ce paramètre ne peut pas être négligé. En effet, le survirage n'intervient qu'au dessus d'une certaine vitesse longitudinale (Cf. chapitre 2). Mais à partir du moment où cette vitesse est atteinte, la courbe de survirage aura la même allure quelque soit la vitesse.

**Remarque :** Précisons enfin qu'à l'heure actuelle, aucun modèle de véhicule, aussi complet soit-il ne permet de mettre en évidence le phénomène de survirage lors d'une manœuvre de remise d'angle en virage (Cf. Chapitre 3). Malgré tout, les pilotes expérimentés sont capables de sentir lorsqu'un véhicule va entrer en phase d'instabilité et il savent que rajouter ne serait-ce qu'un degré à la consigne de braquage va faire survirer le véhicule. L'observation des mesures recueillies à l'issue des essais, ne permet pas de constater les prémisses d'un départ en instabilité.

5. Nous avons fait des essais de dynamique angulaire (voir chapitre 2) sur des cercles de différents diamètres, donc aboutissant à des vitesses maximum admissibles différentes, et nous n'avons constaté aucun écart entre les courbes relevées.



## 1.9 Conclusion

Ce chapitre nous a permis de mettre en évidence les principaux phénomènes liés en particulier à la dynamique transversale des véhicules ainsi que le vocabulaire associé. Au travers d'un modèle simple, nous avons pu nous rendre compte que le véhicule est un système complexe, non-linéaire et pseudo-stable<sup>6</sup>.

Actuellement, bon nombre de solutions modernes sont utilisées pour augmenter la sécurité des conducteurs. Les plus connues sont sans conteste l'ABS (Antilock Braking System) [WEB92], [CHA96a], qui évite le blocage des roues lors d'un freinage d'urgence, ou encore l'antipatinage, qui utilise une grosse partie des actionneurs de l'ABS.

Les solutions technologiques envisagées pour l'avenir de l'automobile sont aussi orientées vers le contrôle de la suspension [MOR95]. Certains constructeurs mettent en application la connaissance qu'ils ont des systèmes de suspension pilotée ou semi-pilotée mais le coût de fabrication reste élevé car les actionneurs, généralement des servo-valves, sont fortement sollicités et doivent fonctionner dans des bandes passantes larges (supérieure à 10 Hz) [STE96].

Pour terminer avec les solutions modernes envisagées dans un avenir proche, on peut citer en particulier le contrôle de trajectoire. S'il peut se faire par des éléments passifs comme le train arrière autodirectionnel, des études sérieuses commencent à se concrétiser concernant des véhicules à quatre roues directrices et en particulier chez les constructeurs japonais [ABE96]. En outre, ces dernières années, on a pu constater l'émergence de systèmes dit "co-pilotes" comme le DSC (Dynamic Stability Control) [STR96], en particulier développés par les constructeurs automobile allemands et qui permettent de contrôler les situations critiques qu'un conducteur inexpérimenté ne peut dominer efficacement [GAS96].

C'est dans une optique similaire, à savoir l'amélioration de la sécurité, que nous proposons d'étudier la courbe liant le taux de sousvirage à l'accélération transversale (Cf. §1.8.4.3). En effet, elle présente des particularités géométriques propres à chaque véhicule. Les chapitres 2 et 3 formalisent l'étude de ces particularités en cherchant à les faire correspondre avec des indicateurs de comportement.

---

6. Un système "pseudo-stable" est un système qui passe de l'état stable à l'état instable, rapidement et sans prémisses d'instabilité.

# Plan du chapitre 2

La courbe liant l'accélération transversale et le taux de sousvirage permet de comprendre et de comparer le comportement statico-dynamique transversal des véhicules.

On sépare deux grandes classes de véhicules : les véhicules sousvireurs et les véhicules survireurs. Au sein de chacune de ces classes, le comportement peut être progressif ou brutal, équilibré ou non etc ...

Pour obtenir un modèle de comportement, la procédure est la suivante :

- ◇ Choisir le type d'essais (essais sur cercle ou sur piste)
- ◇ Après l'acquisition des données grâce à un système temps réel embarqué, opérer un filtrage temporel.
- ◇ L'analyse du comportement en régime statico-dynamique nécessite une sélection des domaines d'identification en utilisant soit une découpe temporelle, soit une sélection floue.
- ◇ Le nuage de points ainsi obtenu est lissé par un algorithme adapté dont le fonctionnement est basé sur un barycentre glissant couplé à une rotation de repère.
- ◇ On approxime le comportement grâce à une courbe de Bézier dont les paramètres sont optimisés par l'intermédiaire d'un algorithme génétique.

L'utilisation originale que nous faisons des méthodes modernes d'optimisation fournissent un modèle mathématique robuste du comportement statico-dynamique transversal des véhicules. Son analyse permettra ensuite d'obtenir des indicateurs objectifs de comportement.

# Chapitre 2

## Identification du comportement statico-dynamique transversal

*Les grands noms sont toujours de grandes raisons aux petits génies.*

**Paul de Gondi - Mémoires**

### 2.1 Introduction

#### 2.1.1 Cahier des charges

##### 2.1.1.1 Evaluation du comportement routier

Pour juger du comportement d'un véhicule, les constructeurs automobile font appel aux services d'essayers professionnels. Ce personnel est chargé de tester les véhicules selon des protocoles bien précis. A l'issue des séances d'essais, les pilotes sont appelés à émettre un jugement sur les différents véhicules qu'ils ont expérimentés. Pour ce faire, ils utilisent généralement une grille de cotation. Elle comporte plusieurs critères, et les essayeurs donnent une note pour chacun d'entre eux. Or, l'avis de pilotes, aussi compétents soient ils, peut être biaisé. Au moment de la cotation, on ne connaît pas l'état d'esprit de l'essayeur, son état de santé, ou tout autre événement extérieur susceptible de déformer son évaluation.

Il paraît donc nécessaire de coupler l'avis subjectif d'un ou plusieurs essayeurs avec un avis objectif, fourni par un outil mathématique. On peut citer ici bon nombre d'auteurs qui se sont intéressés au problème comme [CHE96], [FAR93], [HOR96], [NOR84] ou encore [PLÖ94].

##### 2.1.1.2 Pourquoi cette recherche?

Les statistiques accidentologiques démontrent que le sur-risque d'accident sur chaussée humide ou mouillée est de 2. Dans ces conditions météorologiques, la part d'accidents en courbe est augmentée de 30% par rapport à une chaussée sèche. Compte tenu de ces éléments et de la méthode subjective d'évaluation du comportement, le projet **COSAQUE** (COMportement Sur Adhérence QUElconque), a pour but de formaliser des critères objectifs de comportement routier sur adhérence dégradée (mouillé, mouillé gras) et ce pour les véhicules de la gamme RENAULT. La quantification des indicateurs de comportement s'opère uniquement en régime statico-dynamique transversal.

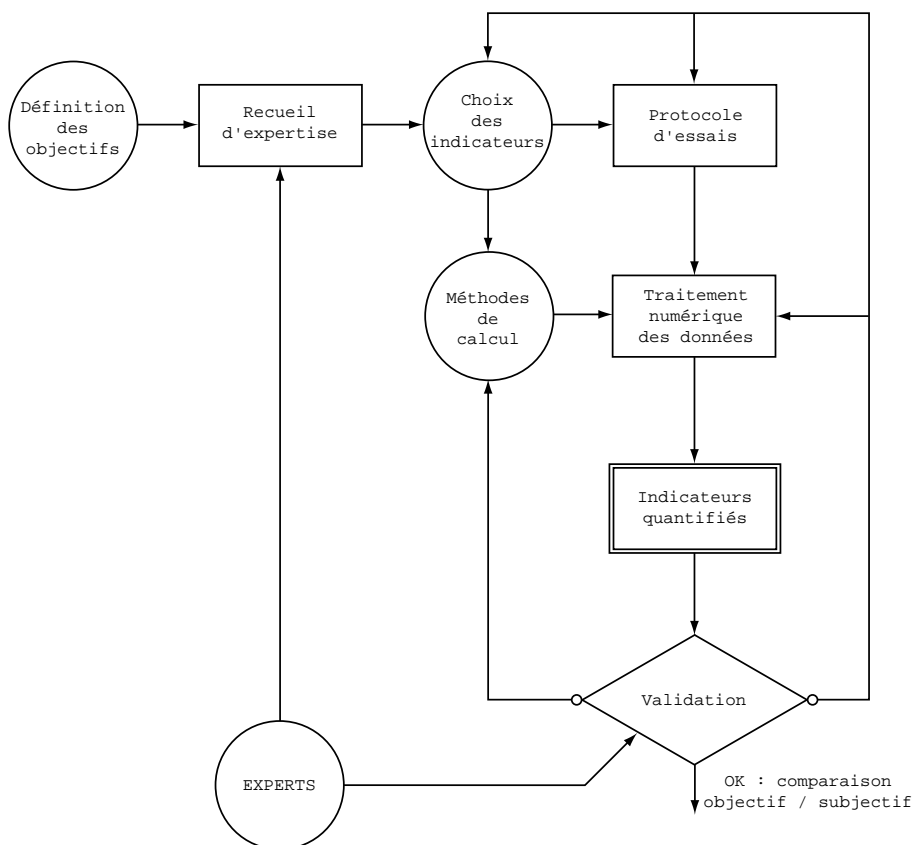


FIG. 2.1 – Stratégie de développement

L'étude et l'analyse des particularités et des singularités géométriques de la caractéristique statico-dynamique  $\tau = f(\gamma_T)$  présentée sur la figure 1.25 doit être suffisante pour quantifier les différents indicateurs objectifs de comportement présentés de façon détaillée dans le paragraphe 3.3 du chapitre 3. Nous justifierons le choix de l'analyse de la courbe  $\tau = f(\gamma_T)$  dans le paragraphe 2.3.

### 2.1.2 Stratégie de développement

La figure 2.1 synthétise la stratégie de développement. On peut séparer les actions en trois catégories :

- ◊ Les actions liées à des concertations d'experts, schématisées par des cercles sur la figure 2.1.
- ◊ Les résultats intermédiaires représentés par des rectangles.
- ◊ Le résultat final (double encadré) qu'il faudra valider.

Les objectifs étant clairement explicités, la première étape est de consulter un panel d'experts de façon à établir un recueil d'expertise qui sert de base de travail. Dès lors, le choix des indicateurs de comportement guide la définition des protocoles d'essais, ainsi que le choix des méthodes mathématiques de calcul. Un logiciel est ensuite écrit formalisant ces méthodes ainsi que toute la chaîne de traitement numérique des données. Les indicateurs de comportement ainsi obtenus sont soumis aux experts pour validation.

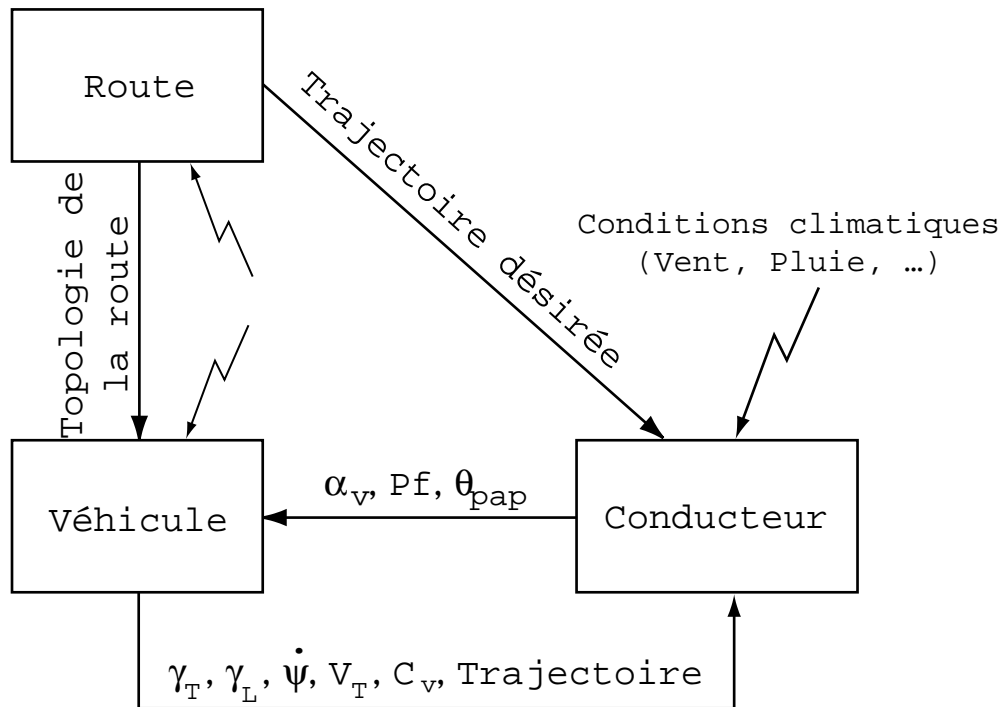


FIG. 2.2 – Le véhicule dans son milieu d'évolution

Bon nombre d'itérations sont alors nécessaires pour valider les indicateurs. Tant que les experts n'ont pas entériné les résultats, il faut remettre en question l'ensemble des choix, des méthodes et des traitements.

Suivre rigoureusement une telle stratégie permet de converger, de façon efficace et fiable, vers une solution finale satisfaisant le cahier des charges initial.

Ce chapitre présente les diverses solutions employées pour identifier le comportement statico-dynamique transversal d'un véhicule. Le chapitre 3 est, quant à lui, consacré à l'étude des indicateurs de comportement.

## 2.2 Approche du problème

### 2.2.1 Le système "véhicule" et son environnement

La tenue de route d'un véhicule constitue l'un des aspects les plus importants de la sécurité active. Tout véhicule forme avec son conducteur et l'environnement prédominant, un système unique fonctionnant en boucle fermée. L'évaluation de la tenue de route est de ce fait une tâche très difficile, compte tenu des interactions entre les éléments conducteur-véhicule-route déjà complexes en eux-mêmes (figure 2.2).

L'appréciation que donnera un conducteur sur le comportement d'une automobile sera fonction bien évidemment des caractéristiques intrinsèques du véhicule, mais aussi de l'état de la route, des conditions météorologiques ou encore du conducteur lui-même. A l'heure actuelle, on est capable de modéliser un véhicule de façon plus ou moins fiable. Par contre, le comportement du conducteur en tant que tel n'est pas modélisable et encore moins l'influence que peuvent avoir sur lui et son jugement l'environnement dans lequel il évolue. Dès lors il est impossible de connaître avec exactitude la manière dont son appréciation est pondérée.

En se découplant des événements à caractère stochastique précédemment cités, on peut séparer deux grandes classes de paramètres physiques qui vont être pris en compte par le conducteur lors de son essai. Il y a les grandeurs physiques de type *cause* qui sont les

entrées que donne le conducteur au véhicule. Typiquement on peut considérer ces entrées comme étant le braquage au volant ( $\alpha_V$ ), la consigne moteur ( $\theta_{pap}$ ) et la pression de freinage ( $P_f$ ). Son jugement se portera alors sur l'observation et le ressenti des *conséquences* qui sont les accélérations longitudinales et transversales ( $\gamma_L, \gamma_T$ ), la vitesse de lacet ( $\dot{\psi}$ ), la vitesse transversale ( $V_T$ ), le couple au volant ( $C_v$ ) et la trajectoire.

### 2.2.2 Le système "véhicule" seul

On cherche ici à approcher le système véhicule seul en le découplant du monde qui l'entoure.

Les modèles de connaissance (boîtes blanches) de véhicule les plus complets comportent plus de 30 degrés de liberté<sup>1</sup> et ne sont pas fidèles dans tous les cas [CHA96a]. Un des principaux problèmes lié à la modélisation de ce système réside dans le pneumatique. En effet ce composant est généralement mal modélisé et le comportement du véhicule en dépend fortement.

Comme précisé dans le chapitre 1, un véhicule ne pourra être modélisé précisément que grâce à un modèle mixte (boîte grise). Pour les modèles de connaissance les plus simples, le modèle lacet-dérive à deux degrés de liberté constitue la base de travail car il permet, en particulier, d'être utilisé pour des applications temps réel. Dans ses hypothèses de départ, on stipule qu'il n'est utilisable que dans de faibles plages d'accélération transversales. Pour pouvoir l'utiliser dans des domaines plus larges, on peut rajouter un modèle de représentation décrivant les non-linéarités liées aux pneumatiques [CHO96] (voir §1.5). On peut améliorer la fidélité du modèle en rajoutant des degrés de liberté au modèle lacet-dérive comme l'étude du roulis [SON92] ou encore les phénomènes longitudinaux [SMI95]. En conséquence de quoi, on obtient très vite des modèles mixtes comportant jusqu'à 8 degrés de liberté.

L'identification d'un modèle de représentation traduisant le comportement du véhicule se fait généralement en utilisant une méthode expérimentale de type fréquentielle, ce qui engendre un certain nombre de difficultés liées aux conditions d'essais. Lorsqu'on désire identifier la fonction de transfert liant l'accélération transversale à l'angle de braquage des roues, la structure la plus courante comporte deux zéros et deux pôles; ce qui correspond à une structure identique à celle du modèle lacet-dérive. Dans ce cas, les non-linéarités ne sont pas prises en compte et les domaines d'identification se limitent, là aussi, à de faibles accélérations transversales (Cf. chapitre 1).

En résumé, quelle que soit l'approche faite du système "véhicule" (boîte noire ou boîte blanche), la fonction de transfert décrivant le comportement transversal  $(\gamma_T, \dot{\psi}, \delta) = f(\beta)$  d'un véhicule est constituée d'une caractéristique statique et de termes en  $s$  représentant uniquement la dynamique du système. Même si la structure du modèle dynamique est plus élaborée qu'un modèle à deux degrés de liberté, le gain devra de toute façon décrire le comportement statico-dynamique transversal du véhicule. C'est une fonction non-linéaire car elle traduit, entre autres, la saturation du pneumatique, l'accélération transversale étant en partie l'image des efforts transversaux sur les trains. Les buts à atteindre sont donc d'identifier la caractéristique statique (chapitre 2) dans un premier temps, puis de l'analyser pour fournir des indicateurs objectifs de comportement (chapitre 3).

**Remarque :** Le fait de considérer la caractéristique statique en cascade avec un modèle dynamique est une approche de Hammerstein (figure 2.3) utilisé pour la modélisation de systèmes non-linéaires [HAB90], [SJÖ95], [JUD95]. Dans notre cas, nous nous intéresserons uniquement à l'approximation de la caractéristique statique, qui constitue en fait la courbe

---

1. Pour une bonne modélisation de véhicules sportifs, certains modèles atteignent même 46 degrés de liberté

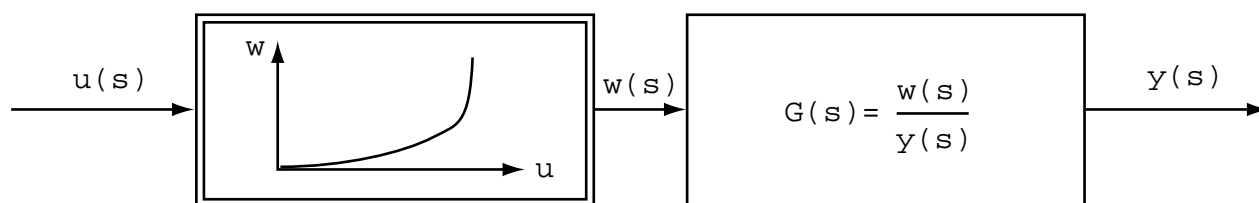


FIG. 2.3 – Modèle de Hammerstein

statico-dynamique. La partie dynamique ne fait pas l'objet de la recherche présentée dans ce mémoire.

## 2.3 Courbe statico-dynamique

Dans l'introduction de ce chapitre, nous avons précisé que la quantification des indicateurs de comportement doit s'effectuer en observant les particularités de la courbe  $\tau = f(\gamma_T)$ . Les raisons de ce choix sont multiples :

- ◊ L'information "taux de sousvirage" (Cf. §1.8.4.3), contient les données essentielles à la compréhension du comportement du véhicule. Elle permet d'observer le comportement transversal de façon absolue et non relative.
- ◊ L'observation de la dérive au centre de gravité n'est pas suffisante pour qualifier le comportement du véhicule. Par exemple, un véhicule peut être soumis à une dérive importante et être malgré tout très équilibré (Cf. Chapitre 3 pour la définition des indicateurs).
- ◊ Pour avoir une image du comportement transversal, l'idéal serait de pouvoir observer les efforts transversaux directement au pied de roue. Or, l'accélération transversale est principalement l'image de ces efforts et la mise en place d'accéléromètres est plus aisée et moins onéreuse que des capteurs d'efforts, généralement constitués de jauges de déformation.
- ◊ L'observation de la vitesse de lacet n'est pas suffisante car elle ne donne pas une image des sollicitations transversales. Pour prendre un exemple simple, une vitesse de lacet de  $20^\circ/s$  ne traduit en rien le fait que le véhicule est en phase de saturation au niveau des pneumatiques.

## 2.4 Des données brutes au modèle

Dans les paragraphes suivants, nous allons expliciter et détailler toutes les phases de la chaîne de traitement jusqu'à l'identification de la représentation du comportement statico-dynamique. Les différents points abordés sont :

- ◊ Acquisition des données,
- ◊ Filtrage temporel des signaux,
- ◊ Sélection des domaines d'identification,
- ◊ Lissage de la courbe statico-dynamique,
- ◊ Identification de la courbe statico-dynamique.

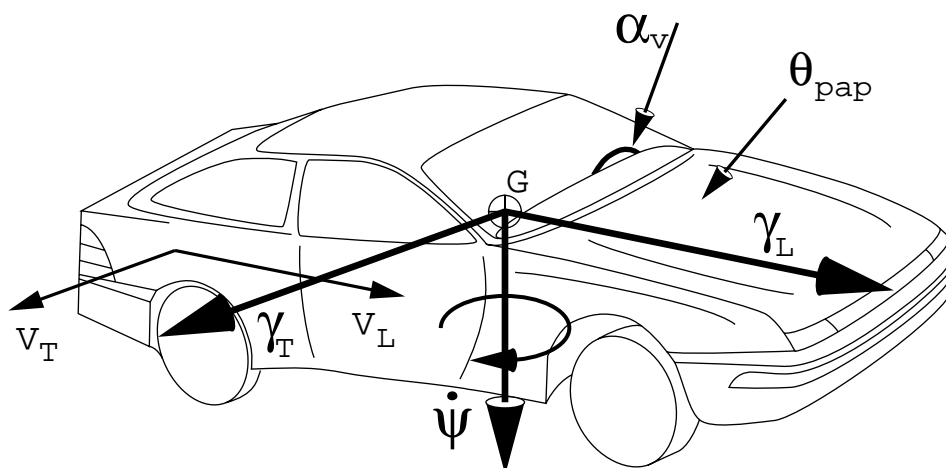


FIG. 2.4 – Capteurs embarqués

## 2.5 Acquisition des données

Sur la figure 2.4, on a représenté les grandeurs physiques mesurées, ainsi que l'emplacement des différents capteurs sur le véhicule d'essai. Au centre de gravité  $G$ , se trouvent deux accéléromètres qui mesurent les accélérations transversale et longitudinale. Ils sont de type piezorésistif car ils doivent pouvoir mesurer le régime continu. L'image de la vitesse de lacet est donnée par un gyromètre à gyroscope. Le volant est équipé d'un potentiomètre 10 tours donnant l'image de l'angle au volant. Quant aux vitesses longitudinale et transversale, elles sont mesurées par l'intermédiaire d'un capteur optique, communément appelé "Corrévit", placé soit sur un attelage, soit dans le coffre arrière percé d'une fenêtre de visée. Le principe de fonctionnement de ce capteur est basé sur des corrélations croisées de l'image que renvoie le sol. Le bon fonctionnement de ce capteur n'est garanti qu'à partir d'un certain degré de granulométrie du sol.

Tous les capteurs précités sont raccordés à un PC de type 486 via un certain nombre d'interfaces adaptées. Cet ordinateur est équipé d'un logiciel d'acquisition en temps réel. La fréquence d'échantillonnage est généralement de  $50Hz$ . Cette fréquence correspond à celle utilisée par le constructeur et permet ainsi de se situer bien au delà des fréquences caractéristiques propres au véhicule.

## 2.6 Filtrage temporel

Plusieurs types de bruits peuvent entâcher les signaux recueillis à l'issue de la mesure. On distingue :

- ◊ Les bruits liés à la route : le véhicule répond à la moindre villosité de la surface de la route, ne serait-ce que très faiblement.
- ◊ Les bruits mécaniques : ils sont principalement liés aux différents jeux existant dans les organes mécaniques constituant le véhicule.
- ◊ Les bruits électriques : c'est toute la chaîne du système d'acquisition qui les génère, ainsi que l'environnement. Ils peuvent être dus aux capteurs ou à des éléments externes comme les alimentations ou encore le système d'allumage du véhicule.



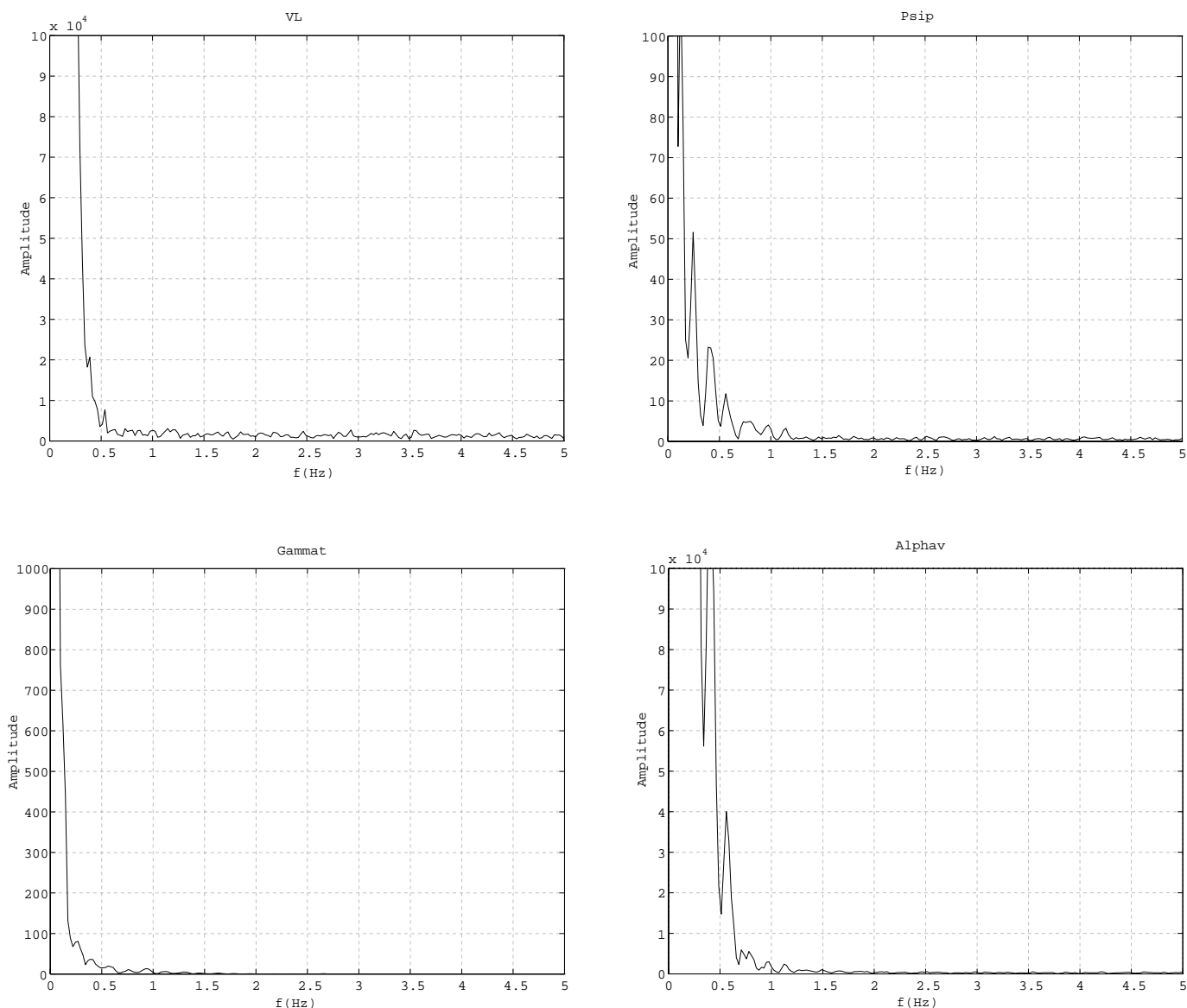


FIG. 2.5 – Spectres en fréquence de  $V_L$ ,  $\dot{\psi}$ ,  $\gamma_T$ ,  $\alpha_v$

◇ etc...

Le filtrage des signaux de mesure est réalisé par un filtre passe-bas numérique du deuxième ordre.

D'après l'observation des PSD (Power Spectral Density) (figure 2.5) en fréquence de chacune des grandeurs physiques mesurées, les fréquences de filtrage ont été fixées à  $3Hz$  pour toutes les variables mesurées. Cette valeur correspond au meilleur compromis possible permettant ainsi d'améliorer le rapport signal/bruit des variables considérées.

**NB** Sur la figure 2.5, la partie supérieure des spectres a été tronquée pour permettre une meilleure lecture.

## 2.7 Sélection des domaines de fonctionnement en régime établi

### 2.7.1 Avant-propos

La sélection des points de fonctionnement en régime établi doit permettre d'éliminer les points de mesure correspondant aux modes perturbés et, à contrario, de conserver les échantillons appartenant au régime statico-dynamique. La nature des points obtenus à l'issue de ce tri est primordiale car les valeurs des indicateurs de comportement quantifiés par après, dépendent uniquement du résultat obtenu ici.

Dans le paragraphe 3.4, on présente deux types d'essais qui sont l'essai sur cercle et l'essai comportemental sur piste comprenant plusieurs tours. Ce dernier type d'essai peut être exploité de deux façons différentes:

- ◇ On procède à une découpe temporelle des virages significatifs<sup>2</sup>, auquel cas on considère que le véhicule a subi des sollicitations statico-dynamiques sans pour autant que sa réponse le soit. La découpe est faite en ayant sélectionné le premier passage de plusieurs tours de circuit et la sélection des autres passages étant faite par rapport à un critère quadratique. Le paragraphe 2.7.2 expose les méthodes utilisées dans ce cas.
- ◇ On teste chaque échantillon du fichier d'entrée et on conserve uniquement ceux qui sont considérés comme étant en régime statico-dynamique. On utilise alors une sélection par logique floue qui fournira un poids compris entre 0 et 1 pour chaque échantillon du fichier d'entrée, le poids nul signifiant que le point considéré est en mode perturbé. Cette méthode fait l'objet du paragraphe 2.7.3.

### 2.7.2 Découpe temporelle

#### 2.7.2.1 Reconstruction du parcours

Pour effectuer la découpe temporelle on utilise l'outil *Matlab*. Le circuit étudié est reconstruit en utilisant les vitesses transversale  $V_T$  et longitudinale  $V_L$  ainsi que l'angle de lacet  $\psi$  [CHA96b]:

$$x(t) = \int_0^t (V_L \cos \psi - V_T \sin \psi) d\tau \quad (2.1)$$

$$y(t) = \int_0^t (V_L \sin \psi + V_T \cos \psi) d\tau \quad (2.2)$$

qui est équivalent à:

$$x(t) = \int_0^t (\sqrt{V_L^2 + V_T^2} \cos(\delta + \psi)) d\tau \quad (2.3)$$

$$y(t) = \int_0^t (\sqrt{V_L^2 + V_T^2} \sin(\delta + \psi)) d\tau \quad (2.4)$$

---

2. On évite d'étudier, par exemple, des épingles à cheveux ou des virages présentant de forts dévers.

### 2.7.2.2 Sélection temporelle

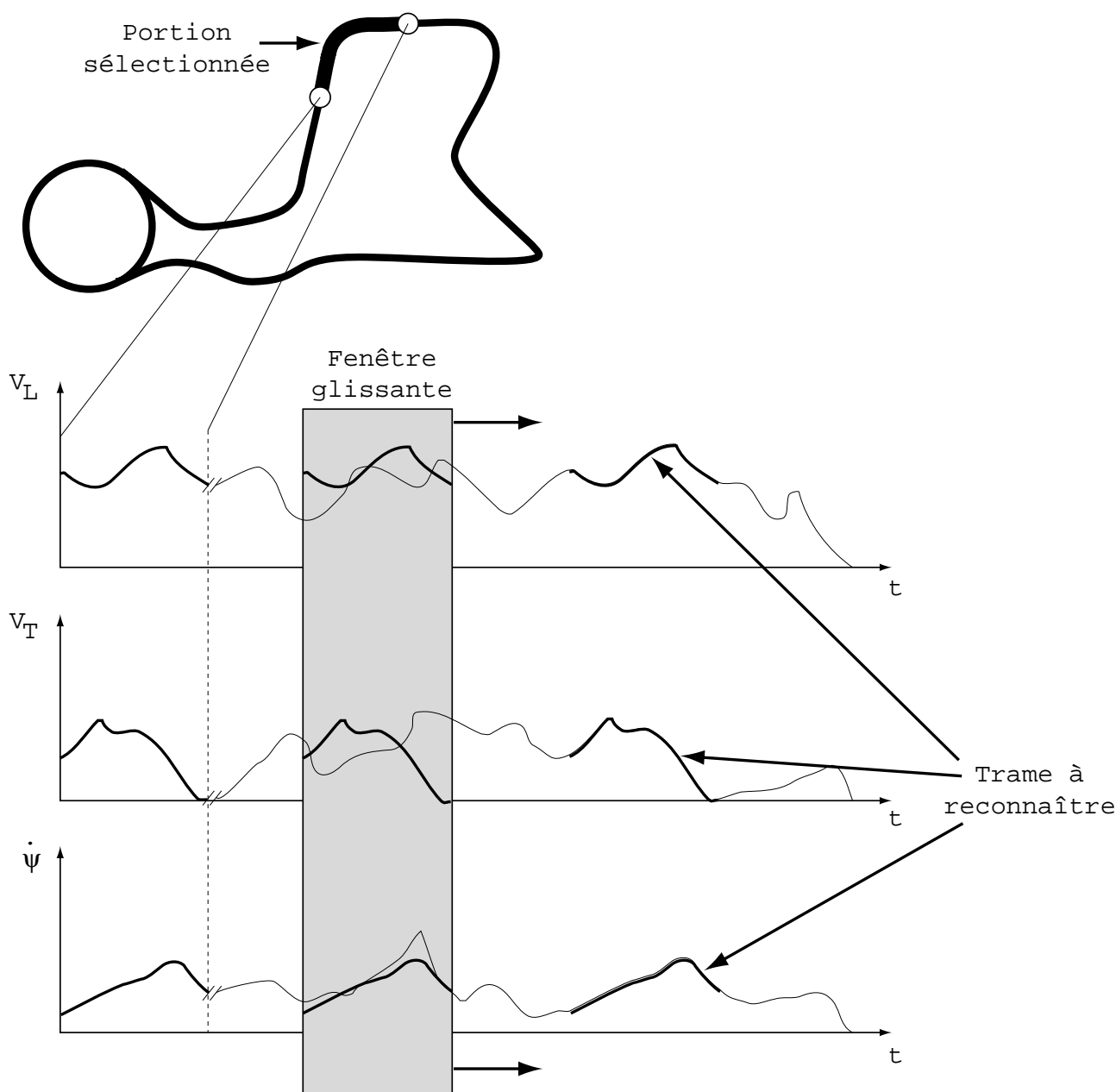


FIG. 2.6 – Découpe manuelle du circuit

La souris permet de sélectionner à l'écran la portion de circuit à étudier (Cf. figure 2.6). La fenêtre temporelle ainsi sélectionnée sert de référence pour la détection du même passage dans les autres tours de circuit. Si l'essai comporte  $n$  tours, il faudra extraire  $n$  fois le même passage. Pour ce faire, la fenêtre temporelle de référence "glisse" tout au long du fichier d'entrée et à chaque pas on calcule une erreur quadratique sur les trois variables ayant servi à la reconstruction.

En d'autres termes, la souris permet de déterminer l'intervalle correspondant au premier passage du véhicule dans la portion sélectionnée. Ensuite, on effectue une recherche automatique des répétitions périodiques correspondant aux autres passages successifs du véhicule dans cette même portion.

Les portions conservées correspondent aux minima des critères quadratiques rencontrés simultanément sur  $V_L$ ,  $V_T$  et  $\dot{\psi}$ :

$$J_1 = \sum_{i=0}^{n_{ref}} (V_{Lref}(i) - V_L(i))^2 \quad (2.5)$$

$$J_2 = \sum_{i=0}^{n_{ref}} (V_{Tref}(i) - V_T(i))^2 \quad (2.6)$$

$$J_3 = \sum_{i=0}^{n_{ref}} (\dot{\psi}_{ref}(i) - \dot{\psi}(i))^2 \quad (2.7)$$

Autrement dit, à chaque pas, on compare la référence et la portion de circuit sur laquelle se trouve la fenêtre. Après ce calcul, on conserve les passages où l'erreur quadratique est minimum sur les trois variables considérées simultanément.

### 2.7.2.3 Découpe affinée

Lorsque les fichiers ont été découpés, c'est à dire qu'on a extrait  $n$  passages de  $n$  tours de piste, on procède à une découpe plus fine destinée à ne conserver que la partie utile correspondant à la négociation du virage.

Les figures 2.7 et 2.8 montrent la portion temporelle conservée après la première découpe temporelle présentée dans le paragraphe précédent.

L'inscription dans la courbe correspond au passage par 0 de l'accélération transversale et on termine la découpe au maximum du taux de sousvirage dans le cas du sousvirage comme le montre la figure 2.7. Dans le cas du survirage, on découpe jusqu'au minimum du taux de sousvirage, après que le survirage se soit produit, comme l'illustre la figure 2.8.

Par la suite, on considèrera qu'un taux de sousvirage supérieur à  $150^\circ$  en valeur absolue n'est pas significatif car les dérives sont trop importantes et le pneumatique atteint un fonctionnement fortement perturbé qui n'est plus significatif pour l'étude.

## 2.7.3 Sélection floue

### 2.7.3.1 Justification du choix de la méthode

Les premières méthodes explorées pour la sélection des points de fonctionnement en régime établi utilisaient des seuils sur les grandeurs caractéristiques du mode de fonctionnement. Par exemple, on affirmait qu'une accélération longitudinale supérieure à  $1m/s^2$  traduisait du comportement en régime perturbé. Les grandeurs physiques et les variables étudiées étaient :

- ◇ l'accélération longitudinale  $\gamma_L$ ,
- ◇ la vitesse de braquage  $\dot{\alpha}_v$ ,
- ◇ le résidu  $\gamma_T - V_L \dot{\psi}$  (en fait  $\dot{V}_T$  : voir §suivants),
- ◇ la dérivée de l'accélération transversale  $\dot{\gamma}_T$ ,
- ◇ la dérive  $\delta$ ,
- ◇ la vitesse de dérive  $\dot{\delta}$ ,
- ◇ le produit  $\tau \cdot \gamma_T$ .

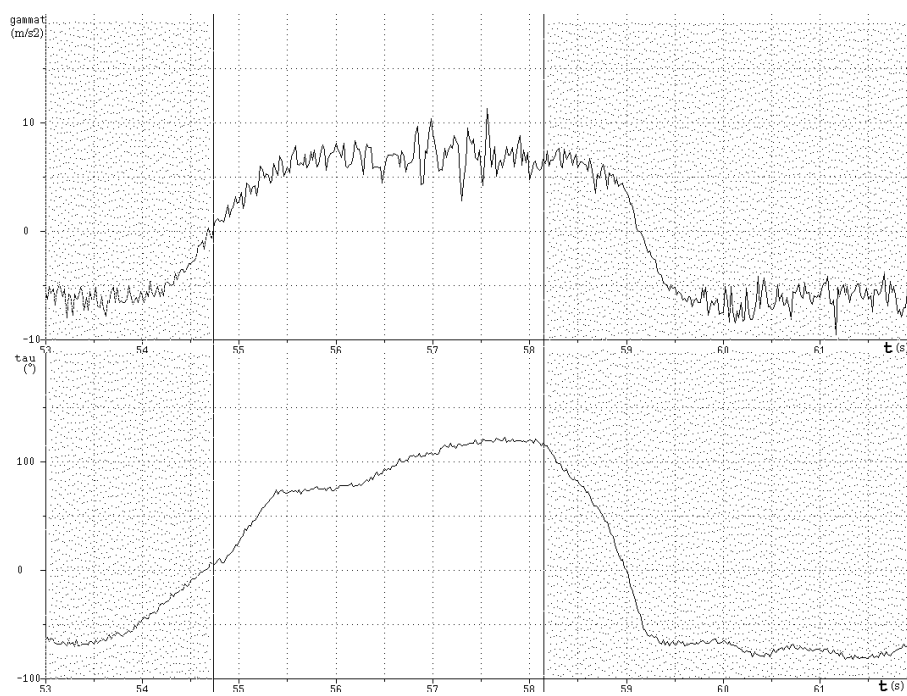


FIG. 2.7 – Découpe temporelle dans le cas du sousvirage

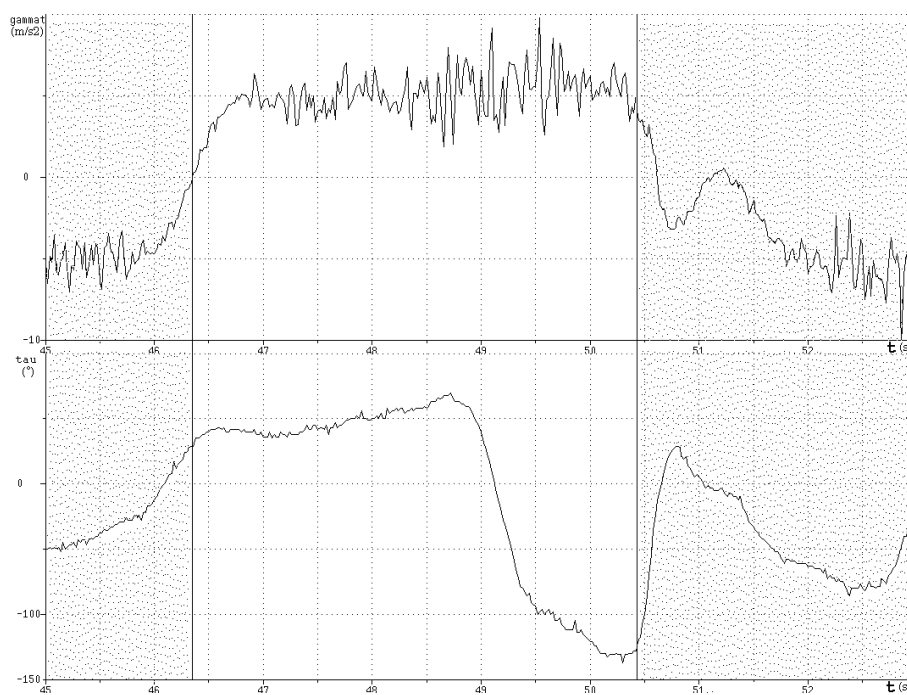


FIG. 2.8 – Découpe temporelle dans le cas du survirage

Le calage des différents seuils ne peut se faire que par tests successifs car bien souvent une sélection trop sévère ne sélectionne aucun ou très peu de points. En outre, les seuils doivent être adaptés en fonction du type de véhicule étudié. Un point considéré en mode perturbé pour une *R19* ne l'est pas une *R25V6*, ce qui implique un recalage de tous les seuils pour chaque véhicule.

Utiliser une sélection par logique floue permet de s'affranchir de ce type de problème. Pour adapter la sélection en fonction du type de véhicule, il suffit de modifier le seuil de sélection à la sortie du détecteur principal (Cf. figure 2.9).

### 2.7.3.2 Entrées

La méthode employée pour sélectionner les passages statico-dynamiques utilise une sélection floue basée sur la mise en cascade de plusieurs détecteurs.

L'outil présenté dans ce paragraphe est destiné à sélectionner les domaines d'identification correspondant au régime statico-dynamique transversal de première approche (Cf. §1.4.3), et ce lors d'un essai comportemental, c'est-à-dire à l'issue de plusieurs tours de piste. On utilise pour cela les concepts de la logique floue. En somme, il s'agit de faire une détection de régime établi, c'est à dire lorsque le véhicule se trouve en régime statico-dynamique transversal.

On a séparé les grandeurs physiques recueillies en quatre classes :

- ◇ Les sollicitations : elles sont liées uniquement aux manœuvres que fait le pilote au volant et aux pédales. L'angle au volant est divisé par le rapport de démultiplication de façon à se découpler des différences existant entre les véhicules. Les actions des pédales se traduisent par une variation de l'accélération longitudinale. Le premier détecteur flou "Pilote", donne un niveau de sollicitation en sortie. Les partitions floues, la table de décision et l'hypersurface du détecteur "Pilote" sont explicitées plus loin.
- ◇ La réponse : lorsque le véhicule n'est pas en régime statico-dynamique transversal, la vitesse de lacet n'a pas une valeur constante. Pour cette raison, nous avons choisi comme entrée du deuxième détecteur flou l'accélération de lacet. Elle est normée par rapport à l'inertie de lacet qui est propre à chacun des véhicules. L'autre entrée du détecteur "Réponse" est un résidu. Il est obtenu en exprimant l'accélération transversale au centre de gravité en se plaçant dans les hypothèses du modèle deux roues:

$$\gamma_T = V\dot{\psi} + \dot{V}_T \quad (2.8)$$

Or, en régime statico-dynamique, la vitesse transversale est constante. Il aurait été possible de faire un test directement sur  $\dot{V}_T$ , mais certains fichiers ne comportent pas l'information "Vitesse transversale". En conséquence de quoi, on fait un test sur le résidu  $\gamma_T - V\dot{\psi}$  qui doit être théoriquement nul en régime établi. Le fonctionnement du détecteur flou "Réponse" est détaillé plus bas.

- ◇ Le veto : Comme nous l'avons vu dans le chapitre 1 au moment où  $\frac{\partial \tau}{\partial \gamma_T} < 0$  le véhicule entre en phase de survirage. Il est considéré en survirage installé si le produit  $\tau \cdot \gamma_T$  est négatif. Le bloc "Réponse" détecte très bien l'entrée en phase de survirage, mais pas les survirages persistants. En effet, dans ce cas,  $\ddot{\psi}$  est quasiment nulle ainsi que  $\gamma_T - V\dot{\psi}$ , d'où la nécessité de considérer le produit  $\tau \cdot \gamma_T$  comme un veto.

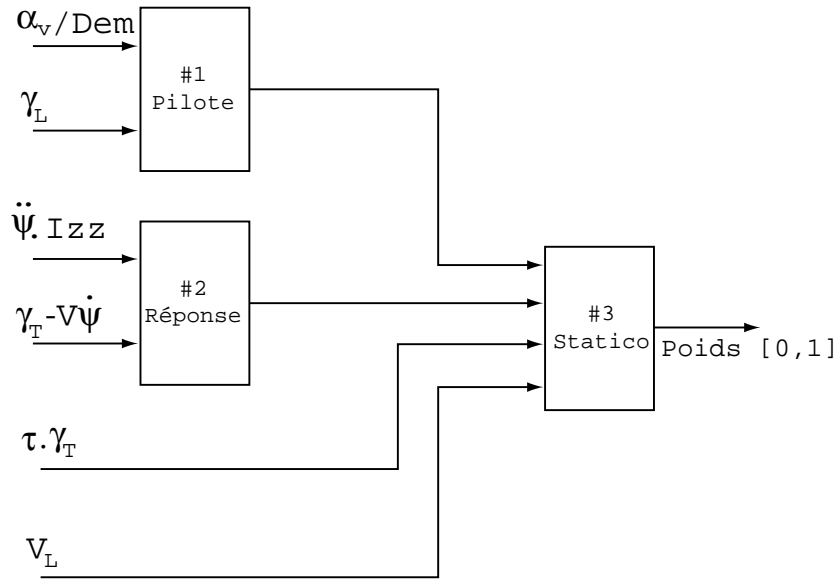


FIG. 2.9 – Architecture de la sélection floue des domaines d'identification

- ◇ Le gain : on a vu dans le paragraphe 1.7.2 que l'influence de la vitesse est primordiale sur le comportement du véhicule. Pour prendre un exemple simple, une sollicitation brutale<sup>3</sup> de  $90^\circ$  au volant à  $20\text{km/h}$  ne met aucunement en péril la vie des passagers. Par contre, la même consigne de braquage à  $150\text{km/h}$  se traduit généralement par une situation très critique et irréversible. L'information "Vitesse longitudinale" change le gain.

Les sorties des deux détecteurs "Pilote" et "Réponse", ajouté au veto et au gain, constituent les entrées du détecteur flou principal "Statico" (figure 2.9).

Le fait d'utiliser des détecteur flous en cascade a deux principaux avantages:

- ◇ Il est plus aisé d'étudier l'influence des grandeurs physiques séparément.
- ◇ Cela permet de limiter le nombre de règles.

Tous les détecteurs sont de type "Mamdani", leur opérateur de conjonction est le *min*, de disjonction le *max*, d'implication le produit, d'agrégation le *max* et de défuzzyfication le barycentre. Faire d'autres choix que ceux là n'influe que très peu sur le résultat sur final ([BÜH94]) et peut ralentir inutilement le traitement.

### 2.7.3.3 Détecteur "Pilote"

Les entrées du détecteur flou "Pilote" sont l'angle de braquage  $Beta^4$  et l'accélération longitudinale  $Gammal$ . Il est évident que plus l'angle de braquage est important et plus le comportement du véhicule risque de se trouver hors du domaine qui nous intéresse. L'explication de la non-symétrie de la partition floue de  $Gammal$  tient à ce que le véhicule réagit plus violemment lors d'une décélération (report de charge vers l'avant) que lors d'une accélération (report de charge vers l'arrière). En effet, les véhicules de série sont tous naturellement sousvireurs. Si un report de charge a lieu vers l'avant, ceci a pour effet d'augmenter la rigidité

3. se rapprochant d'un échelon

4. La consigne de braquage au volant est ramenée à la roue par l'intermédiaire du rapport de démultiplication

de dérive du train avant. Dès lors, le train avant voit son potentiel transversal augmenter au détriment de celui de l'arrière. Donc, le véhicule soumis à une décélération dans une courbe génère un survirage, à condition que l'on soit proche de la limite d'adhérence. Le train avant du véhicule a tendance à fonctionner comme un "pivot" autour duquel tourne le train arrière. Ceci explique la forme de la partition floue<sup>5</sup> et le contenu de la table de décision. Sur l'hypersurface, on constate effectivement que la sortie du détecteur "Pilote" est plus importante pour une accélération longitudinale négative que positive.

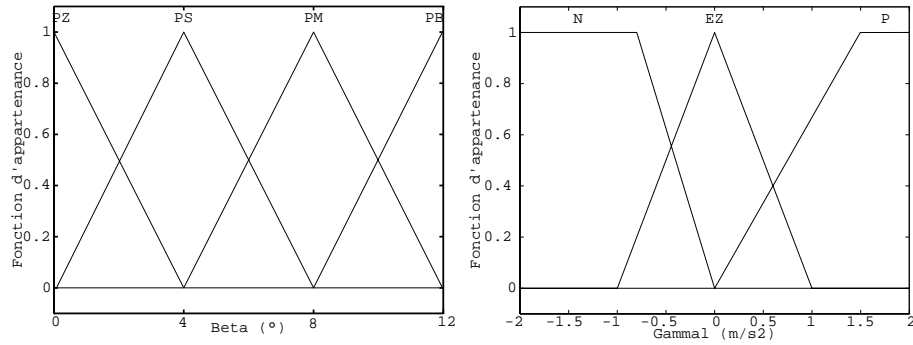


FIG. 2.10 – Partitions floues du détecteur "Pilote"

Pilote		Beta			
		PZ	PS	PM	PB
Gamma_L	N	<i>S</i>	<i>M</i>	<i>B</i>	<i>B</i>
	EZ	<i>S</i>	<i>S</i>	<i>S</i>	<i>M</i>
	P	<i>S</i>	<i>S</i>	<i>M</i>	<i>M</i>

TAB. 2.1 – Table de décision du détecteur "Pilote"

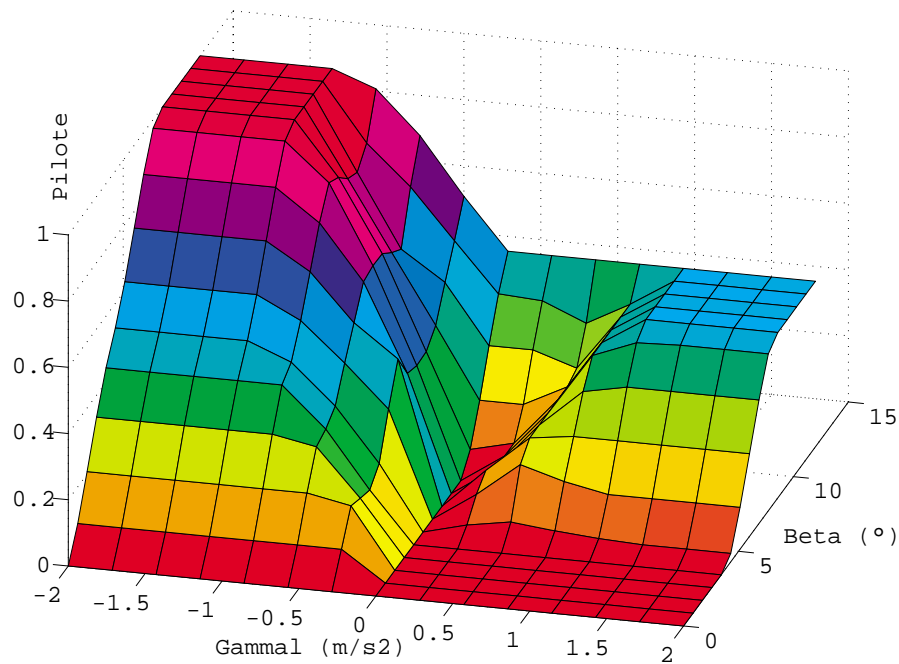


FIG. 2.11 – Hypersurface du détecteur "Pilote"

5. On donne plus d'importance aux valeurs négatives de  $\gamma_L$



### 2.7.3.4 Détecteur "Réponse"

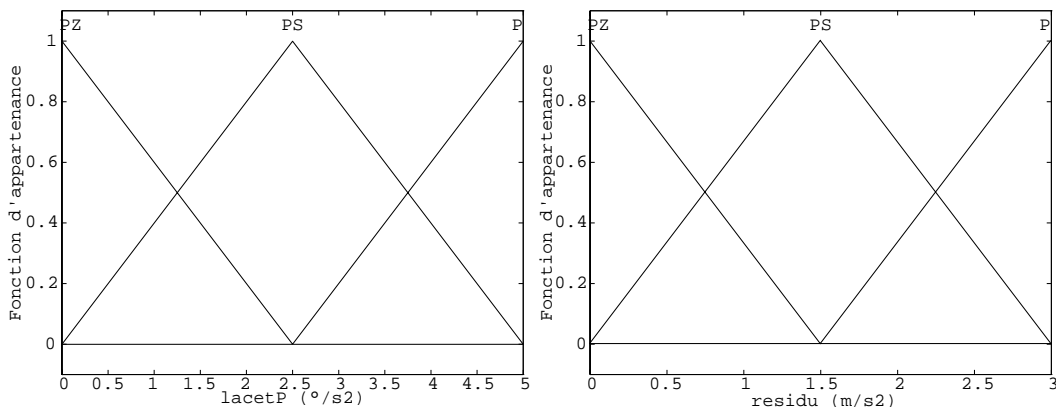


FIG. 2.12 – Partitions floues du détecteur "Réponse"

Réponse		Residu		
		PZ	PS	P
LacetP	PZ	S	S	B
	PS	S	M	B
	P	B	B	B

TAB. 2.2 – Table de décision du détecteur "Réponse"

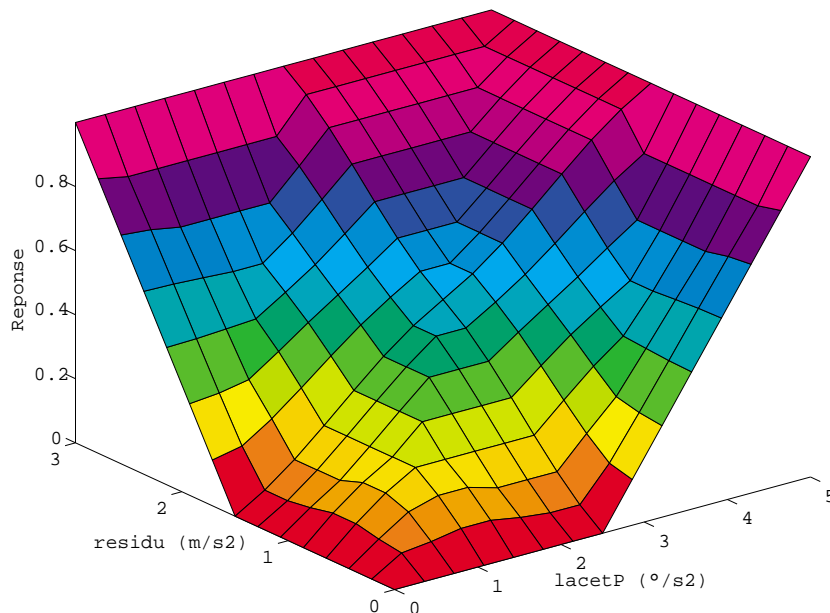


FIG. 2.13 – Hypersurface du détecteur "Réponse"

Deux entrées alimentent le détecteur "Réponse". Elles sont l'accélération de lacet  $LacetP$  et le résidu  $\gamma_T - V\dot{\psi}$  ( $Residu$ ) qui traduit en fait l'évolution de  $\dot{V}_T$  donc de la vitesse de dérive au centre de gravité. L'observation des évolutions temporelles de ces deux variables suffit à remplir les conditions nécessaires mentionnées dans le paragraphe 1.4.3. Par exemple, en se

reportant à l'analyse phénoménologique du paragraphe 1.7.4, lors d'un survirage, la vitesse de lacet augmente très rapidement du fait de l'augmentation de la dérive arrière donc de la dérive au centre de gravité. Si le survirage est compensé par un contrebraquage de la part du pilote, la vitesse transversale reste malgré tout élevée tout comme le résidu  $\gamma_T - V\psi$ . Ce dernier évolue avec un retard conséquent par rapport à l'accélération de lacet car sa valeur est fonction de l'accélération transversale<sup>6</sup>. Si l'une ou l'autre des entrées est dans le sous-ensemble  $P$ , la sortie du détecteur sera nécessairement proche de 1. Les allures des partitions floues et le contenu de la table de décision permettent de couvrir le maximum de cas, compte tenu des différents retards constatés.

### 2.7.3.5 Détecteur "Statico"

Le détecteur "Statico" combine les sorties des détecteurs "Pilote" et "Réponse" ainsi que la vitesse longitudinale  $Vitesse$  et le produit  $\tau \cdot \gamma_T$   $Produit$ . L'entrée  $Produit$  agit ici comme un veto car si sa valeur devient très négative, le véhicule est fatalement en survirage, et la sortie du détecteur "Statico" doit donc signifier un mode perturbé. L'expérience a montré que dans certains cas, le détecteur "Réponse" ne réagissait pas à une phase de survirage installé, c'est à dire lorsque le pilote conserve volontairement le véhicule à la limite de la stabilité par un contrebraquage adéquat. Cette situation d'équidérive<sup>7</sup> montre une évolution des valeurs de l'accélération de lacet et de  $\dot{V}_T$  voisine de zéro. On est confronté à une situation où la vitesse transversale est élevée et constante et où la vitesse de lacet est quasiment nulle. Le pilote place le véhicule à la façon d'un pilote de rallyes c'est à dire que le véhicule glisse latéralement et l'axe longitudinal du véhicule ainsi que les roues avant sont dans l'alignement de la sortie du virage. La seule façon de détecter ce genre de situation est de mettre une clause sur le signe du produit  $\tau \cdot \gamma_T$  qui est négatif dans ce cas. Pour des raisons de clarté, il ne figure pas dans la table de décision.

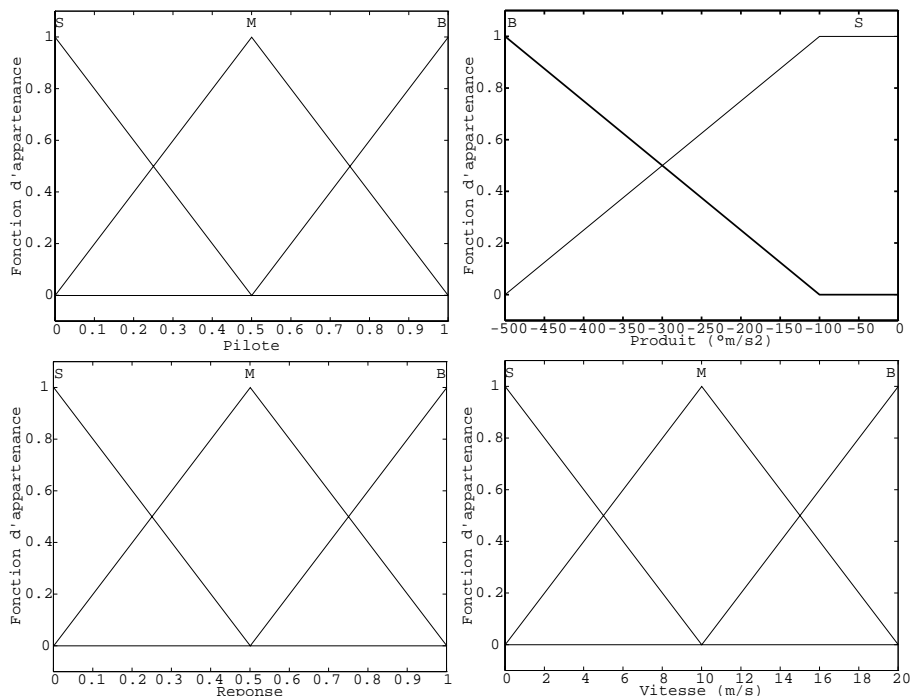


FIG. 2.14 – Partitions floues du détecteur "Statico"

6. L'accélération transversale s'établit avec un fort retard car elle dépend de phénomènes tels que le roulis, présentant de fortes inerties.

7. Dérive élevées et quasiment identiques à l'avant et à l'arrière sans vitesse de lacet

Statico		Pilote								
		S			M			B		
		Réponse								
		S	M	B	S	M	B	S	M	B
Vitesse	S	S	S	B	S	M	B	S	M	B
	M	S	M	B	S	M	B	M	M	B
	B	S	M	B	M	B	B	M	B	B

TAB. 2.3 – Table de décision du détecteur "Statico"

On a vu précédemment que la vitesse longitudinale intervient à la manière d'un gain sur le comportement du véhicule. Pour certains véhicules, on a pu constater une instabilité du train arrière à partir d'une certaine vitesse et lors d'une manœuvre de "remise d'angle en virage" (Cf. chapitre 3). L'expérience a prouvé qu'à une vitesse longitudinale supérieure à 20m/s (72 km/h) tous les véhicules à tendance instable sont dans les conditions nécessaires pour entrer en phase de survirage.

D'autre part, on a donné à la sortie du détecteur "Réponse" une influence importante car des phénomènes de survirage peuvent intervenir à basse vitesse, en particulier lorsque le pilote utilise les reports de charges longitudinaux pour placer le véhicule dans la courbe.

## 2.7.4 Résultats

### 2.7.4.1 Régime établi

La figure 2.15 représente un passage enregistré sur la piste de Mireval<sup>8</sup> commençant à la sortie du virage 5, jusqu'à l'inscription dans le virage 6. Cette portion de circuit correspond pratiquement à une ligne droite. Le virage 5 est une épingle, donc l'activité volant du pilote est importante, raison pour laquelle le détecteur "Pilote" donne une valeur importante à la sortie. De plus, pendant le passage dans le virage 5, le résidu  $\gamma_T - V\dot{\psi}$  est très perturbé car les dérives sont élevées. Ceci explique que le détecteur "Réponse" donne aussi une sortie perturbée. Malgré une vitesse longitudinale faible (environ 10m/s) la sortie du détecteur "Statico" est à 0, ce qui indique un fonctionnement en mode perturbé. Dès le retour à 0 de l'angle au volant et pendant toute la ligne droite, la sortie du détecteur reste voisine de 1 indiquant ainsi le régime statico-dynamique. Pendant la ligne droite, la vitesse longitudinale passe de 10m/s à 26m/s. La sortie du détecteur "Statico" devient donc plus sensible mais reste malgré tout voisine de 1, ce qui traduit bien un comportement statico-dynamique. L'inscription dans le virage 6 se fait par une consigne de braquage très progressive, conservant ainsi le véhicule en régime établi malgré une forte accélération transversale. On peut noter toutefois une légère variation de la consigne au volant aux alentours de l'instant 78.5s qui se traduit immédiatement par une baisse de la sortie du détecteur principal. Notons l'allure de l'accélération longitudinale aux alentours de 75s, qui dénote le changement de rapport de boîte de vitesse. La sortie du détecteur "Statico" n'évolue pas car il n'existe aucune sollicitation transversale à ce moment précis.

### 2.7.4.2 Mode perturbé

La portion de circuit choisie pour montrer un passage en mode perturbé est la suite directe de l'enregistrement cité dans le paragraphe précédent (figure 2.16). Le pilote sort du virage N° 6, passe le virage N° 7 en survirant à la sortie puis s'inscrit dans le virage N° 8.

Pendant la sortie du virage N° 6, le pilote corrige la trajectoire du véhicule en donnant

8. Se reporter au chapitre 3 pour un plan détaillé de la piste de Mireval

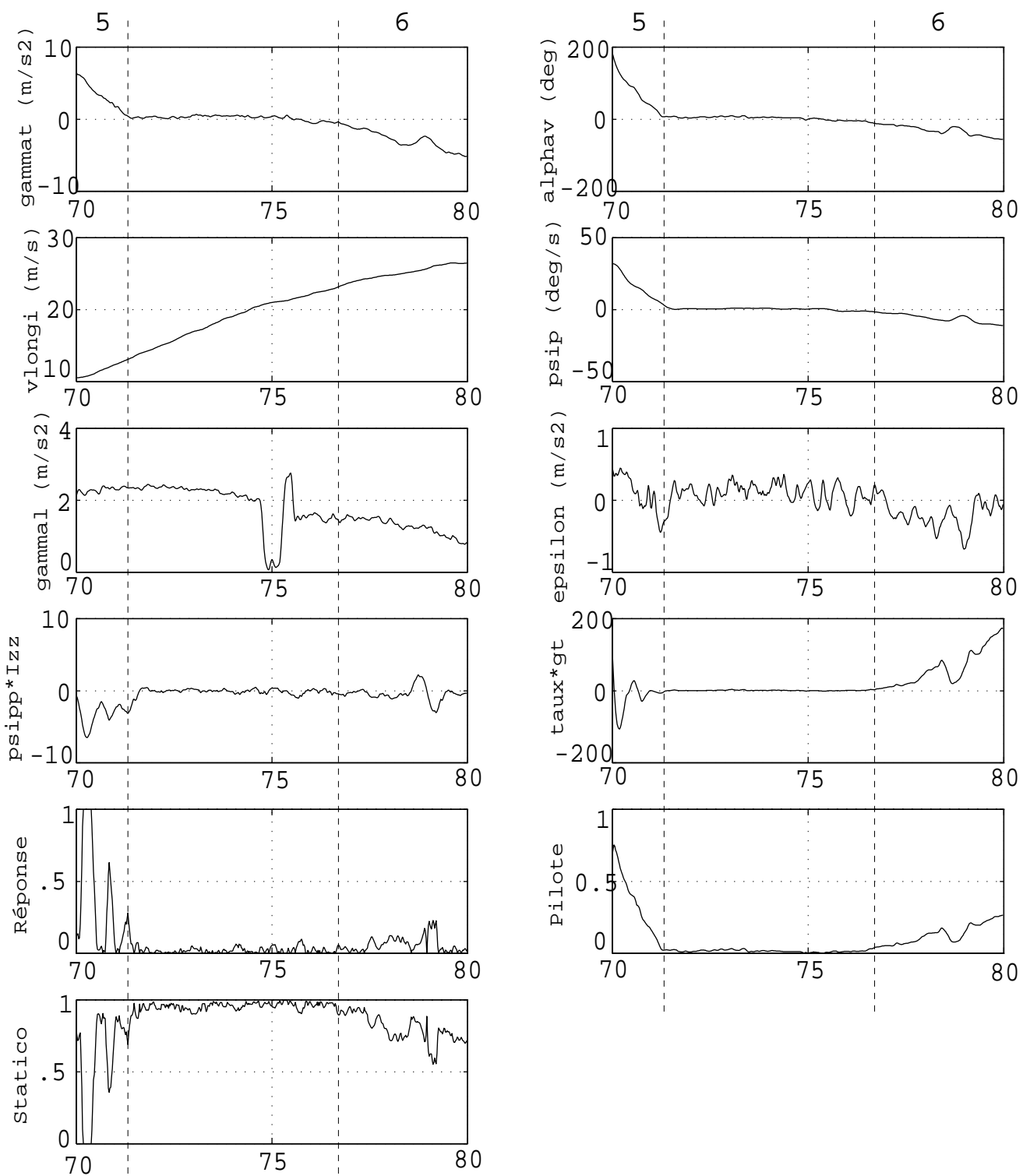


FIG. 2.15 – Comportement statico-dynamique transversal

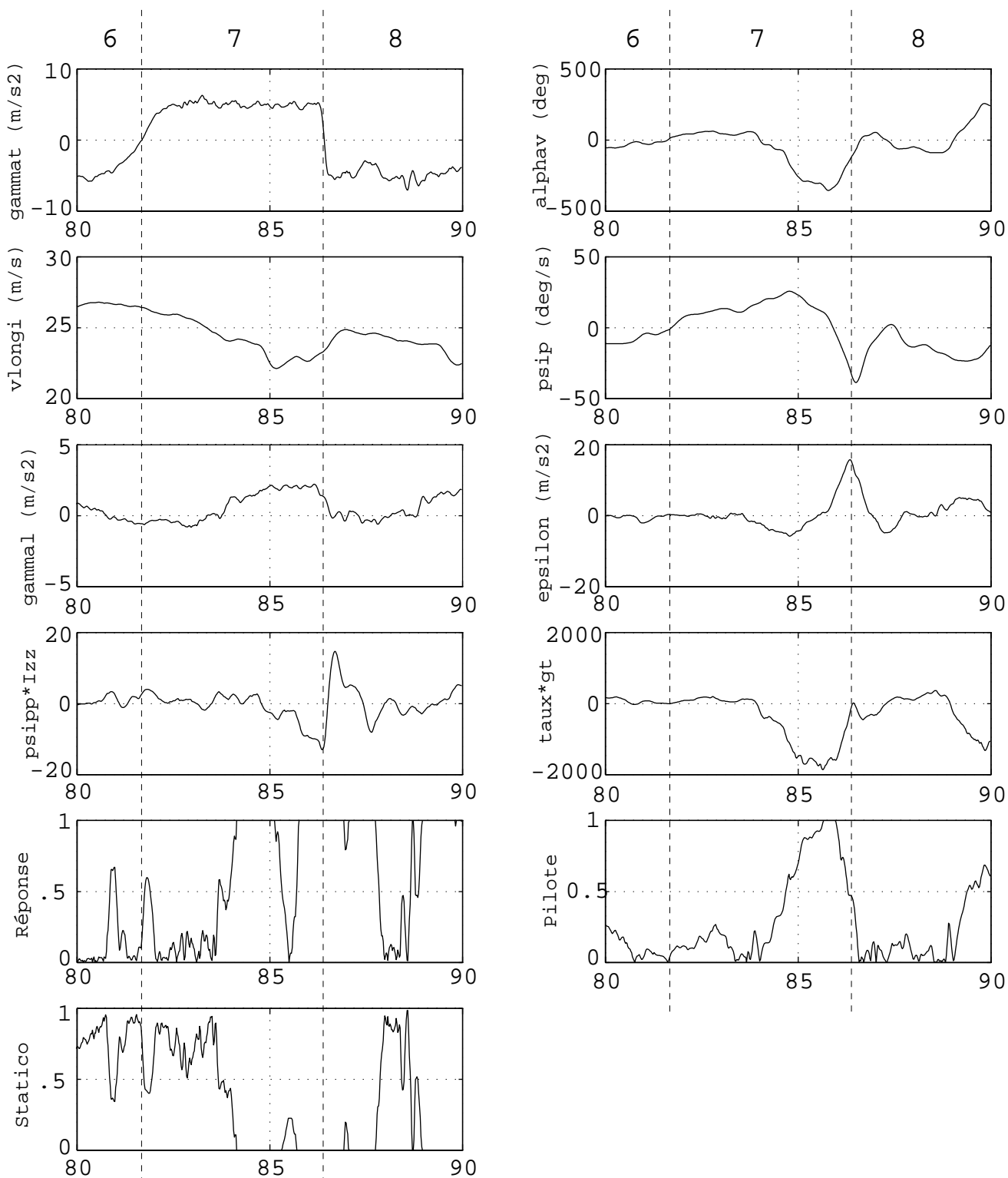


FIG. 2.16 – Comportement en mode perturbé

deux accoups presque imperceptibles au volant. Cette manœuvre a pour effet immédiat de faire varier brutalement la vitesse de lacet, excitant par là même la sortie du détecteur "Réponse". Le survirage intervient dans le virage N° 7 vers l'instant 83.5s, à partir du moment où la vitesse de lacet augmente rapidement et après que le pilote ait inscrit progressivement le véhicule. C'est aussi à cet instant que la sortie du détecteur "Réponse" passe brutalement à 1. Le passage à 0 de la sortie "Réponse" est dû au fait que la pente de la vitesse de lacet marque un léger palier. Le détecteur "Pilote" voyant sa sortie augmenter brutalement<sup>9</sup> permet à la sortie du détecteur "Statico" de conserver une valeur faible. Pendant toute la phase que dure le survirage, le détecteur "Statico" donne une valeur inférieure à 0.3<sup>10</sup>. Dès l'inscription dans le virage N° 8, donc dès la fin du contre-braquage, le résidu  $\gamma_T - V\dot{\psi}$  atteint des valeurs très élevées. Le véhicule est soumis à des variations de vitesses de lacet importantes dues au rappel sur la trajectoire par le pilote. De la même façon que pour le virage N° 7, le véhicule entre en phase de survirage dans le virage N° 8, après l'inscription. Le détecteur "Statico" indique donc un passage en régime établi jusqu'au moment où la vitesse de lacet augmente de nouveau brutalement, ce qui dénote une autre phase de survirage.

### 2.7.4.3 Exploitation

Les résultats présentés précédemment prouvent l'efficacité de la sélection floue, en tout cas sur tous les essais qui ont été traités. La validation de la méthode a été faite par une consultation auprès des experts du domaine.

Pour exploiter la sortie du détecteur, deux solutions sont envisageables :

- ◇ On fixe un seuil à partir duquel les échantillons sont conservés : par exemple tous les points correspondant à une sortie supérieure à 0.5 appartiennent au domaine statico-dynamique et les autres au mode perturbé. La courbe statico-dynamique est constituée, dans ce cas, de parties de circuits que l'on superpose. On a vu précédemment que travailler en utilisant le taux de sousvirage permet de s'affranchir de la vitesse et de la géométrie des virages. Le nuage de points est donc cohérent et peut être exploité. De plus, il est possible d'adapter le seuil de sélection en fonction du type de véhicule étudié.
- ◇ On affecte à chacun des points de mesure la valeur de la sortie du détecteur, donnant ainsi une image de validité de chacun des échantillons donc un poids. On utilise ce poids pour effectuer le lissage par barycentre présenté dans le paragraphe 2.8.

La première solution a été retenue pour des raisons de rapidité et parce qu'il est possible de modifier la valeur du seuil de sélection, ce qui en fait une solution beaucoup plus souple. De plus, employer la deuxième solution devient discutable lorsque le fichier brut contient peu de points. Dans ce cas, même si certains points sont affectés d'un poids faible, ils interviennent de façon non négligeable dans l'allure finale de la courbe lissée.

La figure 2.17 montre un fichier brut, issu d'une mesure faite sur la piste de Mireval. On a tracé en abscisse l'accélération transversale et en ordonnée l'angle volant. Le fichier tracé ici est filtré temporellement en suivant les directives du paragraphe 2.6. On remarque les passages en survirage qui correspondent au moment où l'accélération transversale reste constante, et où l'angle au volant s'inverse<sup>11</sup>. La figure 2.18 représente les échantillons restants lorsqu'on fixe un seuil "Statico" à 0.1. On peut voir apparaître la partie utile de la courbe.

9. Du fait du contrebraquage du pilote

10. action due au veto  $\tau.\gamma_T$

11. Lié au contrebraquage pilote

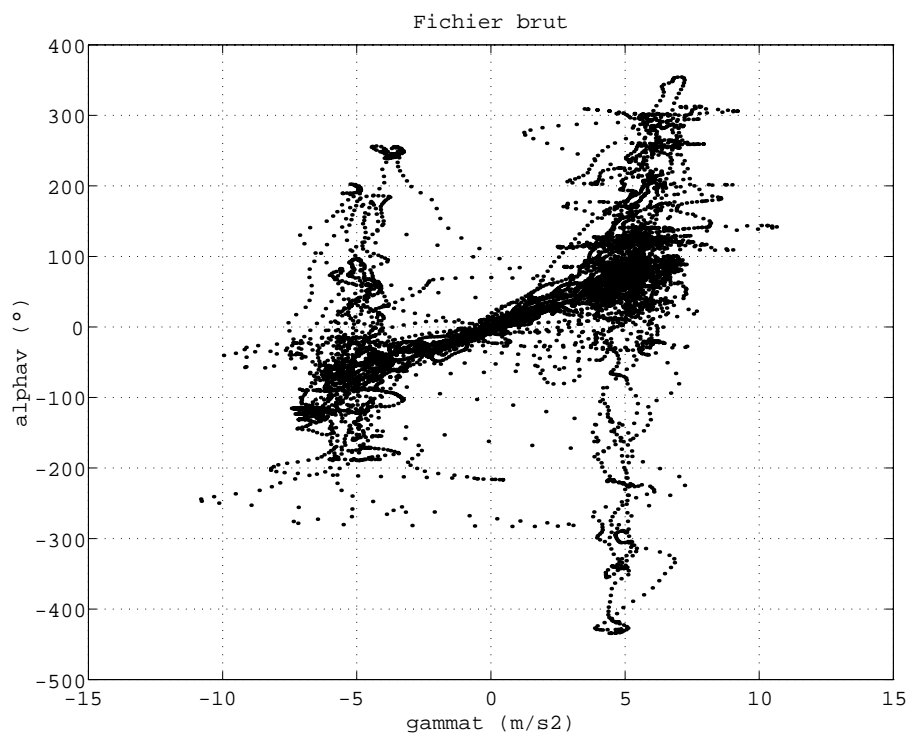


FIG. 2.17 – Fichier brut

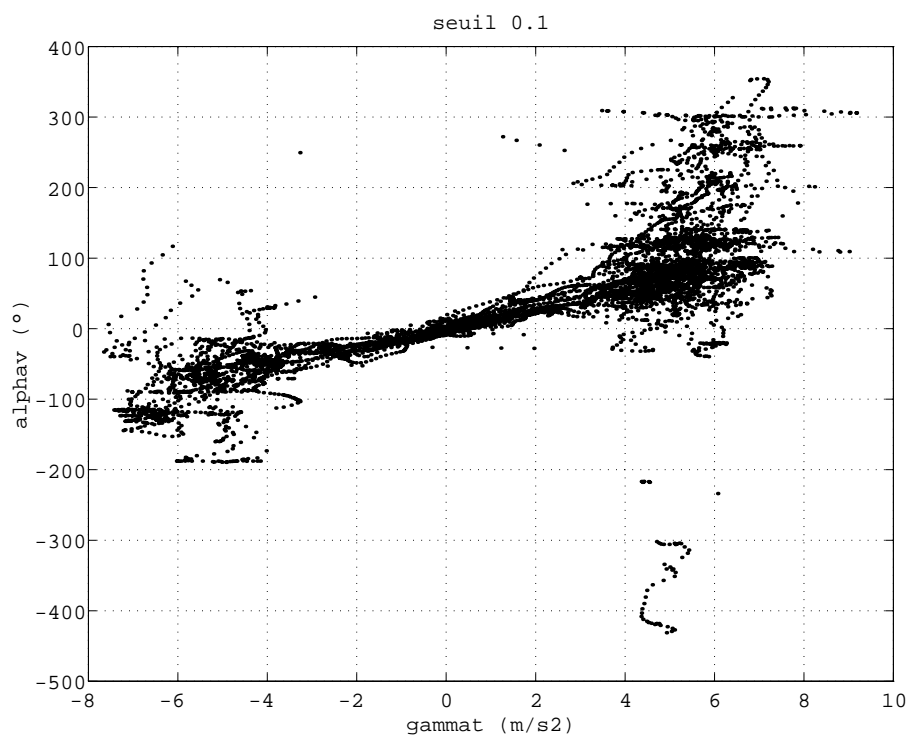


FIG. 2.18 – Seuil "Statico" fixé à 0.1

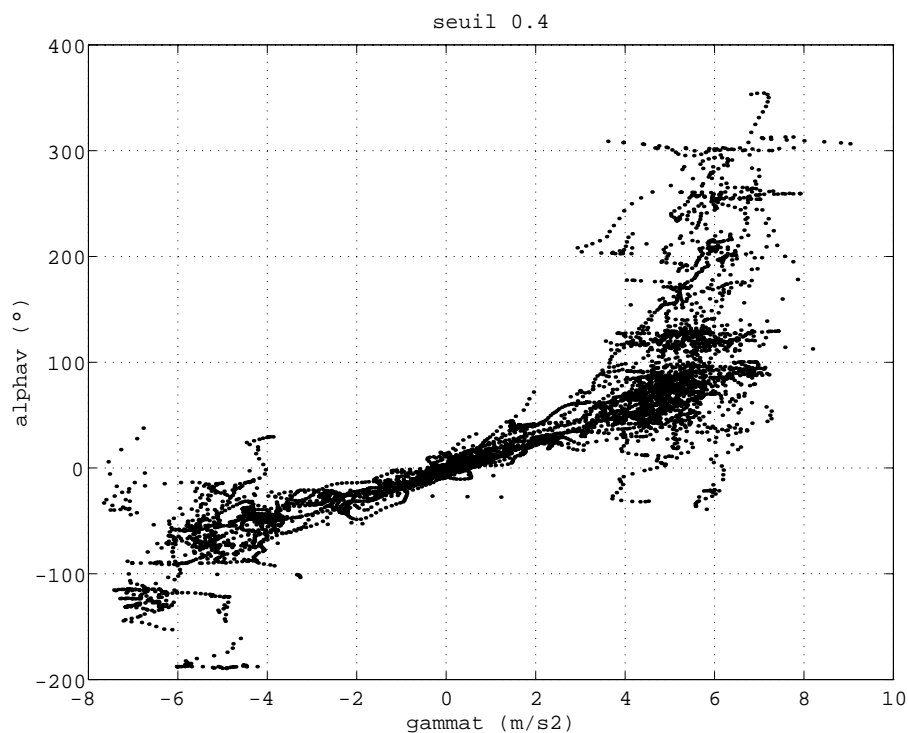


FIG. 2.19 – Seuil "Statico" fixé à 0.4

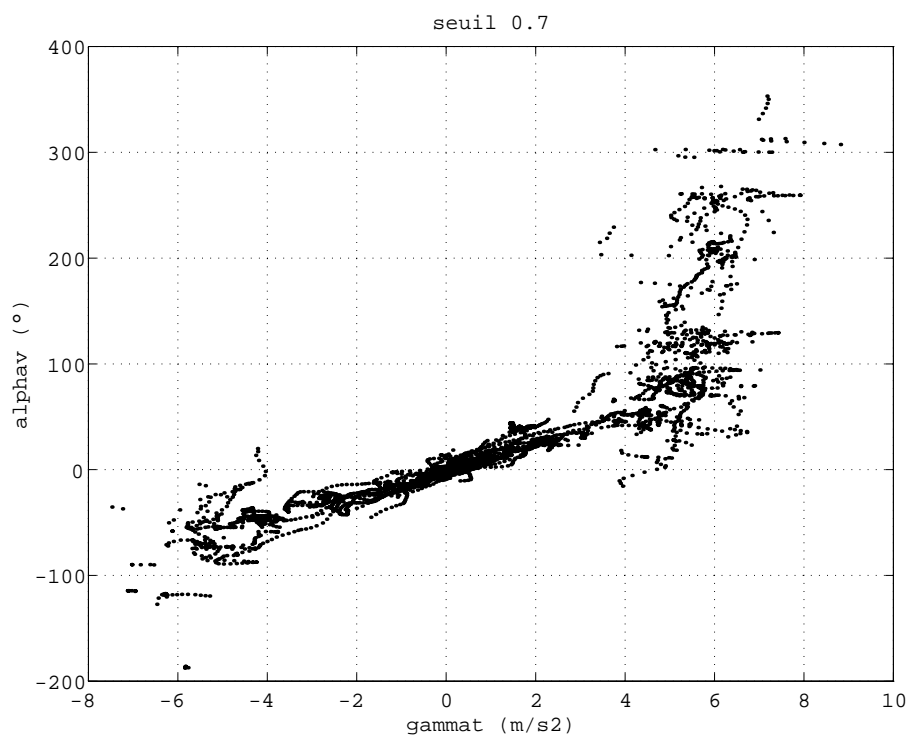


FIG. 2.20 – Seuil "Statico" fixé à 0.7

En effet, pratiquement tous les passages en survirage sont déjà supprimés. Lorsqu'on fixe le seuil de sélection à 0.4 (figure 2.19), tous les survirages sont éliminés. Seuls quelques modes transitoires liés aux pneumatiques persistent. On constate ce phénomène en observant la dispersion du nuage de points aux alentours de l'accélération transversale maximale.



Fixer le seuil de sélection à 0.7 permet d'obtenir un résultat très correct pour ce véhicule (figure 2.20). L'allure du comportement peut déjà se deviner, avant même le lissage et l'identification. On remarque que le véhicule est plus sollicité en virage à droite qu'à gauche, ce qui est cohérent vu le sens de parcours du circuit.

Plus le véhicule se rapproche des fortes accélérations transversales et plus la dispersion du nuage de points est importante. En effet, le pneumatique subit alors des sollicitations très importantes et la moindre villosité du sol de la piste se traduit par une forte variation de l'accélération transversale.

Le nuage de points peut dorénavant être lissé.

## 2.8 Lissage géométrique de la courbe

### 2.8.1 Avant-propos

Le fait de lisser la courbe se justifie par une demande du cahier des charges initial. On doit pouvoir quantifier certains indicateurs sans pour autant disposer d'un modèle mathématique approximant la caractéristique statique.

On tient ici à faire la distinction entre les termes "lissage" et "lissage géométrique". Au sens mathématique du terme, le lissage consiste à faire correspondre à une succession de points, une fonction mathématique connue, comme par exemple des splines. Dans ce cas précis, cette opération s'apparente à une interpolation. Le lissage géométrique se base, quant à lui, sur des considérations en deux dimensions et c'est précisément le cas qui nous intéresse. La littérature n'est malheureusement pas fournie sur ce sujet et ne propose que des outils d'extraction de contours.

Les nuages de points obtenus après la sélection des domaines d'identification sont généralement très dispersés. Le but du lissage géométrique est de permettre l'identification<sup>12</sup> d'une courbe mathématique sur un support fiable.

### 2.8.2 Prospections

La figure 2.21 montre un exemple de nuage brut obtenu à l'issue de la sélection des domaines d'identification et le type de résultat que l'on désire obtenir.

La première solution envisagée est de faire un barycentre du nuage de point. Or le nuage brut suit deux directions distinctes. La première est quasiment horizontale et la deuxième verticale. La fenêtre glissante de barycentrage devra donc suivre ces directions majoritaires de façon à ne pas "écraser" la courbe. Cette solution est celle qui sera employée par la suite, avec malgré tout quelques modifications (Cf. §2.8.3).

La deuxième idée est d'utiliser un algorithme de type "tortue". Cet algorithme porte ce nom car il est inspiré des premières applications graphiques que l'on pouvait rencontrer à l'époque de l'émergence de l'informatique personnelle. La tortue est un animal virtuel qui n'obéit qu'à des ordres basiques qui sont "avancer", "reculer", "tourner à droite" et "tourner à gauche". A chaque fois, ces ordres correspondent à des déplacements élémentaires. Par exemple, les ordres "avancer" et "reculer" peuvent se traduire par un déplacement élémentaire de 1mm et les ordres "tourner à droite" et "tourner à gauche" par une rotation de la tortue de 1°. Il est bien sûr possible d'envoyer le même ordre plusieurs fois. Appliqué au lissage géométrique, on peut imaginer que la tortue se déplace sur le nuage brut et laisse derrière elle la trace de son passage correspondant à la courbe lissée (Cf. figure 2.22). Malheureusement cette solution demande un codage informatique conséquent et n'a pas pu être implémentée pour l'instant.

---

12. Il s'agit en fait d'une *approximation* comme nous le verrons plus tard

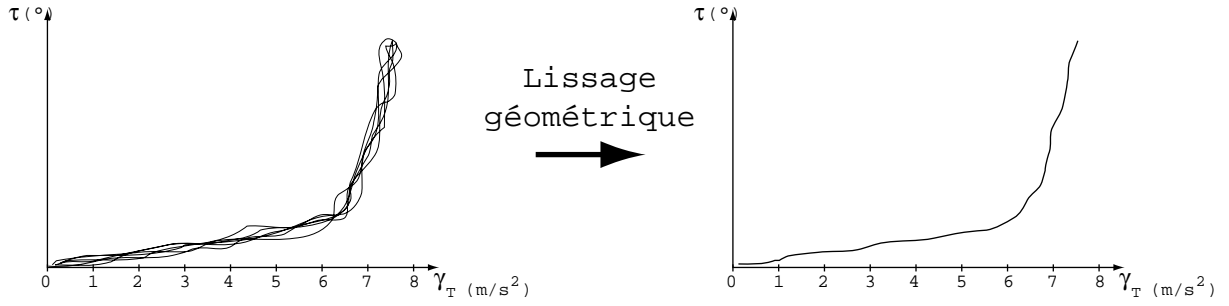


FIG. 2.21 – Exemple de nuage brut et de son lissage géométrique

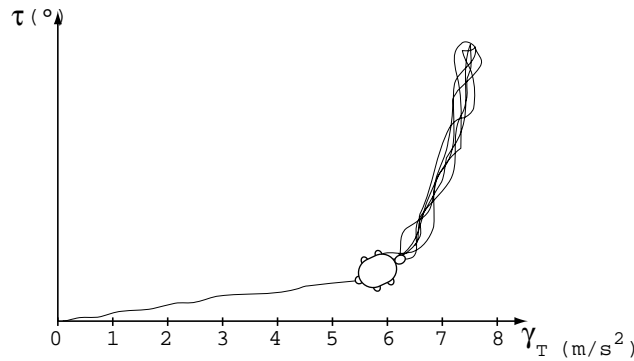


FIG. 2.22 – Lissage par l'algorithme de la tortue

### 2.8.3 Mise en application

Comme précisé ci-dessus, la solution choisie est celle d'un barycentrage multidirectionnel car elle a le mérite d'être simple, rapide et fiable dans tous les cas de figure rencontrés jusqu'à présent. Quelque soit le type de caractéristique à lisser (sousvirage ou survirage), on découpe la courbe en trois parties : "partie inférieure", "partie médiane" et "partie supérieure", respectivement A, B et C sur les figures 2.23 et 2.24.

La partie inférieure correspond à tous les points où l'accélération transversale est inférieure à  $5m/s^2$ . La partie supérieure contient les points compris entre le taux de sousvirage maximum (ou minimum pour le survirage) et une borne inférieure fixée par l'utilisateur. La partie médiane est constituée par les points où l'accélération transversale est supérieure à  $4m/s^2$ , jusqu'à la borne de taux de sousvirage précédemment décrite. Toutes les portions de la courbe sont lissées en utilisant un barycentre glissant défini par :

$$x_G(j) = \frac{\sum_{i=0}^k x_i}{k+1} \quad \text{et} \quad y_G(j) = \frac{\sum_{i=0}^k y_i}{k+1} \quad (2.9)$$

La partie inférieure est lissée suivant l'axe des abscisses et la partie supérieure suivant l'axe des ordonnées, ceci de façon à ne pas "écraser" la courbe. La partie médiane, quant à elle, fait l'objet d'une rotation de  $+45^\circ$ . S'il s'agit de sousvirage, le barycentrage s'effectue suivant l'axe des ordonnées tandis que pour le survirage, on lisse la courbe suivant l'axe des abscisses. On ramène ensuite la partie lissée dans le repère originel en lui faisant subir une rotation de  $-45^\circ$ . On relie les trois parties lissées par une moyenne glissante centrée. L'algorithme complet de lissage est expliqué sur la figure 2.25.

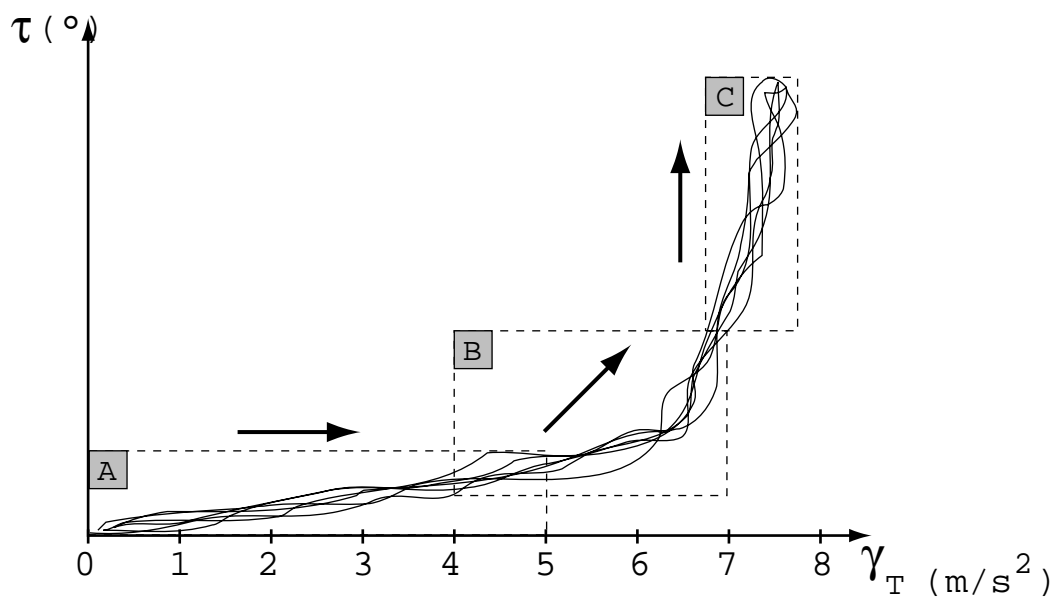


FIG. 2.23 – Découpe du nuage brut dans le cas du sousvirage

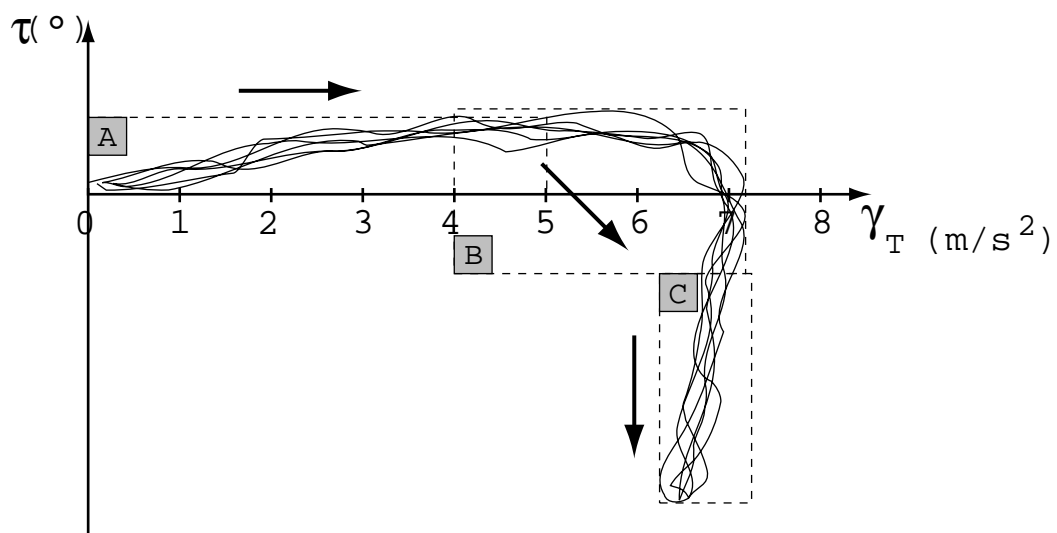


FIG. 2.24 – Découpe du nuage brut dans le cas du survirage

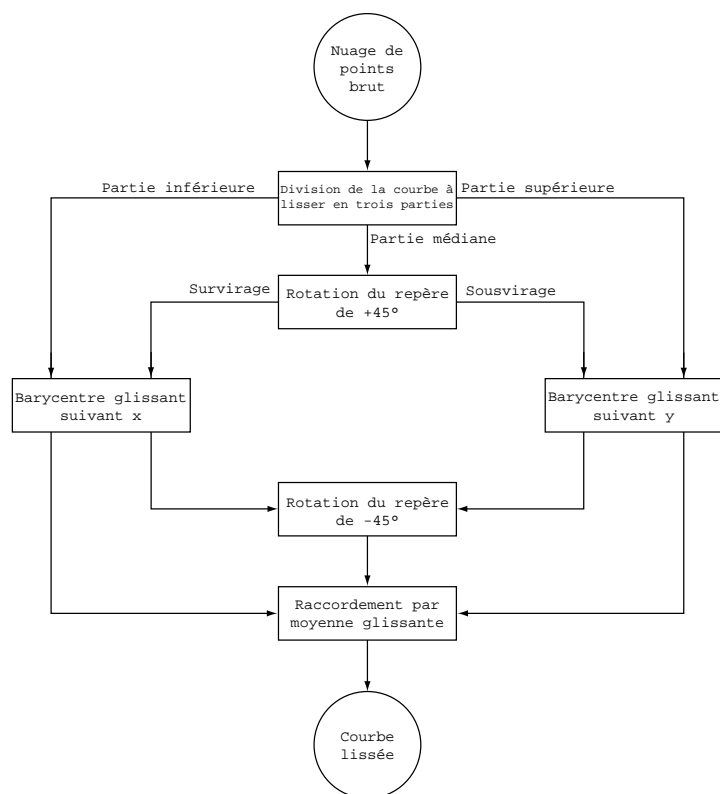


FIG. 2.25 – Algorithme général de lissage

Quelque soit le sens du lissage, le noyau de la méthode est l'algorithme de barycentrage. Il peut être exprimé sous la forme du pseudo-code A.1 de l'annexe A.

Dans le pseudo-code A.1, `DerniereValeur`, `xc`, `yc`, `BorneSup` et `BorneInf` sont des constantes de calcul. `fenetre` représente la largeur de la fenêtre de barycentrage. Cette fenêtre se déplace d'un certain pas défini par la constante `pas`. `XBRG` et `YBRG` sont les vecteurs de sortie de l'algorithme. Le pseudo-code est écrit ici pour un barycentrage suivant l'axe  $x$ . Pour effectuer un barycentrage suivant  $y$ , il suffit d'interchanger les vecteurs d'entrée:  $x$  devient  $y$  et inversement.

Les figures 2.26 et 2.27 montrent des exemples de résultats obtenus pour le sousvirage et le survirage. Ces deux résultats prouvent que malgré une concentration de points très faible, l'algorithme donne des courbes lissées exploitables et fidèles au nuage brut.

Le paragraphe suivant traite des méthodes d'exploitation des courbes lissées issues du barycentrage.

## 2.8.4 Richesse des nuages de points

Comme le montrent les figures 2.26 et 2.27, les nuages de points de faible densité n'influent en rien sur la qualité du lissage. Néanmoins, il est évident qu'il existe une limitation de densité. Un nuage de points de densité très faible, ou des nuages de points concentrés autour d'un même point de fonctionnement ne pourront être exploités de façon fiable.

Il est bon de souligner également que lorsque la densité de points est faible, la sensibilité du lissage devient importante. Le poids de chaque point de mesure devient alors prépondérant sur l'allure de la courbe statico-dynamique. Il est donc primordial de bénéficier d'une distribution suffisante de points de mesure et que la sélection des domaines d'identification soit précise et rigoureuse.

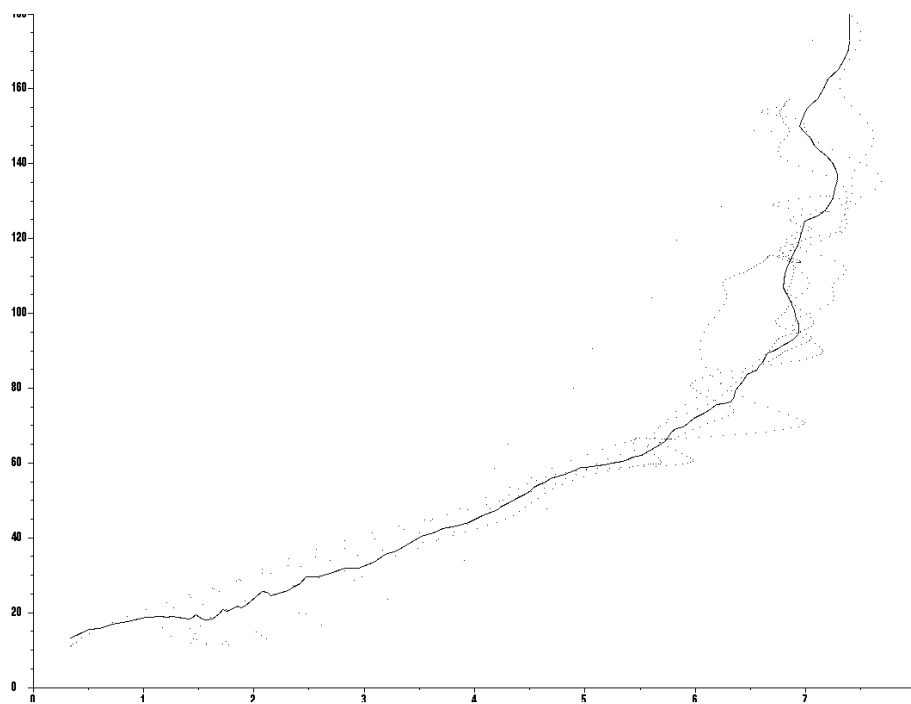


FIG. 2.26 – Résultat du lissage dans le cas du sousvirage

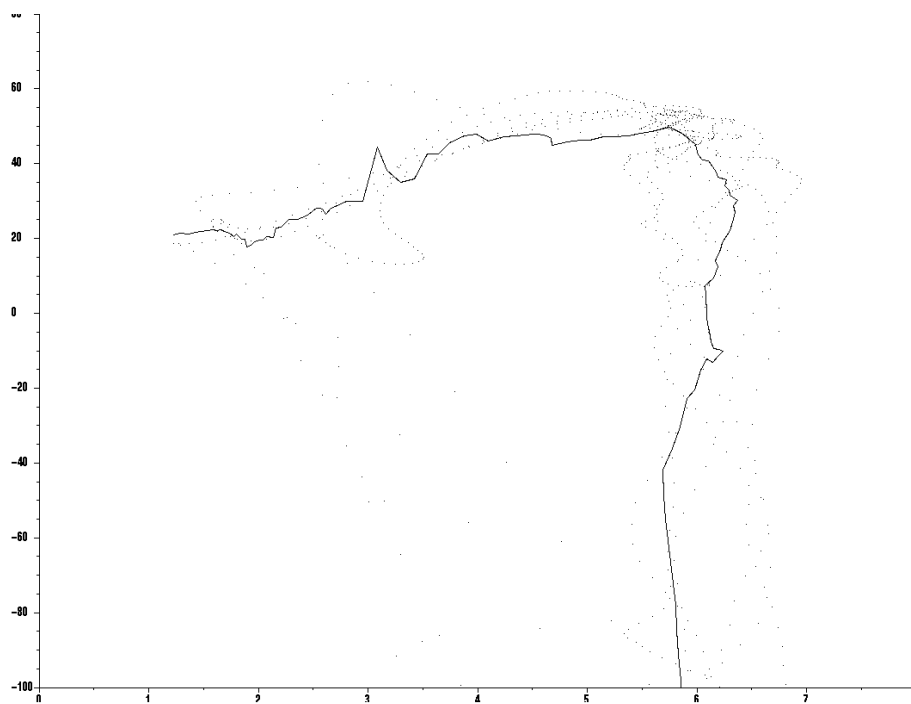


FIG. 2.27 – Résultat du lissage dans le cas du survirage

## 2.9 Représentation du comportement statico-dynamique

### 2.9.1 Avant-propos

A l'instar de courbe lissée, la description mathématique de la caractéristique statico-dynamique fait partie d'une des demandes du cahier des charges. De plus, cette description est nécessaire pour la quantification de l'indicateur "Progressivité" (Cf. Chapitre 3) qui mesure un rayon minimum tout au long de la courbe.

Les différents types de courbes à identifier (figure 2.28) sont de natures très diverses, tout comme les comportements des véhicules. Pour permettre leur description paramétrique, plusieurs solutions ont été envisagées. La suite de ce paragraphe se propose de faire un inventaire des solutions possibles.

### 2.9.2 Tests préliminaires

#### 2.9.2.1 Courbe à identifier

La figure 2.28 montre toutes les tendances rencontrées pour les différents véhicules étudiés.

- ◇ Le véhicule **A** est sousvireur mais très peu progressif<sup>13</sup>. En effet, la saturation de son train avant intervient très brutalement, occasionnant ainsi un point quasiment anguleux sur la caractéristique. Au travers du couple au volant, le conducteur perçoit une chute brutale du potentiel de dirigeabilité du véhicule.
- ◇ Le véhicule **B** est sousvireur également, et très progressif. On ne constate aucune cassure. Le véhicule sature son train avant, mais garde sa dirigeabilité.
- ◇ Le véhicule **C** est sousvireur. Le retour, en terme d'accélération transversale, que montre la caractéristique traduit une chute du potentiel transversal dès la saturation du train avant. Le véhicule a tendance à s'écarter de la trajectoire initiale. Dans certains cas très critiques, la vitesse de lacet devient nulle, ce qui signifie que le véhicule en arrive à suivre une trajectoire rectiligne alors que les roues sont braquées.
- ◇ Le véhicule **D** devient survireur à partir d'une certaine sollicitation au volant<sup>14</sup>. Comme pour le véhicule A, la caractéristique présente un point quasi-anguleux. Le conducteur est généralement surpris. S'il est suffisamment fin pilote il corrigera la trajectoire du véhicule en contrebraquant. Dans le cas contraire, ce genre de situation a généralement de lourdes conséquences.
- ◇ Le véhicule **E** est survireur dès l'inscription dans la courbe et sa caractéristique est très continue. Dans ce cas l'effet de surprise est moins important que dans le cas précédent. Néanmoins, il est nécessaire de posséder de très bonnes notions de pilotage pour maîtriser un survirage important à haute vitesse.

Nous proposons par la suite l'étude d'outils mathématiques qui doivent être susceptibles d'identifier (approximer) tous les types de comportements précités.

---

13. Se reporter au chapitre 3 pour une description complète de la progressivité

14. Correspond à la manœuvre de remise d'angle en virage explicitée dans le chapitre 3

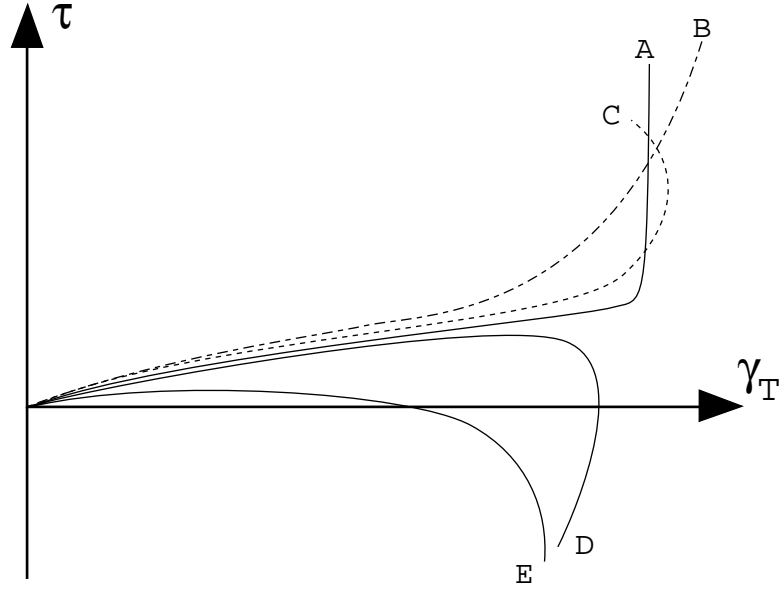


FIG. 2.28 – Comportements à identifier

### 2.9.2.2 Solution polynômiale

Dans un premier temps, les différentes solutions envisagées pour l'identification des caractéristiques sont basées sur un modèle dont les paramètres sont estimés par les moindres carrés [MAT92].

Comme décrit au début de ce chapitre, il ne s'agit ici que de l'identification de la caractéristique statique non-linéaire de la fonction de transfert liant l'accélération transversale au taux de sousvirage. Dans une première approche, il semblait possible de faire une estimation des paramètres d'un polynôme de degré 5 impair :

$$\tau = a\gamma_T + b\gamma_T^3 + c\gamma_T^5 \quad (2.10)$$

Cette structure a été choisie car elle n'autorise qu'un seul point d'inflexion. Pour les véhicules de type B (figure 2.28) les résultats obtenus sont très satisfaisants. Pour les autres véhicules, présentant une forte pente au voisinage de l'accélération transversale maximale, cette structure ne peut pas convenir. De plus, les courbes présentant des points quasiment anguleux ne sont pas approximables par des modèles linéaires.

### 2.9.2.3 Rotation de repère

Pour remédier aux problèmes précédemment cités, la solution consiste à effectuer une rotation du repère (figure 2.29), d'identifier les paramètres de l'équation, puis de faire une rotation inverse. Ainsi, il est possible de minimiser un écart quadratique en  $y$  en obtenant des résultats corrects.

Les équations de rotation du repère  $R$  vers le repère  $R1$  sont :

$$\begin{cases} \gamma_T |_{R1} = \gamma_T |_R \cos \theta + \tau |_R \sin \theta \\ \tau |_{R1} = \tau |_R \cos \theta - \gamma_T |_R \sin \theta \end{cases} \quad (2.11)$$

La rotation inverse après l'identification s'effectue par

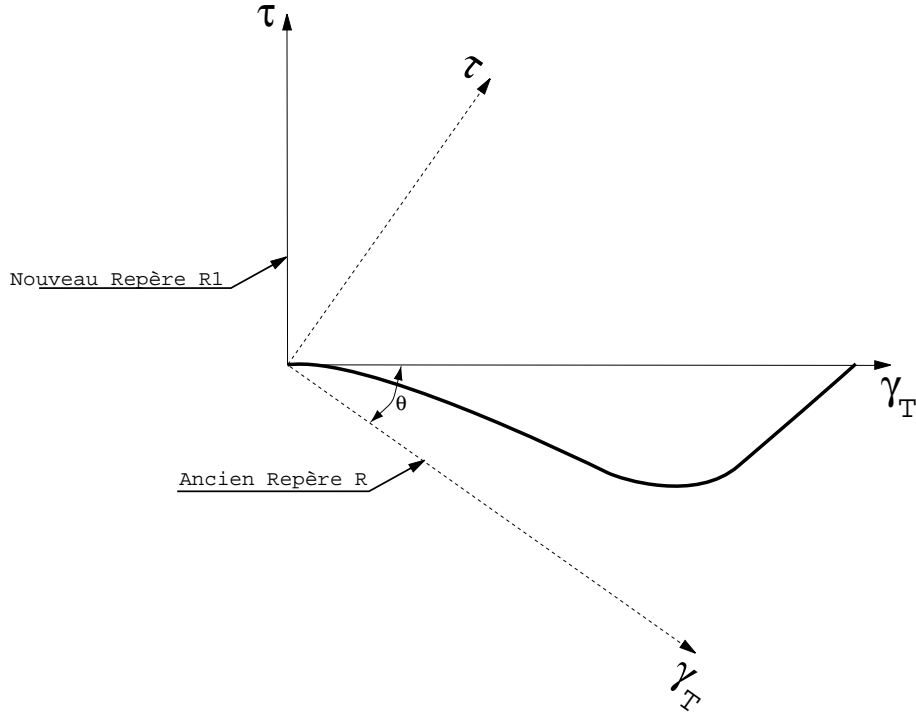


FIG. 2.29 – Rotation du repère

$$\begin{cases} \hat{\gamma}_T |_R = \hat{\gamma}_T |_{R1} \cos \theta - \hat{\tau} |_{R1} \sin \theta \\ \hat{\tau} |_R = \hat{\gamma}_T |_{R1} \sin \theta + \hat{\tau} |_{R1} \cos \theta \end{cases} \quad (2.12)$$

On note  $a |_R$  ( $a |_{R1}$ ), les grandeurs considérées dans le repère  $R$  ( $R1$ ), et celles issues de l'identification porte le signe  $\hat{\cdot}$ .

L'angle de rotation du repère n'est pas fixé a priori. Il est optimisé en observant les changements de signe de la dérivée seconde de la courbe identifiée, dans le repère originel. Dans le cas où le signe s'inverse, on diminue l'angle de rotation par pas constant, et ce jusqu'à ce que la fonction identifiée soit monotone et croissante dans  $R1$ .

Cette solution permet d'identifier la plupart des comportements. Malgré tout, les véhicules à caractère brutal (caractéristique  $A$  de la figure 2.28) ne peuvent pas être identifiés correctement car leur caractéristique présente un point quasiment anguleux. La figure 2.30 illustre une mauvaise identification au travers d'un exemple concret. On peut remarquer que dans la partie supérieure de la courbe se trouve une cassure brutale de la courbe. L'identification par moindres carrés a tendance à lisser cette cassure. Or, comme nous le verrons dans le chapitre 3, le fait que la courbe statico-dynamique présente un point quasi-anguleux reflète certaines particularités comportementales significatives.

#### 2.9.2.4 Régressions non-linéaires

On se reportera à [DRA81], [RAT90] pour une description complète de l'outil mathématique. On trouvera également dans ces ouvrages une grande diversité de modèles, généralement dédiés à une application précise.

Dans les modèles présentés ci-dessous, les paramètres à identifier seront notés  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ , et  $\delta$ .



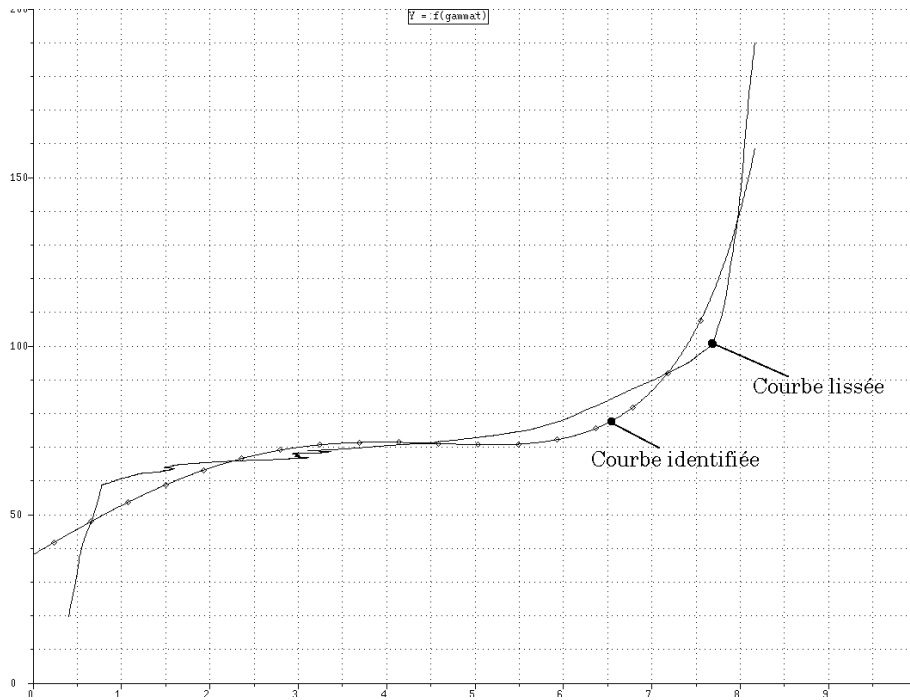


FIG. 2.30 – Exemple de mauvaise approximation

De rares modèles permettent d'approximer les caractéristiques statiques correspondant aux véhicules de type *A* et *B* (Cf. figure 2.28). On peut citer par exemple :

- ◇ le modèle de Guggenheim, Anderson et de Boer (modèle GAB)

$$y = \frac{x}{(\alpha + \beta x - \gamma x^2)} \quad (2.13)$$

- ◇ un modèle de structure :

$$y = \alpha - \beta \ln(x^{-\gamma} - 1) \quad (2.14)$$

- ◇ le modèle de Bradley :

$$\ln \frac{1}{x} = \alpha \beta^y \implies y = \alpha \ln(-\beta \ln x) \quad (2.15)$$

Les courbes de type *C* et *D* présentant une double définition selon l'axe *x* doivent faire l'objet d'une rotation pour être approximées. Dès lors, les structures de modèle deviennent différentes de celles précédemment citées. Par exemple, on peut utiliser :

$$y = (\alpha x - \beta)e^{-\alpha x} \quad (2.16)$$

$$y = \alpha x^\beta (1 - x)^\gamma \quad (2.17)$$

$$y = \alpha e^{\beta x} + \gamma e^{\delta x} \quad (2.18)$$

Enfin, pour les courbes de type *E* on peut reprendre certains modèles ayant été utilisés pour les courbes de type *D* sans pour autant tourner le repère de travail.

On constate que plusieurs modèles de structures différentes sont nécessaires à l'approximation de la caractéristique statique. De plus, les tests effectués ont montré que les caractéristiques de type *A*, présentant un point quasi-anguleux, ne sont pas approximées correctement.

### 2.9.2.5 En résumé

Les solutions présentées ci-dessus ne conviennent pas dans tous les cas. De plus, une structure unique ne peut pas approximer toutes les caractéristiques et on est conduit à étudier des formes de modèles complexes ne conduisant pas toujours à des résultats satisfaisants.

Pour pouvoir approximer tous les types de comportement avec une seule structure, nous proposons l'utilisation de courbes paramétrées de type Bézier. On justifie ce choix par les possibilités que cette catégorie d'approximation offre. Il est possible d'identifier les cas cités jusqu'à présent, mais aussi les courbes présentant des points quasi-anguleux comme le cas *A* de la figure 2.28 ou encore des doubles définitions en ordonnée comme les cas *C* et *D*. L'inconvénient majeur d'une approximation par courbe de Bézier est l'optimisation des paramètres du modèle. En effet, le nombre de bouclages à effectuer pour trouver la meilleure solution est très important. La méthode d'optimisation retenue sera présentée par la suite dans le paragraphe 2.9.3.3.4.

## 2.9.3 Courbes de Bézier

### 2.9.3.1 Avant-propos

Notre choix s'est porté sur les courbes de Bézier [BEZ87], [HAS95], [LEO91] car c'est un outil permettant d'approximer<sup>15</sup> une courbe et non pas de l'interpoler<sup>16</sup> comme le font les splines, par exemple. De plus, nous verrons par la suite qu'il est aisé de maîtriser l'optimisation d'une courbe de Bézier par le placement astucieux de seulement quatre points. Par contre, il est beaucoup plus difficile de contrôler la fonction mathématique existant entre deux points d'interpolation d'une spline. Il faut souligner également que la précision d'interpolation des splines augmente avec le nombre de points. Néanmoins, dans notre cas d'étude, nous avons fait des tests avec une vingtaine de points d'interpolation, sans pour autant obtenir un résultat satisfaisant. Enfin, nous verrons dans le chapitre 3, qu'un indicateur de comportement est quantifié en calculant le rayon minimal tout au long de la courbe. Or les splines peuvent générer des oscillations entre deux points d'interpolation, et par là même biaiser le calcul du rayon minimal. Par ailleurs, une interpolation par un arc de cercle reliant deux droites ne peut pas convenir. Une des propriétés dont disposent les courbes de Bézier par rapport à l'arc de cercle est que le rayon de courbure n'est pas constant. La valeur du rayon minimal rencontrée tout au long de la courbe n'est ainsi pas biaisée.

### 2.9.3.2 Propriété

Une des propriétés des courbes de Bézier que nous utilisons est la suivante : connaissant la position des deux points d'ancrage  $A(x_0, y_0)$  et  $B(x_3, y_3)$ , les tangentes  $T_0$  et  $T_3$  en ces points, ainsi qu'un point de passage  $Q(x, y)$ , pour la raison  $t$  fixée, il est possible de déduire les coordonnées des deux points de contrôle  $M(x_1, y_1)$  et  $N(x_2, y_2)$  en résolvant le système suivant :

$$\begin{cases} x = x_0(1-t)^3 + 3x_1(1-t)^2t + 3x_2(1-t)t^2 + x_3t^3 \\ y = y_0(1-t)^3 + 3y_1(1-t)^2t + 3y_2(1-t)t^2 + y_3t^3 \\ y_1 = T_0(x_1 - x_0) + y_0 \\ y_2 = T_3(x_2 - x_3) + y_3 \end{cases} \quad (2.19)$$

Cette propriété sera utilisée par la suite pour l'optimisation de l'approximation dans le paragraphe 2.9.3.3.4.

---

<sup>15</sup>. La fonction mathématique doit correspondre au mieux à une courbe donnée

<sup>16</sup>. La fonction mathématique doit passer par un certain nombre de points, quelque soit la forme de la fonction entre ces points

### 2.9.3.3 Application au problème

**2.9.3.3.1 Rappels - Principe** Tous les indicateurs de comportement sont étudiés dans la partie supérieure de la courbe (Cf. §3.2). Toute l'attention de l'identification est donc portée sur cette partie. Pour l'identifier, on la découpe en trois parties afin d'obtenir un modèle linéaire par morceaux. Le modèle est constitué de deux segments de droite que l'on raccorde par une courbe de Bézier<sup>17</sup>, et ce quelque soit le type de véhicule étudié (sousvireur ou survireur). Les figures 2.31 et 2.32 illustrent la méthode d'identification.

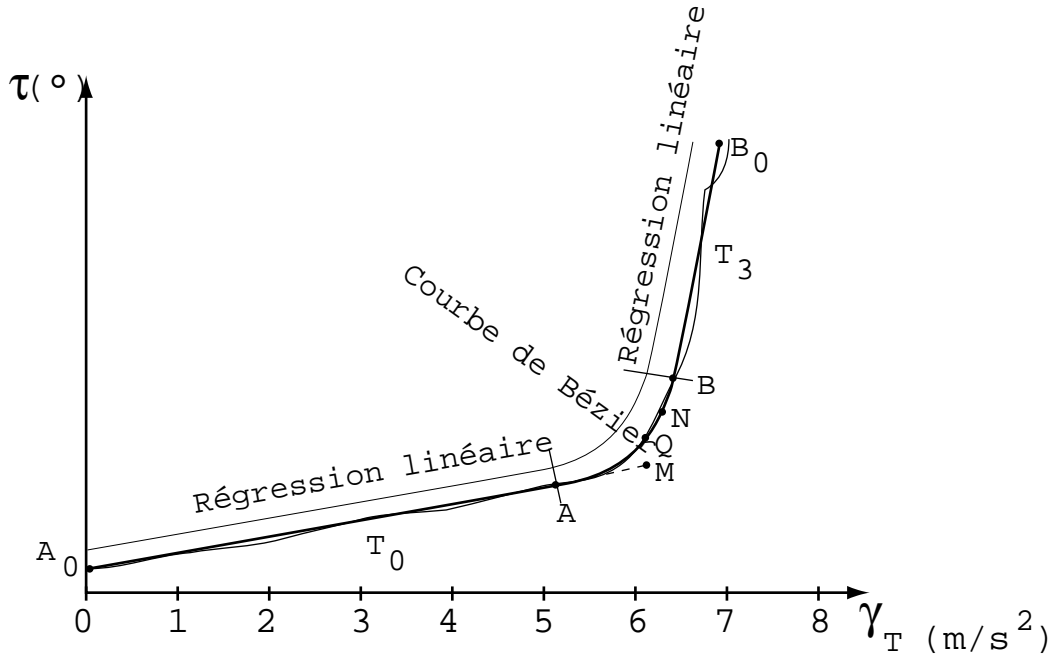


FIG. 2.31 – Principe de l'approximation dans le cas du sousvirage

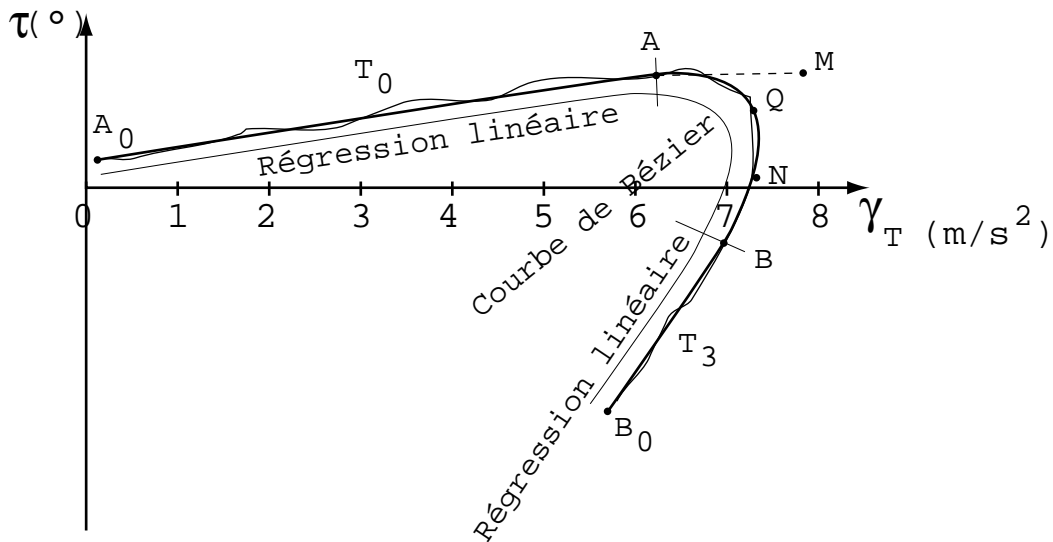


FIG. 2.32 – Principe de l'approximation dans le cas du survirage

17. Des tests ont été pratiqués en essayant d'identifier la totalité de la courbe par une ou plusieurs courbes de Bézier et dans ce cas, les temps de calcul sont beaucoup trop importants.

Une courbe de Bézier est définie par son polygone caractéristique, en l'occurrence un quadrilatère. Les deux premiers points à trouver sont les deux points d'ancrage A et B. Le paragraphe suivant explique les méthodes utilisées pour leur détermination.

Une régression linéaire est faite en utilisant la partie de la courbe située entre ces points d'ancrage et les points  $A_0$  et  $B_0$ . Les pentes de ces régressions donnent les valeurs des tangentes  $T_0$  et  $T_3$ . La propriété des courbes de Bézier citée dans le paragraphe 2.9.3.2 permet, connaissant la raison et un point de passage de la courbe, de déterminer la position des points de contrôle  $M$  et  $N$ . L'optimisation du choix du point de passage, de la raison et des deux tangentes est détaillée dans le paragraphe 2.9.3.3.4.

**2.9.3.3.2 Détermination des points d'ancrage** La détermination des points d'ancrage est une manœuvre délicate, complexe et de surcroît essentielle. L'allure finale du modèle dépendra en partie de ces choix. Avant d'aller plus avant, il est important de préciser que les deux premières méthodes présentées ci-après s'appliquent généralement à des fichiers issus d'essais comportementaux pour lesquels l'avis des experts ayant piloté les véhicules apporte un complément d'information et guident les choix. La dernière méthode s'applique à des essais standards<sup>18</sup>. Dans ce cas, l'avis donné par les pilotes-essayeurs a beaucoup moins de poids.

- ◇ La première méthode consiste à placer ces points manuellement grâce à l'interface graphique qu'offre MatLab. Dans ce cas, c'est l'utilisateur qui décide de leur emplacement et généralement plusieurs tests sont nécessaires avant d'obtenir un résultat satisfaisant. Néanmoins, cette méthode est le dernier recours quand la courbe lissée présente des particularités que les deux solutions, présentées par après, ne peuvent gérer.
- ◇ La deuxième solution consiste à fixer les deux points d'ancrage: le premier en,  $\gamma_{Tsat}$  qui correspond à l'accélération transversale de première saturation, généralement située aux alentours de 80% de l'accélération transversale maximale. Le deuxième point est placé en  $\tau_{max} - plage$ , "plage" étant une valeur fixée par l'utilisateur donnant à la fois la position du point d'ancrage B et la partie de la courbe sur laquelle la régression linéaire supérieure sera effectuée. Cette solution est très stricte et n'autorise aucune variation du placement des points A et B. Ce mode de placement des points d'ancrage est fonction du véhicule, raison pour laquelle dans le logiciel, le paramètre "plage" est propre à chacun des véhicules étudiés.
- ◇ La troisième méthode est beaucoup plus élaborée et est utilisée quand l'analyse du comportement est faite à l'issue d'essais sur cercle, quel que soit le véhicule. Il arrive que les courbes  $\tau = f(\gamma_T)$  présentent une cassure avant la saturation (figure 2.33). Le point A doit donc être placé après cette cassure de façon à ce que la régression linéaire calculée par après soit significative.

Pour déterminer A, on utilise comme base de travail un modèle de régression linéaire de structure  $y = a_k x$ . On estime le paramètre  $a_k$  en utilisant une résolution par moindres carrés :

$$\hat{a}_k = \frac{\sum_{i=1}^k x_i y_i}{\sum_{i=1}^k x_i^2}$$

---

18. On entend par "essais standards", le fait de tester un véhicule sur un cercle en suivant une procédure normalisée.

Où  $k$  est le nombre de points sur lequel s'effectue la régression.

On fait une régression linéaire en utilisant seulement les deux premiers points de la courbe lissée, ce qui donne une certaine valeur de pente  $a_2$ . Ensuite, on refait une régression sur les trois premiers points de la courbe lissée, ce qui donne une autre valeur de pente  $a_3$ . On soustrait la première valeur de pente de la deuxième:  $\Delta a_3 = a_3 - a_2$ . La manœuvre est perpétuée avec les quatre premiers points, puis les cinq etc ... jusqu'à la fin de la courbe. Au moment où la courbe obtenue, en faisant la soustraction des deux valeurs de pentes successives, présente un minimum, cela signifie que jusqu'à ce point, on a fait une régression sur un maximum de points alignés. Si cette courbe contient deux minima, cela signifie que la courbe présente une cassure. Pour déterminer tous les minima, on dérive la courbe  $\Delta a_k = f(x)$  et on détecte les passages à 0 "remontants", c'est à dire si la condition suivante est vérifiée :

$$\left[ \frac{\partial^2 \Delta a_k}{\partial x^2} \right]_{\frac{\partial \Delta a_k}{\partial x} = 0} > 0$$

La figure 2.33 illustre la troisième méthode. Le minimum absolu rencontré entre deux régressions successives est le point noté 1. Le point 2 est déterminé au moment du passage à 0 remontant de la dérivée. De cette façon, la tangente  $T_0$  de la courbe de Bézier est calculée en faisant une régression linéaire des points compris entre les points 1 et 2. Sur l'exemple de la figure 2.33, les coordonnées des points 1 et 2 sont (4.996,46.036) et (7.276,73.989). Le point 2 donne donc les coordonnées du point d'ancrage inférieur  $A$ .

L'algorithme général de détection des points d'ancrage peut s'écrire sous la forme du pseudo-code 2.1.

```

AnciennePente = Regression(point[1]);
PenteCourante = Regression(point[2]);
DiffPente[0] = PenteCourante - AnciennePente;
AnciennePente = PenteCourante;
POUR i = 3 A IndexFin FAIRE
    PenteCourante = Regression(point[i]);
    DiffPente[i-2] = PenteCourante - AnciennePente;
    DeriveDiff[i-3] = DiffPente[i-2] - DiffPente[i-3];
    DeriveDiff[i-3] = DeriveDiff[i-3] / (point.x[i] - point.x[i-1]);
    AnciennePente = PenteCourante;
FPOUR
Point1 = TrouveMini(DiffPente);
i = IndexFin;
TANT QUE DeriveDiff[i] > 0 FAIRE
    i = i - 1;
FTQ
Point2 = point[i];
    
```

**Pseudo-code 2.1:** Détection des points d'ancrage

On remarque que la courbe nommée "Différence entre deux pentes successives" sur la figure 2.33, présente une forte pente pour de faibles accélérations transversales. En effet, de

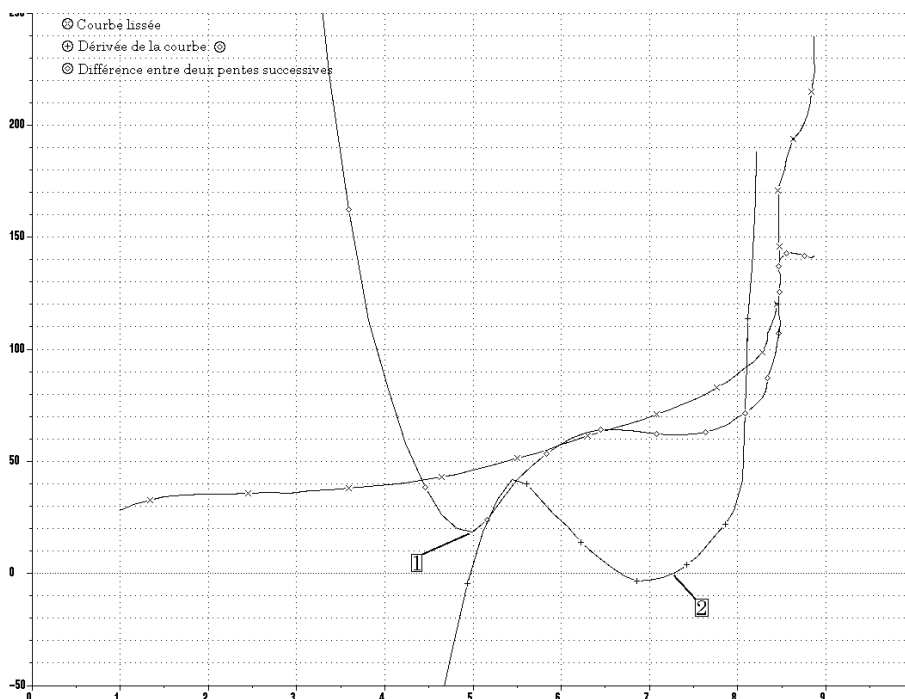


FIG. 2.33 – Détection automatique des points d'ancrage

par la structure même de l'algorithme, il semble logique que la sensibilité décroisse au fur et à mesure que le nombre de points pris en compte augmente.

Pour déterminer la position du point  $B$ , on tourne le repère de  $90^\circ$  et on fait une régression linéaire sur les derniers points de la courbe, en partant du point de plus fort index dans le fichier. Lorsque l'écart entre deux régressions successives est supérieur à un certain seuil le point  $B$  est déterminé. Cette détection est beaucoup moins délicate que celle de  $A$  car la partie utile de la courbe à analyser est petite et aucune ambiguïté n'est possible quant à son emplacement.

**2.9.3.3 Remarque** Le fait de vouloir trouver la plus grande partie linéaire d'une courbe ouvre des perspectives d'utilisation d'outils de reconnaissance de formes, et en particulier la transformation de Hough [NIB88], [MAI85], [VEE81]: l'image d'une droite dans un plan d'entrée est un point dans le plan de sortie.

Une droite est repérée par son équation (figure 2.34):

$$x \cos \theta + y \sin \theta = \rho \quad (2.20)$$

A une droite dans le plan d'entrée  $(x, y)$ , correspond donc un point dans le plan de sortie  $(\rho, \theta)$ .

On applique cette transformation aux  $n$  points du plan d'entrée. Pour chaque point  $M_i$  du plan d'entrée, on applique :

$$\rho = x_i \cos \theta + y_i \sin \theta \quad (2.21)$$

On obtient alors  $n$  sinusoides dans le plan de sortie. Si les  $n$  points du plan d'entrée sont alignés, les  $n$  sinusoides du plan de sortie sont concourantes en un seul et même point.

Cette solution, quoique séduisante, nécessite une puissance et un temps de calcul très importants ce qui est une clause rédhibitoire. D'autre part, il est primordial de pouvoir interpréter les résultats dans le plan de sortie. Pour cela, il faut le découper de façon adéquate. Cette solution a été explorée mais n'a pas encore été testée.

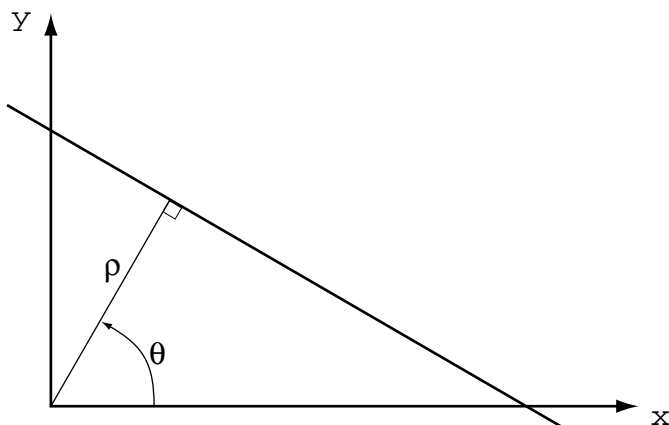


FIG. 2.34 – Droite en représentation normale

**2.9.3.3.4 Optimisation du modèle** Une fois les points d'ancrage déterminés, il faut trouver la meilleure solution pour placer la courbe de Bézier entre ces deux points. On utilise pour cela la propriété des courbes de Bézier présentée plus haut. Le but de l'optimisation est de trouver le meilleur couple (point de passage, raison) en se basant sur un critère quadratique d'erreur. Une solution est de balayer toutes les possibilités. On fixe la raison  $t$  et on calcule l'erreur quadratique pour tous les points de passage possibles appartenant à la courbe lissée. On augmente  $t$  et on reteste tous les points de passage. Lorsque toutes les possibilités ont été testées, on conserve la solution ayant présenté une erreur quadratique minimum.

Cette solution, gourmande en temps de calcul et tributaire de l'échantillonnage de la courbe lissée, ainsi que de celui de  $t$ , aboutit parfois à des solutions surprenantes (Cf. §2.9.3.6). D'autre part, une variation de la valeur des pentes  $T_0$  et  $T_3$  est parfois nécessaire, ce qui fait 4 paramètres à optimiser en même temps donc 4 boucles imbriquées. On tend alors vers des temps de calcul rédhibitoires. Pour y remédier, nous proposons une solution d'optimisation basée sur les algorithmes génétiques.

**2.9.3.3.5 Structure de données** Ecrire un logiciel utilisant une optimisation par AG, permet de mettre en application les concepts de la programmation orientée objet<sup>19</sup>. L'entité élémentaire est l'allèle. En encapsulant un tableau d'allèles, une valeur d'adaptation et un numéro, on obtient un individu. Deux individus associés dans la même structure donnent un diploïde, etc...

La structure de données d'un algorithme génétique est donnée par le pseudo-code 2.2<sup>20</sup>.

`PlaceRoue` définit le nombre de secteurs angulaires élémentaires qui découpent la roue. `NbAlleles` donne le nombre total d'allèles composant le code génétique d'un individu. `NbIndividus` indique le nombre d'individus dans la population et `NbGenerations` fixe le nombre de générations au bout duquel on stoppe l'algorithme. La roue de la fortune correspond donc à un tableau d'entiers. Les cellules du tableau sont remplies avec le numéro des individus de la population. La structure `individu` est composée d'un tableau d'entiers dont les cellules sont occupées par les allèles, donc le code génétique de chaque individu. Chacun d'entre eux est porteur de la valeur de son adaptation `fitness` et d'un numéro. Par soucis de facilité de lecture du code informatique, on crée la structure `diploïde` formée de deux individus. Cette structure est principalement utilisée lors de l'opération de croisement. La structure de données `population` est porteuse des taux de croisement `tauxCross` et de

19. On utilise souvent l'acronyme "POO"

20. Dans ce cas pour du langage C ANSI

mutation `tauxMutation` (respectivement les probabilités  $p_c$  et  $p_m$ ) ainsi que d'un tableau d'individus.

```

#define PlaceRoue
#define NbAlleles
#define NbIndividus
#define NbGenerations

int roue[PlacesRoue];

typedef struct {
    int allele[NbAlleles];
    double fitness;
    int numero;
}individu;

typedef struct{
    individu i1;
    individu i2;
}diploide;

typedef struct{
    double tauxCross;
    double tauxMutation;
    individu parents[NbIndividus];
}population;

```

**Pseudo-code 2.2:** Structure de données des AG

Pour illustrer la facilité de manipulation que confère la POO, nous proposons de traiter les exemples de la mutation et du croisement sous forme de pseudo-codes.

La fonction de mutation est donnée par le pseudo-code 2.3 et la fonction de croisement par le pseudo-code 2.4.

`NombreAleatoireEntier(1,NbAlleles)` renvoie un entier pris aléatoirement dans l'intervalle  $[1, NbAlleles]$  et `NombreAleatoireReel(0,1)` renvoie un réel entre 0 et 1.

#### 2.9.3.4 Mise en application

Les difficultés majeures que l'on rencontre lors de l'élaboration d'un AG sont la méthode de codage des individus et le choix de la fonction d'adaptation. Par ailleurs, le choix des probabilités de croisement et de mutation est primordial. Un taux de mutation élevé oblige à augmenter le nombre de générations car la convergence vers une solution finale se fait beaucoup plus lentement, mais de façon plus sûre en évitant à l'algorithme de converger vers un minimum local. A contrario, un taux de mutation faible permet de converger très vite vers une solution mais augmente le risque de convergence vers un minimum local. Pour notre application, on fixe le taux de croisement à 0.7 et le taux de mutation à 0.001. Ces valeurs conviennent dans la majorité des cas et correspondent aux valeurs par défaut préconisées dans la littérature spécialisée [DAV91], [GOL94], [REN95], [MIT96].

Dans la littérature citée ci-dessus, les auteurs font souvent référence à des outils particuliers : les "schèmes". Un schème correspond à une tendance générale que les individus doivent



```
individu Mutation(individu entree_individu, population p)
DEBUT
  entier position;
  individu i = entree_individu;

  SI(NombreAleatoireReel(0,1) < p.tauxMutation) ALORS
    position = NombreAleatoireEntier(1,NbAlleles);
    i.alleles[position]= 1 - entree_individu.alleles[position];
  FSI
  RENVOYER(i);
FIN
```

**Pseudo-code 2.3:** Fonction de mutation

```
diploide Croisement(diploide entree_diploide, population p)
DEBUT
  entier position, i;
  diploide d = entree_diploide;

  SI(NombreAleatoireReel(0,1) < p.tauxCroisement) ALORS
    position = NombreAleatoireEntier(1,NbAlleles);
    POUR(i = position; i < NbAlleles; i++) FAIRE
      d.c1.alleles[i] = entree_diploide.c2.alleles[i];
      d.c2.alleles[i] = entree_diploide.c1.alleles[i];
    FPOUR
  FSI
  REVOYER(d);
FIN
```

**Pseudo-code 2.4:** Fonction de croisement

porter dans leur code génétique leur conférant ainsi un minimum de chance de survivre. En biologie, on peut dire qu'un schème des êtres humains est de pouvoir manger, sans quoi leur chance de survie est nulle. Il en est de même pour les individus virtuels qui sont manipulés dans un algorithme génétique. Dans ce cas, un schème correspondra à des bits, à 0 ou à 1 fixes. L'optimisation s'effectue donc en changeant la valeur des allèles non fixes. Par ailleurs, il est possible de compléter les schèmes au fur et à mesure que l'algorithme se déroule et converge. On augmente ainsi la rapidité de convergence de l'algorithme. Dans notre cas, l'utilisation des schèmes n'est pas nécessaire car l'AG converge rapidement vers une solution satisfaisante.

### 2.9.3.5 Codage

L'optimisation de l'identification des paramètres de la courbe de Bézier se fait en étudiant l'influence de 4 paramètres (les gènes) qui sont :

- ◇ La pente pour de faibles accélérations transversales  $T_0$ ,
- ◇ La pente pour de fortes accélérations transversales  $T_3$ ,
- ◇ L'indice  $i_Q$  du point de passage  $Q$  dans la portion à identifier,
- ◇ La raison  $t$  de la courbe de Bézier au point de passage.

Ces paramètres sont tous codés sur 12 bits<sup>21</sup>. La longueur du code génétique d'un individu est donc de 48 bits. Les plages de variation des paramètres sont :

- ◇  $T_0 \in [-2 \cdot T_{0initiale}; 2 \cdot T_{0initiale}]$
- ◇  $T_3 \in [0.01 \cdot T_{3initiale}; 100 \cdot T_{3initiale}]$
- ◇  $i_Q \in [i_A; i_B]$
- ◇  $t \in [0.1; 0.9]$

La roue de la fortune est découpée en 10000 secteurs élémentaires égaux, la population de travail est composée de 50 individus et l'expérience a montré que l'algorithme converge vers une solution finale en 200 générations.

### 2.9.3.6 Elimination de cas

La mise en pratique de l'algorithme a permis de mettre en valeur des effets de bord liés aux courbes de Bézier. Les trois cas présentés sur la figure 2.35 montrent des exemples d'identification ne convenant pas à notre analyse.

On montre la courbe à identifier en trait pointillé et la courbe de Bézier en trait continu. Lorsqu'un de ces cas survient il faut affubler l'individu correspondant d'une adaptation nulle de façon à ce qu'il soit supprimé de la génération suivante. On rappelle les coordonnées des points :  $A(x_0, y_0)$ ,  $B(x_3, y_3)$ ,  $M(x_1, y_1)$ ,  $N(x_2, y_2)$ . Les clauses à imposer sont :

Cas 1 :  $y_2 > y_3$

Cas 2 :  $x_1 < x_0$

Cas 3 : la courbe fait une boucle sur elle-même. Ce qui signifie qu'il existe deux valeurs de la raison ( $t_1$  et  $t_2$ ) qui vérifient les équations :

---

21. Cette valeur a été choisie en ayant fait un compromis entre précision et rapidité

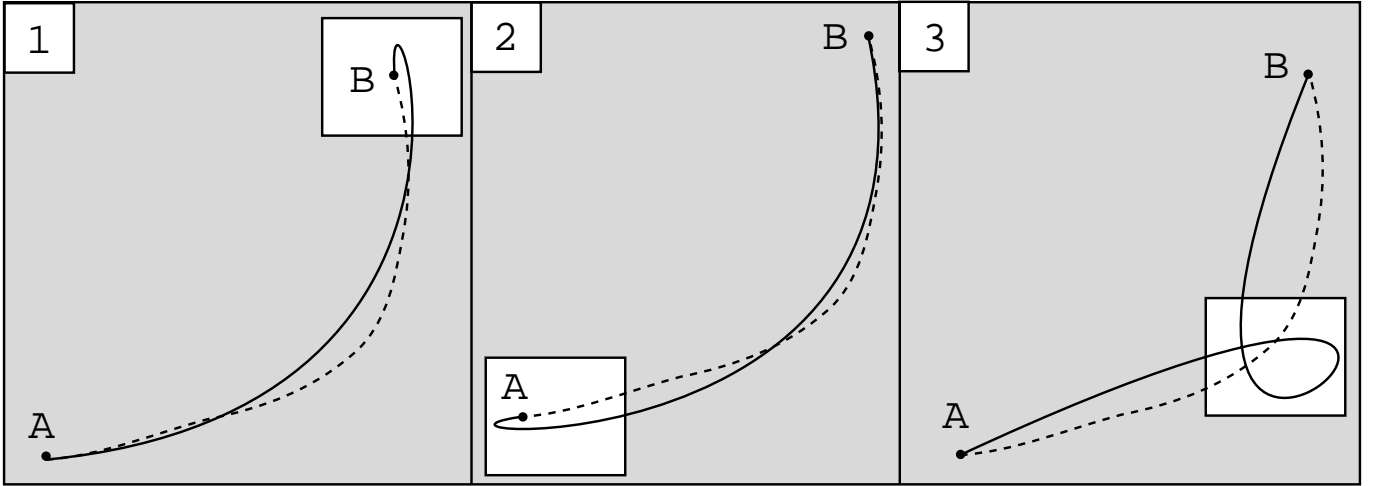


FIG. 2.35 – Elimination de cas

$$\begin{cases} P_x(t_1) = P_x(t_2) \\ P_y(t_1) = P_y(t_2) \end{cases} \quad (2.22)$$

Les équations

$$\begin{aligned} x &= x_0(1-t)^3 + 3x_1(1-t)^2t + 3x_2(1-t)t^2 + x_3t^3 \\ y &= y_0(1-t)^3 + 3y_1(1-t)^2t + 3y_2(1-t)t^2 + y_3t^3 \end{aligned} \quad (2.23)$$

peuvent s'écrire sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} x &= a_xt^3 + b_xt^2 + c_xt + d_x \\ y &= a_yt^3 + b_yt^2 + c_yt + d_y \end{aligned} \quad (2.24)$$

avec

$$\begin{aligned} a_x &= x_3 - x_0 + 3(x_1 - x_2) & b_x &= 3(x_0 - 2x_1 + x_2) \\ a_y &= y_3 - y_0 + 3(y_1 - y_2) & b_y &= 3(y_0 - 2y_1 + y_2) \\ c_x &= 3(x_1 - x_0) & d_x &= x_0 \\ c_y &= 3(y_1 - y_0) & d_y &= y_0 \end{aligned} \quad (2.25)$$

Pour trouver la condition de non rebouclage, on résout les équations suivantes par la méthode de Cardan [SMI72]:

$$\begin{cases} t^3 + \frac{b_x}{a_x}t^2 + \frac{c_x}{a_x}t + \frac{d_x}{a_x} = 0 \\ t^3 + \frac{b_y}{a_y}t^2 + \frac{c_y}{a_y}t + \frac{d_y}{a_y} = 0 \end{cases} \quad (2.26)$$

Si ces polynômes admettent tous les deux plus d'une solution réelle, le rebouclage a lieu. Les conditions à imposer pour éviter ce phénomène sont donc :

$$\frac{-3x_1^2x_2^2 + 4x_0x_2^3 + 4x_1^3x_3 - 6x_0x_1x_2x_3 + x_0^2x_3^2}{4(-x_0 + 3x_1 - 3x_2 + x_3)^4} > 0 \quad (2.27)$$

et

$$\frac{-3y_1^2y_2^2 + 4y_0y_2^3 + 4y_1^3y_3 - 6y_0y_1y_2y_3 + y_0^2y_3^2}{4(-y_0 + 3y_1 - 3y_2 + y_3)^4} > 0 \quad (2.28)$$

### 2.9.3.7 Fonction d'adaptation

L'identification a donc pour but d'approximer la partie située entre les points A et B à l'aide d'une courbe de Bézier. Pour que les AG puissent donner une solution idoine, la fonction d'adaptation à leur fournir doit être bien choisie. Les meilleurs résultats ont été obtenus en fixant un gabarit dans lequel on compte le nombre de points appartenant à la courbe lissée. Ce gabarit est formé de cercles de rayon constant<sup>22</sup> qui se déplacent dans le plan comme les maillons d'une chaîne dont l'âme est la courbe de Bézier. Les figures 2.36 et 2.37 illustrent la méthode.

Nous avons choisi, comme fonction d'adaptation, le nombre de points contenus dans le gabarit<sup>23</sup>. La meilleure solution sera pour un nombre de points maximum. Notons que l'axe des ordonnées a été normé pour que des cercles apparaissent sur les graphes et non des ellipses.

Il aurait été possible de coder le diamètre des cercles constituant le gabarit comme un gène et les AG auraient à diminuer le diamètre petit à petit. Il arrive un seuil où le diamètre devient tellement petit que seuls un ou deux points sont contenus dans le gabarit. Par conséquent le nombre de solutions possibles devient trop important et bien souvent aucune d'entre elles ne convient.

### 2.9.3.8 Résultats

On a représenté sur les figures 2.38 à 2.41 les résultats obtenus pour différents cas. On a superposé le nuage brut, la courbe lissée et la courbe de Bézier. Quelque soit le cas rencontré, l'identification est fidèle et on remarque que des différences notables apparaissent entre les véhicules. Les nuages de points très peu riches n'empêchent pas l'identification d'un modèle comme le montre en particulier la figure 3.44. Les courbes identifiées vont permettre de quantifier les indicateurs de comportement statico-dynamiques uniquement en observant leur forme.

---

22. Ce paramètre est configurable par l'utilisateur en fonction de la dispersion de la courbe lissée

23. On travaille sur le pourcentage de points contenus dans le gabarit par rapport à celui se trouvant en dehors

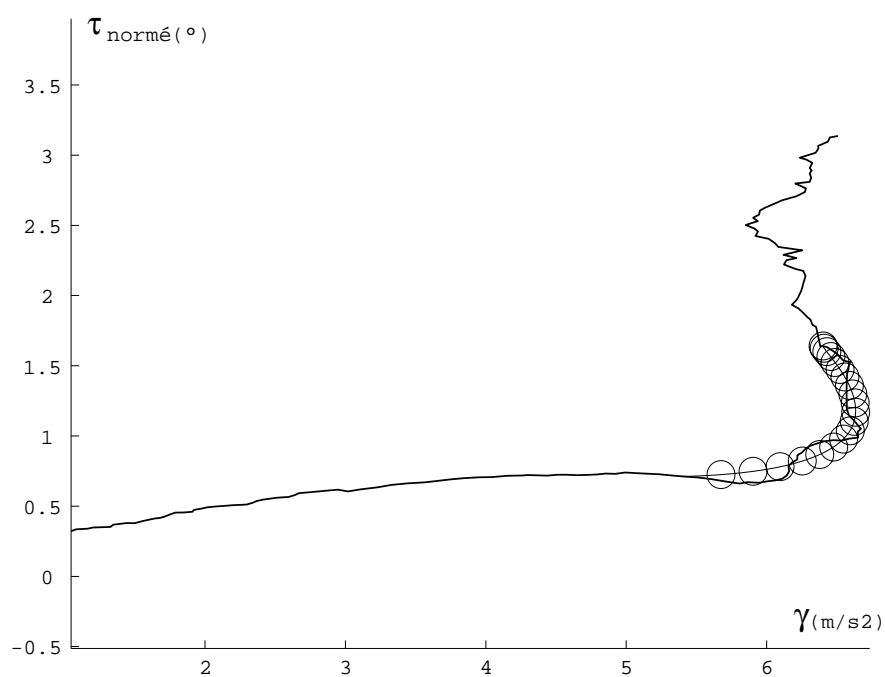


FIG. 2.36 – Gabarit chaîné de la courbe de Bézier dans le cas du sousvirage

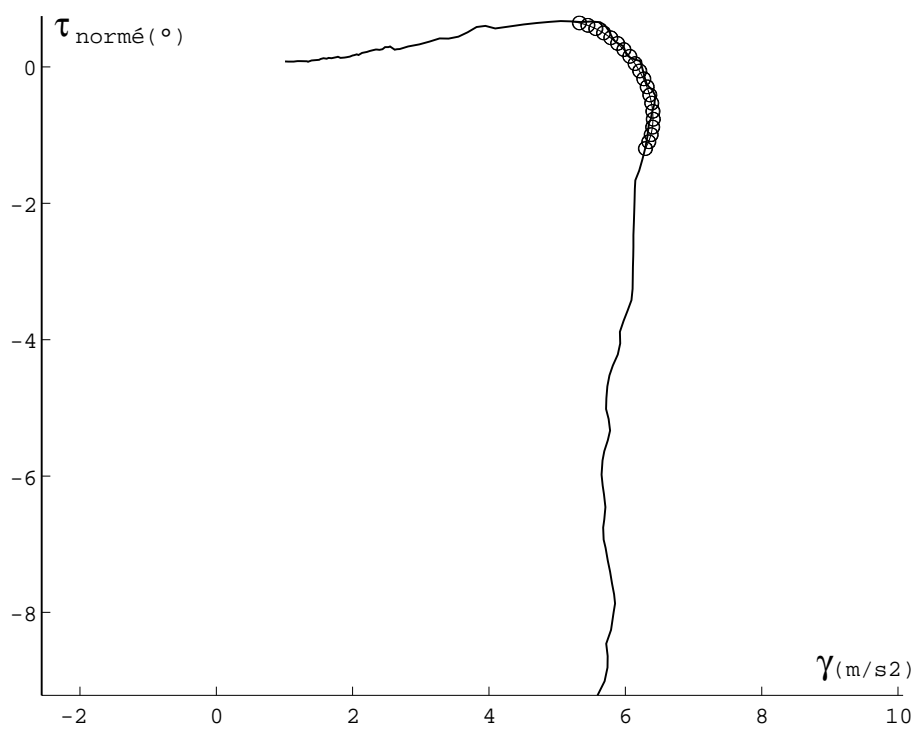


FIG. 2.37 – Gabarit chaîné de la courbe de Bézier dans le cas du survirage

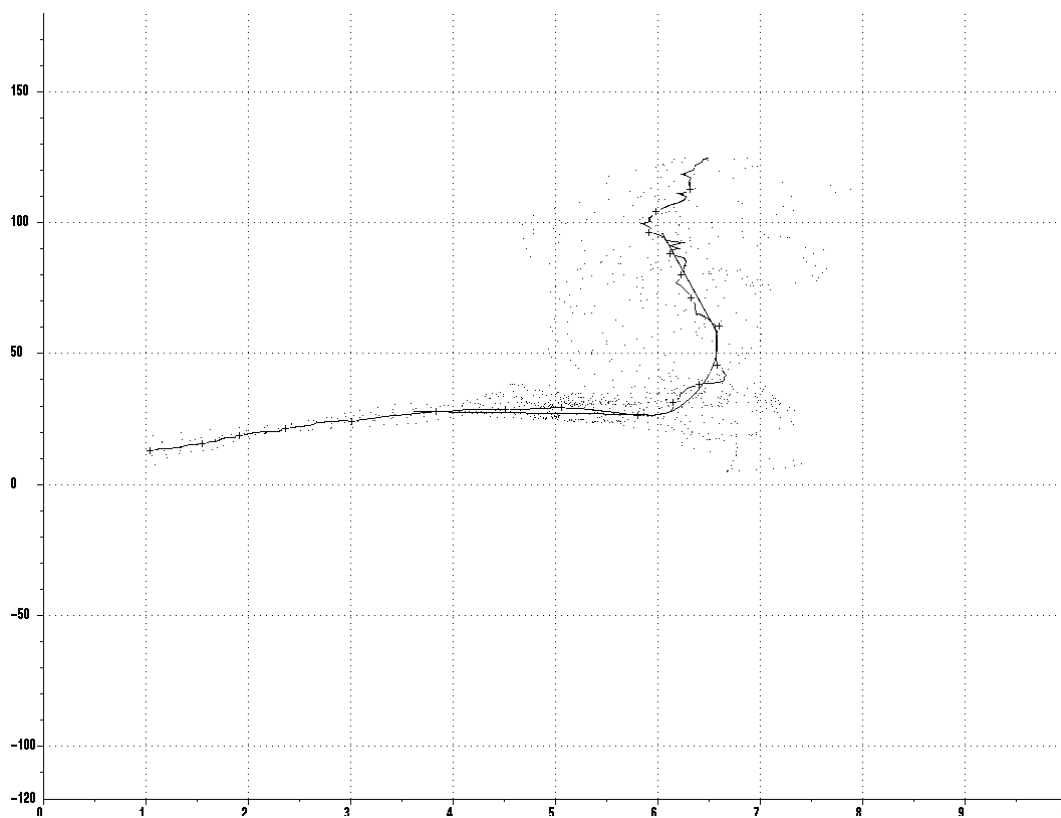


FIG. 2.38 – Résultat de l'identification - sousvirage brutal

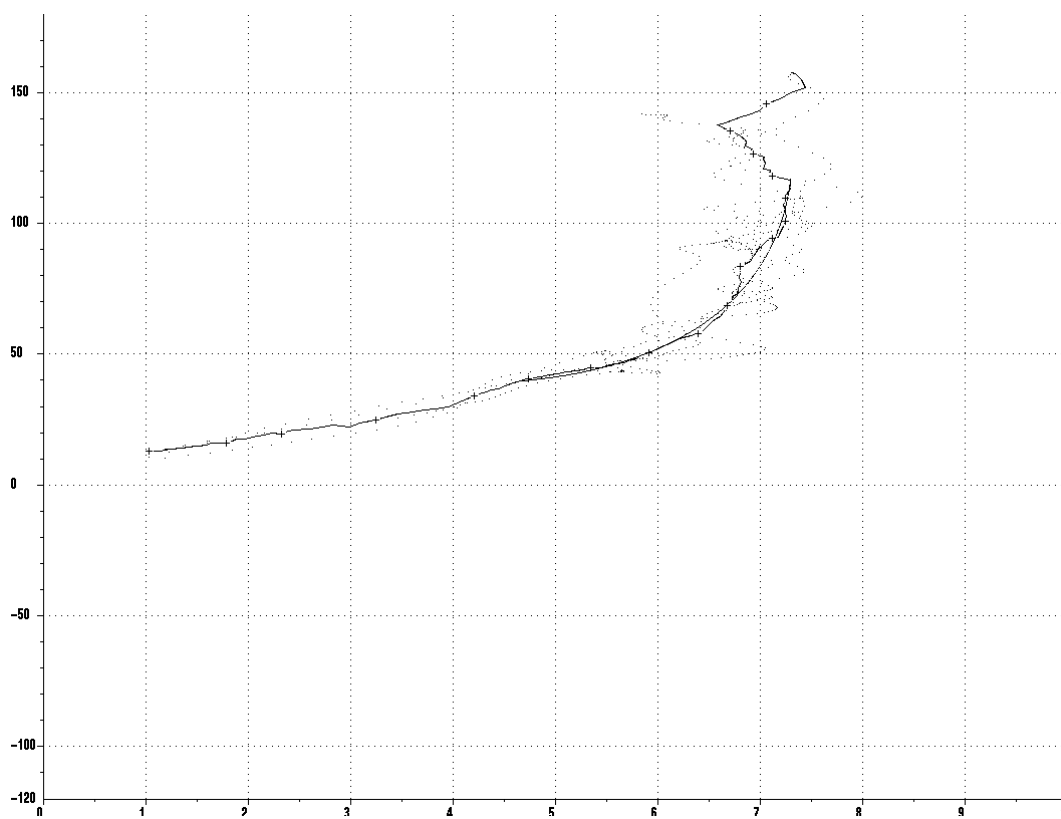


FIG. 2.39 – Résultat de l'identification - sousvirage progressif

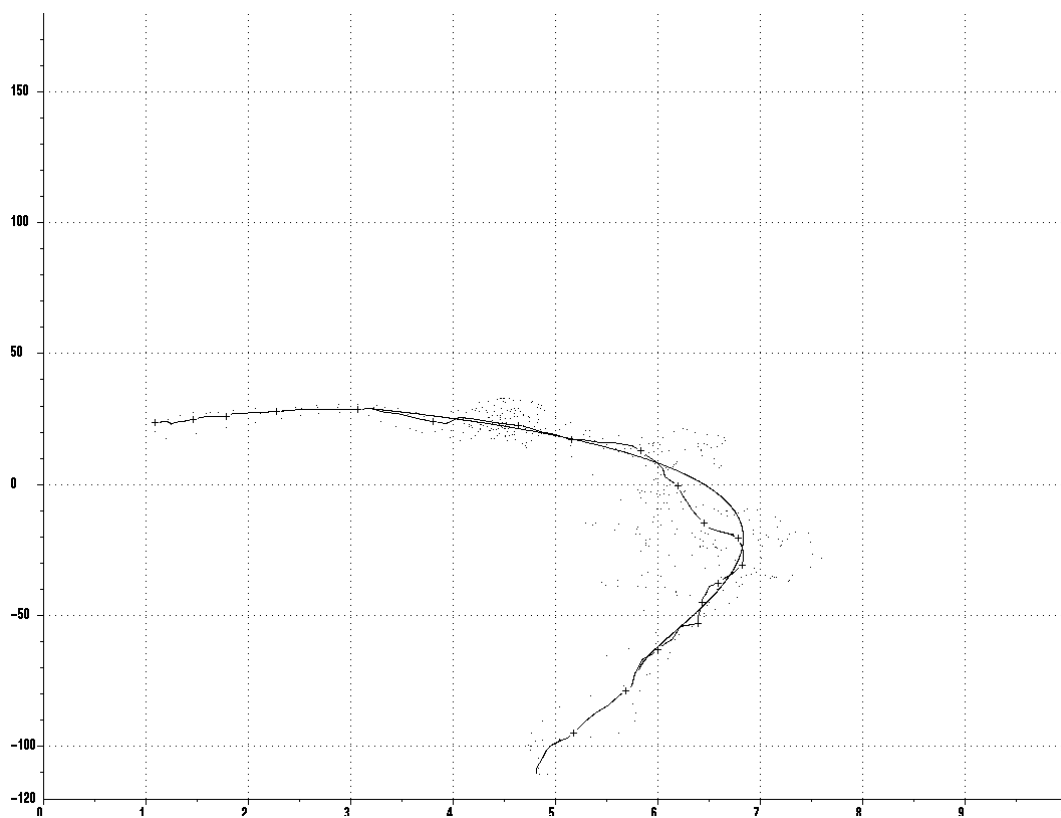


FIG. 2.40 – Résultat de l'identification - survirage brutal

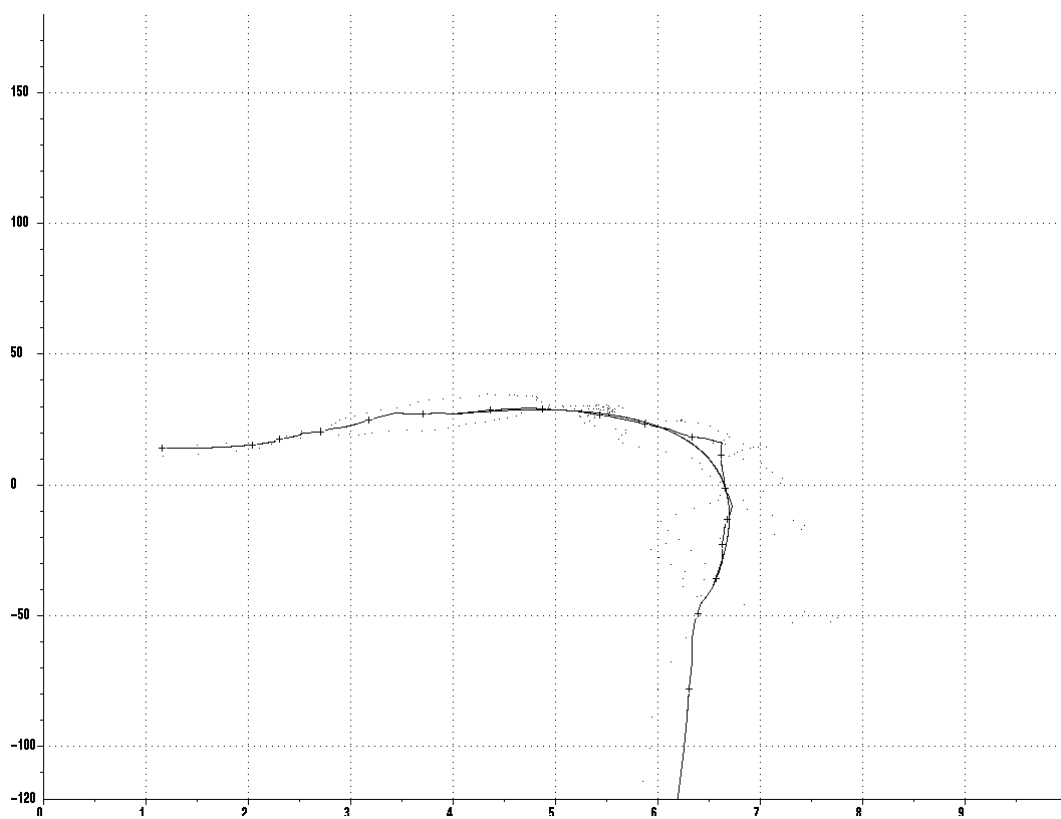


FIG. 2.41 – Résultat de l'identification - survirage progressif

### 2.9.3.9 Courbes de convergence

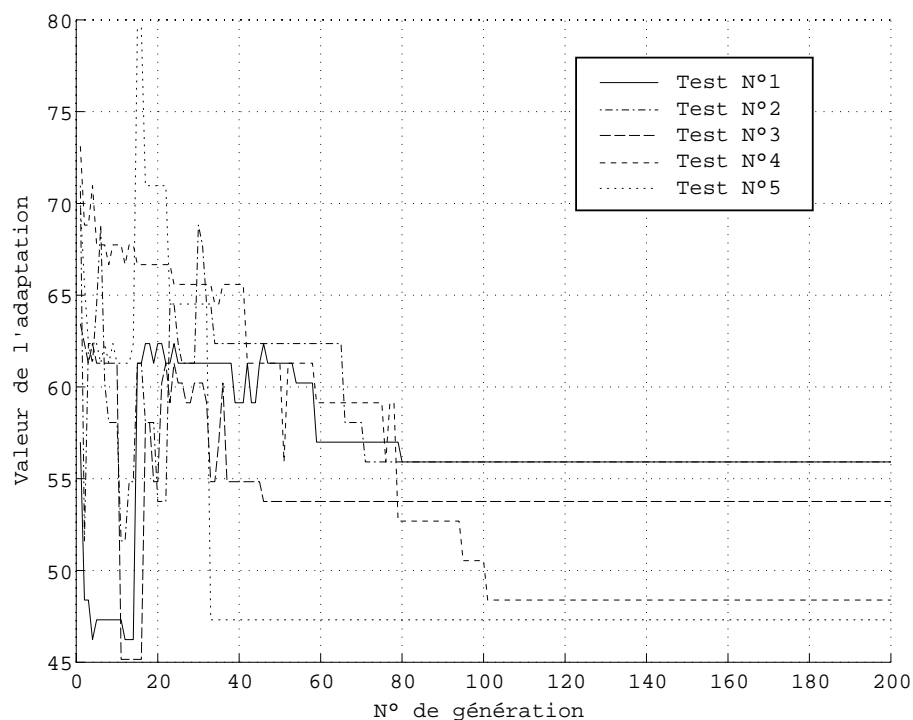


FIG. 2.42 – Courbes de convergence des AG

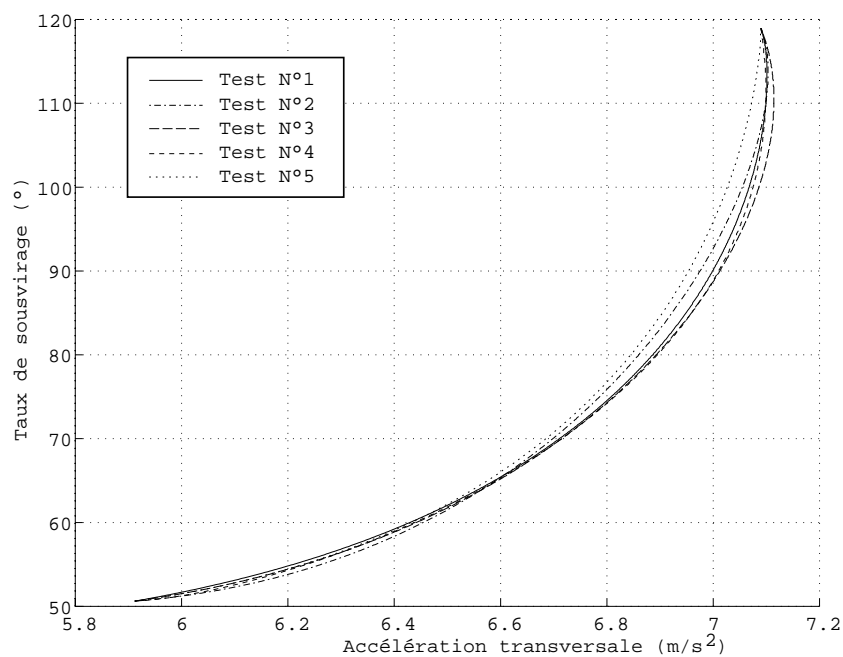


FIG. 2.43 – Courbes de Bézier associées

Avant de clore ce chapitre, nous présentons les courbes de convergences des AG obtenues pour différents tests. Nous avons lancé plusieurs fois l'optimisation sur une même courbe lissée et observé les résultats. Cette validation est nécessaire car le générateur de nombres



aléatoires n'est jamais initialisé à la même valeur<sup>24</sup>. Les figures 2.42 et 2.43 donnent les courbes de convergence et les courbes de Bézier associées pour cinq tests. L'exemple présenté ici traite l'identification du comportement présenté sur la figure 2.39. On constate que la convergence ne se fait pas nécessairement vers la même valeur. Néanmoins, les courbes de Bézier associées donnent des résultats très proches. En outre, les valeurs des indicateurs de comportement que l'on quantifie par après ne s'en trouvent que très peu modifiées (Cf. chapitre 3).

## 2.10 Conclusion

La figure 2.44 résume les possibilités offertes à l'utilisateur par le logiciel<sup>25</sup>. Elle regroupe toutes les méthodes proposées dans ce chapitre et montre que le cheminement du traitement n'est pas unique.

Dans ce chapitre nous avons pu suivre l'évolution du traitement mathématique des données brutes recueillies à l'issus d'une séance d'essais, jusqu'à une description mathématique fiable, valable pour tous les types de véhicules. Au travers d'exemples concrets, nous avons mis en évidence l'efficacité et la robustesse d'outils comme la logique floue, les courbes de Bézier et les algorithmes génétiques.

Les différents algorithmes que nous avons écrits ont permis d'élaborer un outil de génération de modèles dont le fonctionnement est basé sur l'estimation des paramètres d'une courbe de Bézier.

### ◇ Avantages de la méthode

- Les courbes de Bézier, de définition paramétrique, permettent d'approximer toutes les formes de comportement statico-dynamique actuellement disponibles (Cf. figure 2.28).

- Les algorithmes génétiques limitent les convergences vers des minima locaux et permettent d'éliminer des individus qui pourraient convenir au vu du critère quadratique d'optimisation, mais qui présentent des particularités gênantes (Cf. figure 2.35). Cet outil est particulièrement adapté à notre problème.

- En utilisant le taux de sousvirage, il est possible d'identifier le comportement du véhicule lorsqu'il est sollicité sur un circuit. De cette façon on peut observer l'évolution du comportement sur une gamme de vitesses plus importante et sur différents rayons de braquage (Cf. chapitre 3).

### ◇ Utilisations du modèle statico-dynamique

- On peut utiliser ces résultats pour remplacer la valeur numérique du gain de la fonction de transfert liant l'accélération transversale au braquage des roues, et ce dans le but de compléter le modèle de représentation (Cf. §1.7.3).

- Ce modèle de comportement statico-dynamique peut être utilisé pour valider un modèle de connaissance au travers de simulations.

- La fonction obtenue peut être utilisée pour comparer le comportement statico-dynamique de plusieurs véhicules testés dans des conditions identiques. L'analyse des différents comportements au travers d'indicateurs quantifiés fait l'objet du chapitre suivant.

---

24. Pour initialiser le générateur de nombres aléatoires, on utilise la valeur renvoyée par l'horloge interne de la machine sur laquelle fonctionne le logiciel

25. L'implémentation du logiciel a nécessité une communication permanente avec un fichier de configuration dans lequel l'utilisateur regroupe tous les paramètres utiles au traitement.

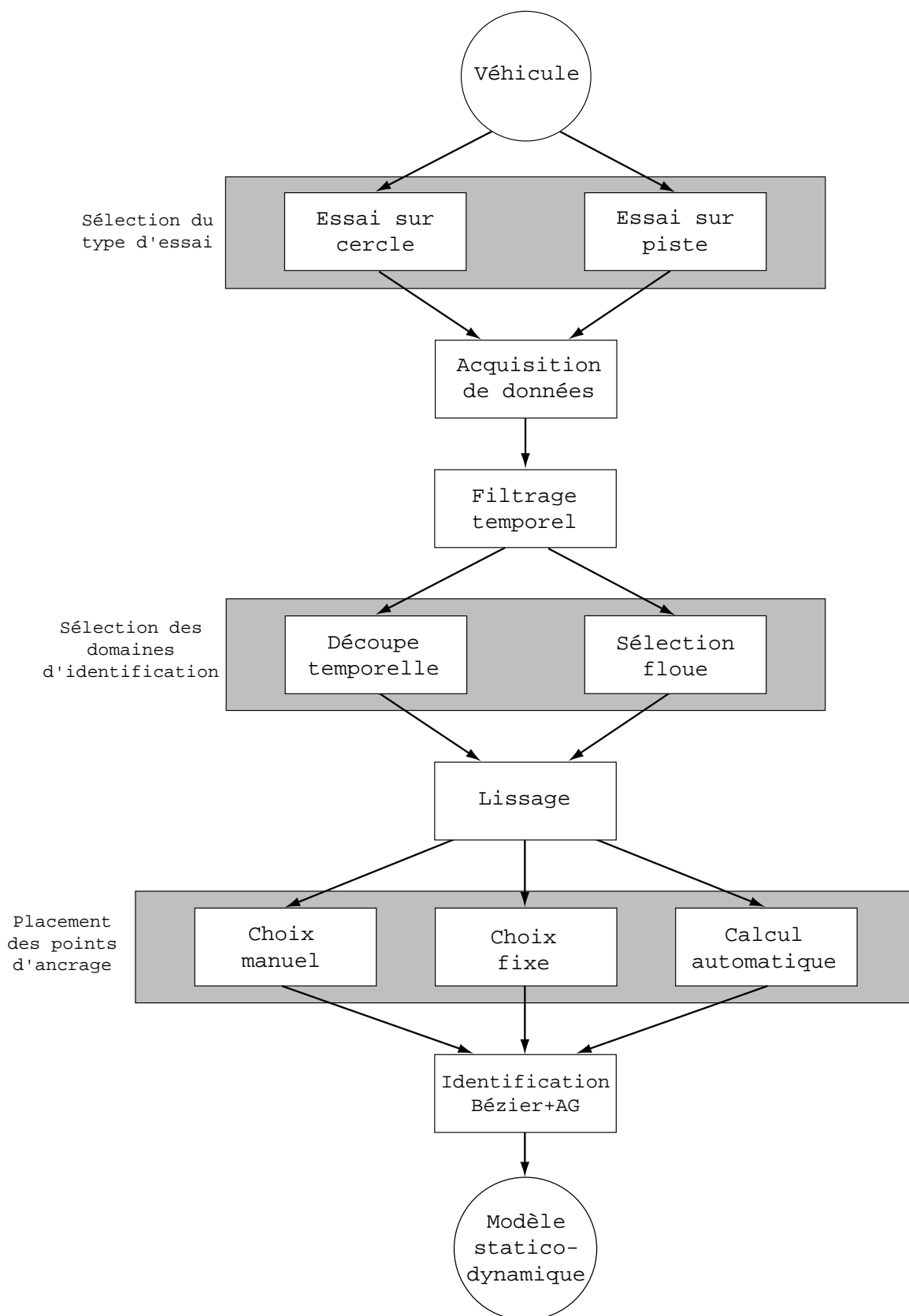


FIG. 2.44 – Architecture complète

## Plan du chapitre 3

Juger du comportement routier d'un véhicule peut se faire par plusieurs méthodes. Soit on demande à des pilotes-essayers d'apprécier le véhicule au travers d'une grille de cotation, ce qui aboutit à une évaluation purement subjective. Soit on utilise un outil mathématique fournissant une cotation objective basée uniquement sur l'observation de certaines grandeurs physiques comme par exemple la vitesse de lacet ou l'accélération transversale. Néanmoins, pour valider une cotation objective, il faut nécessairement se baser sur l'avis subjectif des essayeurs.

Après avoir présenté les conditions d'essais, nous donnerons les méthodes de quantification d'indicateurs objectifs de comportement statico-dynamiques en observant les particularités géométriques de la courbe liant le taux de sousvirage à l'accélération transversale. Ces particularités sont propres à chaque véhicule et nous verrons comment interpréter les résultats.

Dans un deuxième temps, nous utiliserons des outils mathématiques dont le principe est basé sur la théorie des ensembles flous pour comparer et classer les véhicules entre eux. Cet outil est l'intégrale de Choquet par rapport à des mesures floues et nous permet d'effectuer un classement subjectif, au vu des notes fournies par les essayeurs, mais aussi un classement objectif en agrégeant les valeurs des différents indicateurs.

Nous terminerons ce chapitre par une classification généraliste prenant en compte des critères plus globaux comme le comportement statico-dynamique ou la réponse en lacet.

Ces deux dernières parties mettent en évidence la puissance de l'intégrale de Choquet par rapport à des méthodes classiques d'agrégation de type moyenne.

# Chapitre 3

## Indicateurs de comportement

*L'art d'être tantôt très audacieux et tantôt très prudent est l'art de réussir.*

**Napoléon 1er**

### 3.1 Introduction

Dans l'introduction du chapitre 3, nous avons montré que le système véhicule ne peut pas être analysé seul. Les interactions existant dans le système véhicule+conducteur+route ne peuvent pas être négligées.

Ainsi, comment peut-on procéder pour juger subjectivement du comportement d'un véhicule compte tenu des éléments extérieurs agissant sur lui? Sur quels critères peut-on le faire? L'avis doit-il être donné par des pilotes-essayeurs professionnels ou par un panel de consommateurs choisis au hasard dans la clientèle? Dans quelles conditions doit être réalisée la cotation? (piste, route ouverte ...) Les critères de jugement doivent-ils être laissés au choix de l'essayeur? Au moment de l'évaluation, les essayeurs sont-ils tous dans le même état d'esprit? etc ...

Au travers de toutes ces questions, et bien d'autres encore, on se rend compte que juger subjectivement du comportement d'un véhicule n'est pas chose facile. Une méthode pourrait être de faire appel à plusieurs pilotes-essayeurs qui fourniraient un avis subjectif sur le même véhicule, dans les mêmes conditions d'essais et ce, au travers d'une grille de cotation. Ils jugeraient alors le véhicule en donnant une note pour chacun des critères choisis au préalable. Une autre méthode serait de demander à un pilote-essayeur de solliciter le véhicule dans des conditions précises. Un post-traitement permettrait de juger du comportement objectivement en observant l'évolution des différentes grandeurs physiques recueillies lors des essais. L'expérience a démontré que cumuler les deux méthodes d'évaluation citées ci-dessus donne de bons résultats [FAR93]. Une comparaison objectif/subjectif est alors nécessaire. Certains auteurs effectuent une comparaison de plusieurs configurations de véhicules et demandent à une dizaine d'essayeurs de juger chacune des configurations au travers d'une notation centrée sur un véhicule de référence [CHE96]. Les résultats sont ensuite comparés à ceux donnés par la simulation au travers d'un modèle simple mais fidèle dans les domaines de fonctionnement étudiés. On observe ainsi l'influence de la variation de différents paramètres sur le comportement du véhicule dans différentes situations (statico-dynamique, régime transitoire, manœuvre de dépassement, ...)

Bon nombre d'auteurs se sont penchés sur les problèmes que nous venons d'évoquer. On peut citer en particulier [ABE80], [RAN91], [NOR84], [REI91] ou encore [HOR96].

En résumé, la notation d'un véhicule par des essayeurs est faite par le biais de plusieurs notes données sur plusieurs critères. Tout l'art du technicien ou de l'ingénieur sera de pouvoir interpréter les résultats obtenus de façon à pouvoir modifier les réglages de raideurs par exemple, ou encore le type des pneumatiques. Seules des personnes expérimentées peuvent faire l'agrégation des différentes notes et des différents critères de façon à déterminer quelle sera la meilleure configuration de véhicule, donc celle qu'il faudra conserver et fabriquer.

Dans ce chapitre, nous allons nous consacrer à l'étude des indicateurs de comportement routier en régime statico-dynamique. Après avoir présenté les indicateurs prioritaires préconisés par les pilotes-essayeurs à l'issue d'un recueil d'expertise, nous expliquerons comment les indicateurs objectifs sont quantifiés. Nous effectuerons ensuite une comparaison entre la cotation subjective et la quantification objective en utilisant un outil d'agrégation flou : l'intégrale de Choquet par rapport à des mesures floues. Ce même outil sera utilisé enfin pour effectuer une classification généraliste de plusieurs configurations de véhicules.

## 3.2 Indicateurs subjectifs de comportement

Les indicateurs de comportement présentés dans ce paragraphe ont fait l'objet d'un recueil d'expertise fourni par plusieurs pilotes-essayeurs (Cf. §2.1.2). Selon ces derniers, la liste donnée ci-dessous représente les indicateurs les plus pertinents pour juger du comportement statico-dynamique transversal d'un véhicule. Les essais qui servent de référence sont ceux effectués sur piste. Les essais sur cercle sont utiles pour affiner les résultats comme nous le verrons dans le paragraphe suivant.

- ◇ **Equilibre** : Il s'agit d'évaluer le sousvirage ou le survirage du véhicule après l'inscription en virage. Pour ce faire, l'essayeur doit solliciter le véhicule à une vitesse suffisamment élevée, de telle façon que le véhicule se trouve à la limite d'adhérence. L'essayeur exagère ensuite les défauts typiques du conducteur moyen et analyse la gêne à la conduite qui en résulte.
- ◇ **Adhérence transversale** : On évalue l'efficacité transversale du véhicule, c'est à dire l'accélération transversale maximale pour un sol et une trajectoire donnés. En effet, on a vu dans le paragraphe 1.5.3 du chapitre 1 que l'effort transversal maximal que peut supporter le pneumatique est fonction de l'adhérence. Dès lors, et d'après la deuxième loi de Newton, l'accélération transversale est directement l'image des efforts transversaux, à la masse près.
- ◇ **Progressivité** : L'essayeur doit apprécier les accélérations lors des pertes et des reprises d'adhérence (dérive, lacet, couple au volant ...). On parlera de brutalité pour de fortes accélérations et de progressivité pour des accélérations faibles et/ou continues. En terme de sécurité sur sol mouillé, l'indicateur *progressivité* est le plus représentatif. En effet, un véhicule progressif permettra au conducteur de corriger sa trajectoire en rajoutant de l'angle au volant, ce qui est quasiment impossible dans le cas d'un véhicule brutal.

Bon nombre d'autres critères de jugement sont à la disposition des pilotes tels que la qualité de l'appui du train arrière, la qualité de la remise en ligne, etc ... Malgré tout, il apparaît que les trois indicateurs définis ci-dessus soient ceux à analyser en priorité.

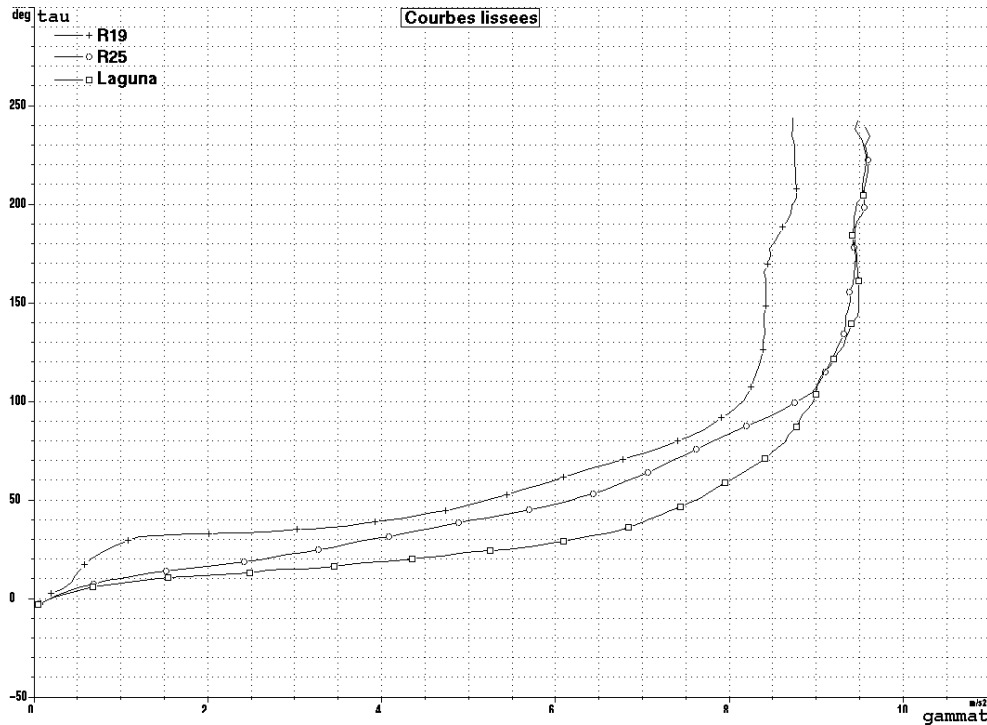


FIG. 3.1 – Superposition de trois courbes lissées pour trois véhicules

### 3.3 Indicateurs objectifs de comportement

#### 3.3.1 Avant-propos

Le but ultime de l'étude est de pouvoir quantifier des indicateurs de comportement objectifs en se basant sur l'analyse géométrique de la courbe  $\tau = f(\gamma_T)$  une fois identifiée. L'analyse des indicateurs de comportement se fait sur la partie supérieure de la courbe, donc pour des accélérations transversales élevées. En effet, c'est juste avant que l'un des trains entre en saturation que nous devons étudier le comportement des véhicules.

Les figures 3.1 et 3.2 montrent un exemple de trois courbes statico-dynamiques pour trois véhicules différents :

- ◇ R19 M2
- ◇ Laguna
- ◇ R25 V6

Sur la figure 3.1 on a superposé trois courbes lissées et sur la figure 3.2 les trois identifications correspondantes. On constate que les courbes présentent des singularités géométriques propres à chacun des véhicules. Il faut donc mettre ces spécificités en exergue ce qui permet de quantifier les indicateurs de comportement.

La figure 3.3 montre une superposition de trois courbes identifiées pour un même véhicule<sup>1</sup> piloté par trois essayeurs différents. On remarque que les trois courbes présentent des similitudes flagrantes quant à leurs formes, mais sont légèrement différentes quant aux valeurs de l'accélération transversale maximale atteinte. Ceci est dû au fait que les conditions d'essai n'ont pas été rigoureusement identiques.

1. Une R19 de type M2

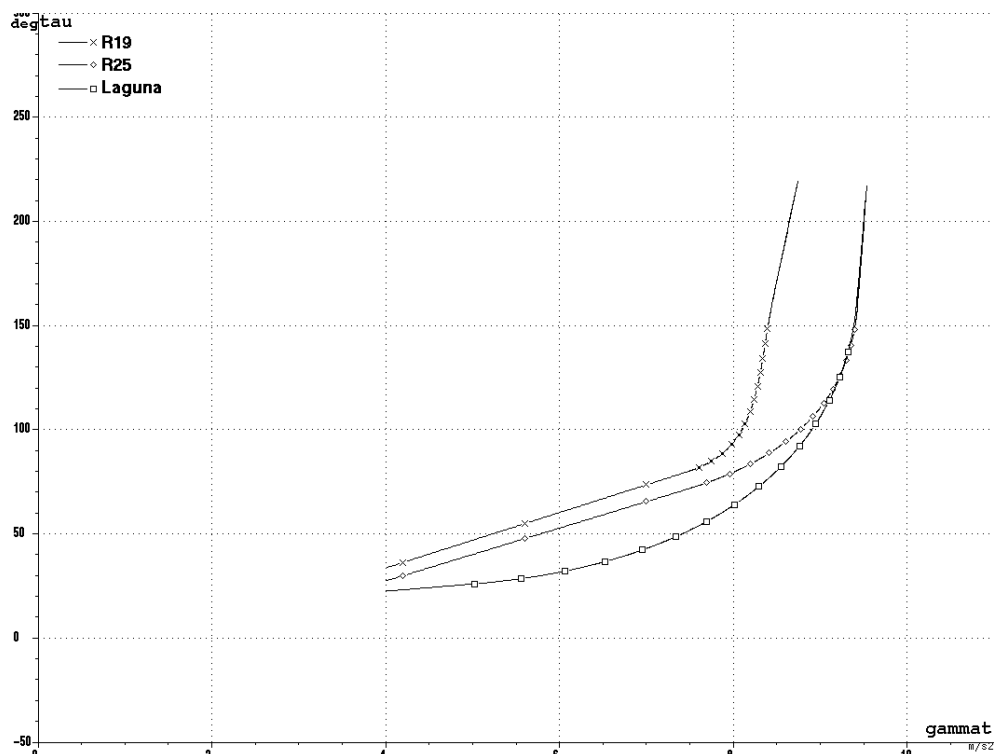


FIG. 3.2 – Superposition de trois courbes "modèle" pour trois véhicules

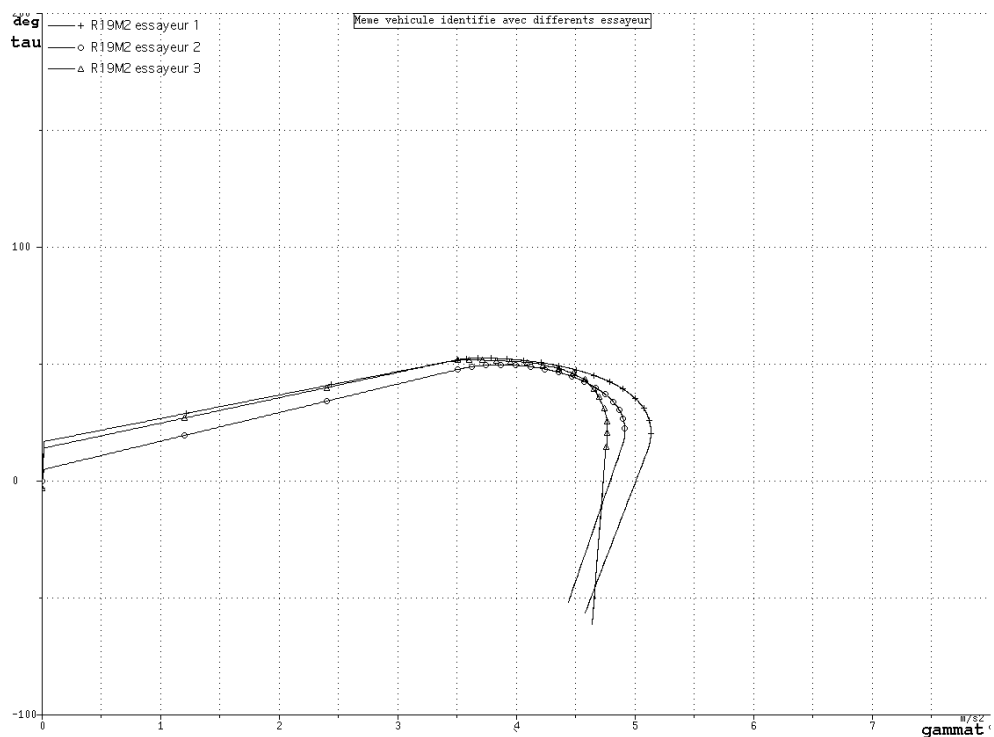


FIG. 3.3 – Courbes identifiées pour un même véhicule lors de trois essais avec trois pilotes

### 3.3.2 Equilibre

L'indicateur d'équilibre doit traduire numériquement la tendance sousvireuse ou survireuse d'un véhicule. D'après le dépouillement des différents essais que l'on a pu faire, on a constaté que l'entrée en saturation du train avant (ou du train arrière suivant le cas) survenait aux alentours de 80% de l'accélération transversale maximale. Cette valeur de l'accélération transversale d'entrée en saturation se notera par la suite  $\gamma_{Tsat}$ .

La quantification de l'équilibre est donc faite en analysant l'évolution du taux de sousvirage et de l'accélération transversale en  $\gamma_{Tsat}$  puisque c'est en ce point que l'on retrouve les informations prépondérantes de la tendance sousvireuse ou survireuse d'un véhicule.

On retrouve donc dans cet indicateur le potentiel de dirigeabilité dès l'entrée en saturation du train avant. On dira qu'un véhicule est équilibré s'il est possible de contrôler un tant soit peu sa trajectoire après la saturation du train avant.

Les premières particularités géométriques de la courbe statico-dynamique sont donc à observer aux alentours de  $\gamma_{Tsat}$ .

On a choisi de quantifier l'indicateur objectif "équilibre" au travers de trois valeurs comme le montrent les figures 3.4 et 3.5 :

- ◇  $\tau(\gamma_{Tsat})$  : valeur du taux de sousvirage en  $\gamma_{Tsat}$
- ◇  $\frac{\partial \tau}{\partial \gamma_T}(\gamma_{Tsat})$  : valeur de la pente en  $\gamma_{Tsat}$  (équivalent au gain statique)
- ◇  $I$  : angle existant entre la pente en  $\gamma_{Tsat}$  et la verticale, positif en sousvirage et négatif en survirage.

Il apparait clairement que la pente en  $\gamma_{Tsat}$  et  $I$  sont deux indicateurs redondants.

La valeur de la pente de la courbe statico-dynamique pour de faibles accélérations transversales, c'est à dire pour des valeurs comprises entre 0 et  $3m/s^2$ , n'est pas à l'étude ici car cet indicateur est très bien caractérisé dans le milieu de l'industrie automobile. Cette pente est couramment appelée "dynamique angulaire". Pour un véhicule dit "équilibré", on situe la valeur de la dynamique angulaire aux alentours de  $6^\circ/m/s^2$ . Si on constate des valeurs trop élevées, le véhicule est conduisible car seule une consigne au volant démesurée est susceptible d'exciter le véhicule. Dans le cas inverse, si la pente est proche de 0, la moindre sollicitation au volant provoque une forte accélération transversale. Si l'on considère les valeurs de pentes négatives, on se retrouve dans le cas du survirage où une consigne volant entraîne une surgénération de vitesse de lacet donc un taux de sousvirage négatif.

### 3.3.3 Adhérence transversale

Les figures 3.6 et 3.7 illustrent la méthode de calcul de cet indicateur en sousvirage et en survirage.

La quantification cohérente de l'indicateur "adhérence transversale" est liée à deux conditions :

- ◇ L'essai doit s'être déroulé dans des conditions suffisantes de façon à avoir excité le véhicule jusqu'à la saturation complète d'un des trains.
- ◇ Le filtrage temporel des signaux, et en particulier de l'accélération transversale, doit être fait aux bonnes fréquences.

Même si le filtrage temporel est bien adapté, on rencontre parfois des oscillations liées à la saturation du pneumatique lors de fortes accélérations transversales (Cf. chapitre 2).



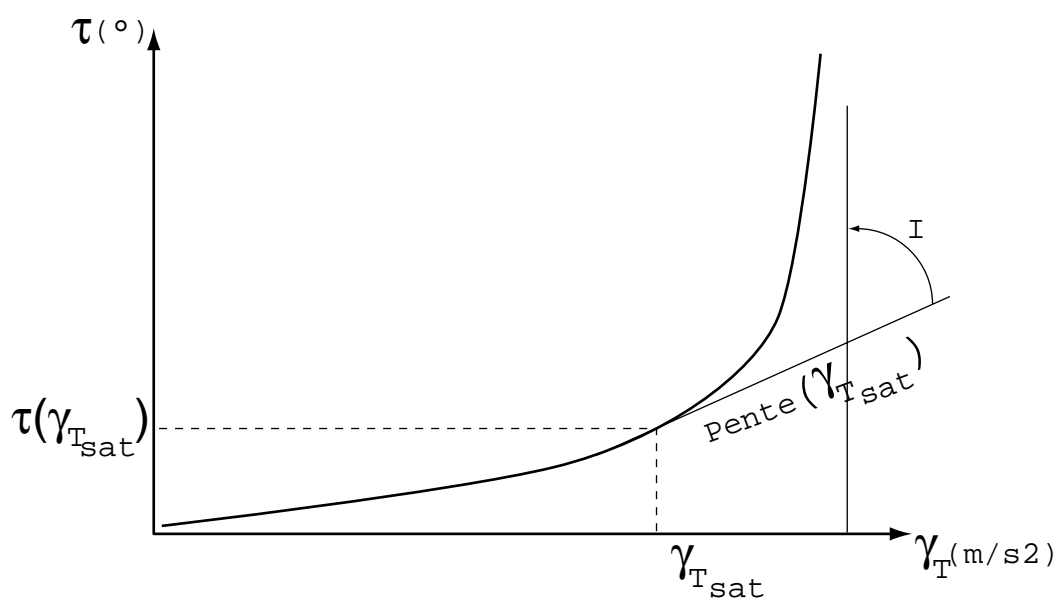


FIG. 3.4 – Méthode de quantification de l'équilibre en sousvirage

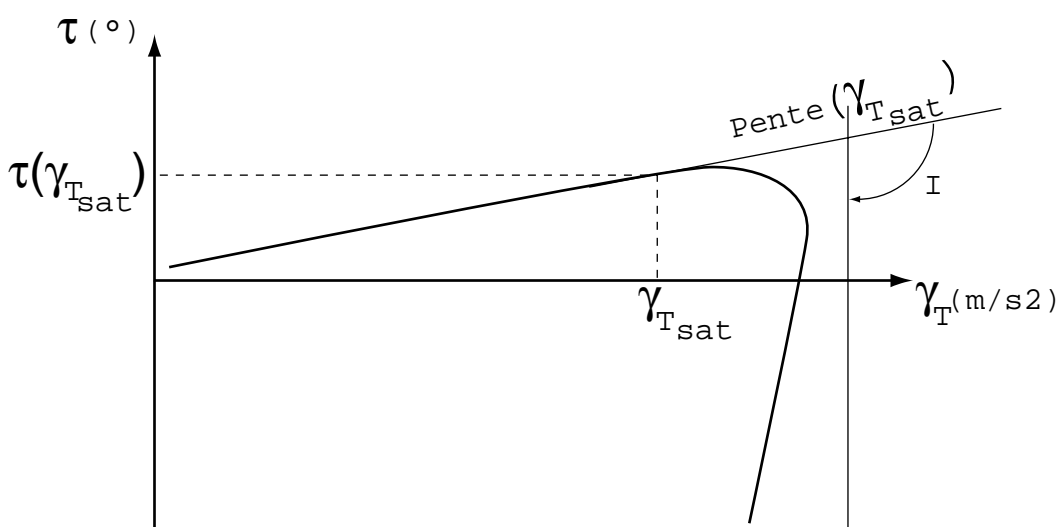


FIG. 3.5 – Méthode de quantification de l'équilibre en survirage

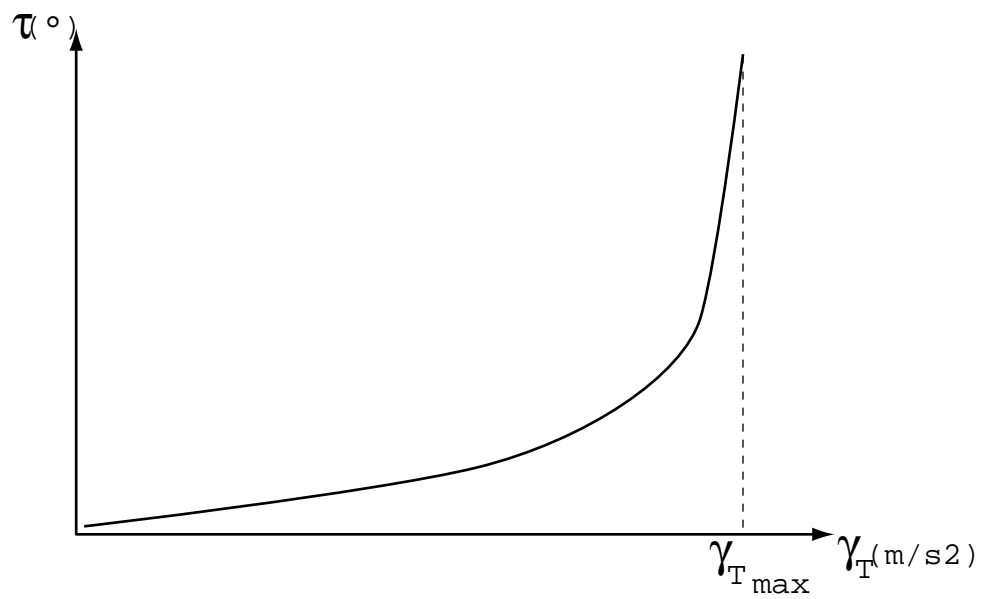


FIG. 3.6 – Méthode de quantification de l'adhérence en sousvirage

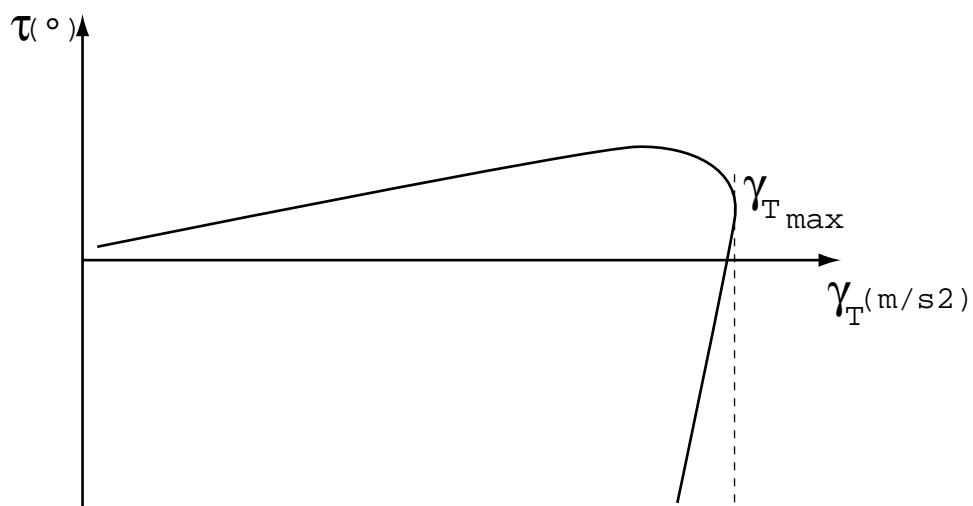


FIG. 3.7 – Méthode de quantification de l'adhérence en survirage

On peut citer, en particulier, l'effet de ballant qui traduit des déformations transversales du pneumatique existant entre le plan de jante et le pied de roue.

Viennent alors les questions suivantes :

- ◇ Quelle est la vraie valeur de l'accélération transversale maximale?
- ◇ Doit-on étudier cet indicateur sur la courbe lissée ou sur la courbe identifiée?

Par hypothèse, on considère que le véhicule a été suffisamment sollicité et que la valeur maximale de l'accélération transversale enregistrée correspond au potentiel transversal du véhicule.

L'indicateur "adhérence transversale" est quantifié sur la courbe identifiée et correspond à la valeur maximale de l'accélération transversale rencontrée tout au long de la courbe.

### 3.3.4 Progressivité

La progressivité est l'indicateur le plus pertinent, selon les pilotes-essayeurs, lorsqu'on veut analyser le comportement statico-dynamique d'un véhicule sur adhérence dégradée. Comme nous l'avons précisé précédemment, l'indicateur "progressivité" doit donner une image du comportement lors des pertes et des reprises d'adhérence. Autrement dit, il doit refléter la façon dont sature le train avant (ou arrière selon le cas). Lorsqu'on observe, la courbe statico-dynamique, on constate que la saturation d'un train survient au moment où la pente passe d'une valeur faible à une valeur élevée. Le passage d'une pente à l'autre se fait par un coude, qui est d'ailleurs identifié par la courbe de Bézier dont nous avons parlé dans le chapitre 2. Intuitivement, on imagine très bien que lorsque la courbe statico-dynamique présente un changement brutal de pente, le véhicule concerné n'est pas progressif et inversement.

L'indicateur de progressivité correspond donc au rayon d'un cercle à l'endroit où il est minimal tout au long de la courbe. Les figures 3.8 et 3.9 expliquent graphiquement la méthode.

Soient trois points et leurs coordonnées :

$$A \begin{vmatrix} x_A \\ y_A \end{vmatrix}, \quad B \begin{vmatrix} x_B \\ y_B \end{vmatrix} \quad \text{et} \quad C \begin{vmatrix} x_C \\ y_C \end{vmatrix}$$

Les distances séparant ces points entre eux sont :

$$\begin{aligned} \|\vec{AB}\| &= \sqrt{(x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2} = a \\ \|\vec{AC}\| &= \sqrt{(x_A - x_C)^2 + (y_A - y_C)^2} = b \\ \|\vec{BC}\| &= \sqrt{(x_B - x_C)^2 + (y_B - y_C)^2} = c \end{aligned} \tag{3.1}$$

Le demi-périmètre est défini comme étant :

$$s = \frac{1}{2}(a + b + c) \tag{3.2}$$

et on obtient le rayon  $R$  grâce à :

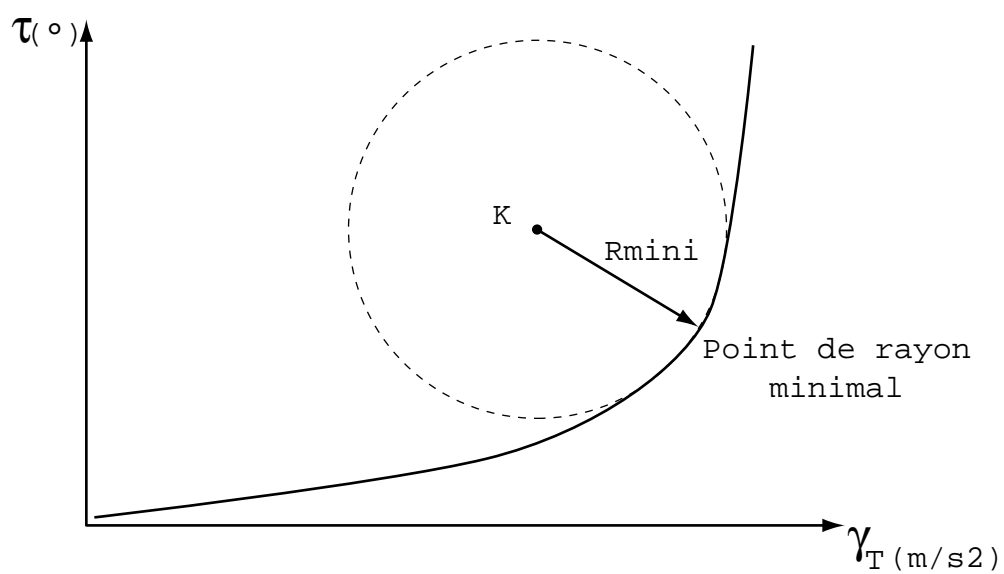


FIG. 3.8 – Méthode de quantification de la progressivité en sousvirage

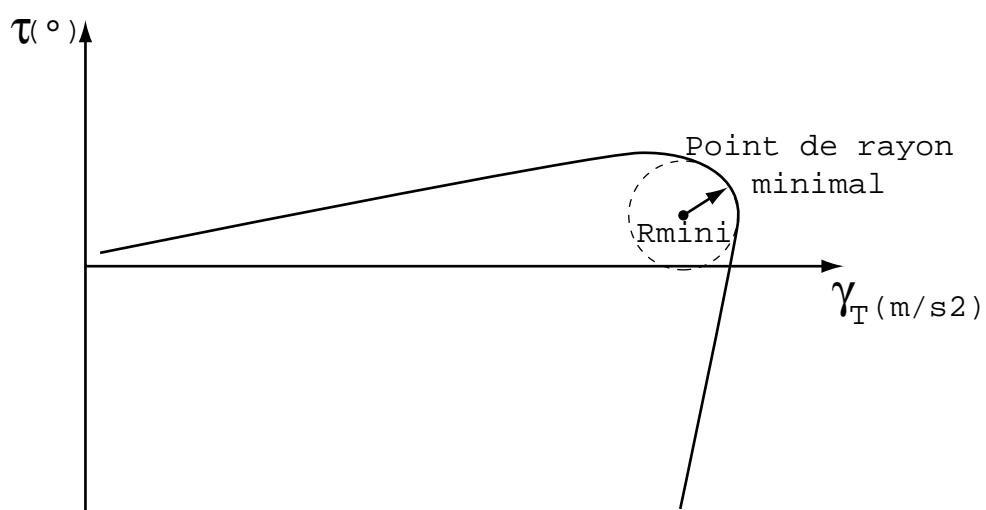


FIG. 3.9 – Méthode de quantification de la progressivité en survirage

$$R = \frac{a \cdot b \cdot c}{4\sqrt{s(s-a)(s-b)(s-c)}} \quad (3.3)$$

Pour calculer les coordonnées du centre  $K$  du cercle on utilise:

$$x_K = \frac{1}{2} \left( x_A + x_B - \frac{(y_A + y_B)\sqrt{4R^2 - (x_A - x_B)^2 - (y_A - y_B)^2}}{\sqrt{(x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2}} \right) \quad (3.4)$$

$$y_K = \frac{1}{2} \left( y_A + y_B - \frac{(x_A + x_B)\sqrt{4R^2 - (x_A - x_B)^2 - (y_A - y_B)^2}}{\sqrt{(x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2}} \right) \quad (3.5)$$

**Remarque** Même si les méthodes de calcul des indicateurs *Progressivité* et *Equilibre* sont différentes, il apparaît que ces deux indicateurs sont fortement liés et même redondants. Il existe des raisons physiques qui expliquent ce phénomène. Par conception même, un véhicule équilibré sera progressif et inversement. En aucun cas un véhicule ne peut être à la fois très progressif et non équilibré, ou très équilibré et non progressif.

## 3.4 Conditions d'essai

### 3.4.1 Avant-propos

Dans les paragraphes suivants, nous proposons de présenter les différents essais que nous avons réalisés. Ils sont séparés en deux classes qui sont :

- ◇ Les essais sur cercle,
- ◇ Les essais comportementaux.

Chacun d'entre eux vise des buts bien précis et nous utilisons généralement une combinaison des deux types d'essais pour juger complètement du comportement des véhicules.

### 3.4.2 Dynamique angulaire

Le comportement routier doit être analysé en régime statico-dynamique transversal. Le mode opératoire recommandé par la norme internationale ISO-4138 [NOR82] préconise un essai sur cercle de rayon connu. Le véhicule est placé à vitesse très faible sur la trajectoire et le pilote augmente graduellement et très lentement la vitesse. Cette manœuvre a pour effet d'augmenter la dérive, la vitesse de lacet et l'accélération transversale. De ce fait, le véhicule aura tendance à s'écarter du cercle. Pour conserver la trajectoire, le pilote devra donc compenser en rajoutant de l'angle au volant. Cette méthode d'essai a l'avantage de fournir des données facilement exploitables et permet aussi de se découpler des sollicitations du pilote. De plus, l'espace nécessaire pour réaliser ce type d'essai est restreint. Par contre, l'étude se faisant sur route mouillée, il faut pouvoir réunir au même moment les conditions météorologiques et logistiques adéquates.

### 3.4.3 Essais comportementaux

#### 3.4.3.1 Introduction

Une autre façon de recueillir les données nécessaires à l'étude est de faire des essais comportementaux. L'inconvénient majeur des essais de comportement sur piste est que l'on maîtrise mal les sollicitations des pilotes-essayeurs. Le protocole d'essai ne correspond à aucune norme connue. Néanmoins, il est possible d'atteindre des vitesses beaucoup plus importantes que lors d'un essai sur cercle.

#### 3.4.3.2 Piste de Mireval

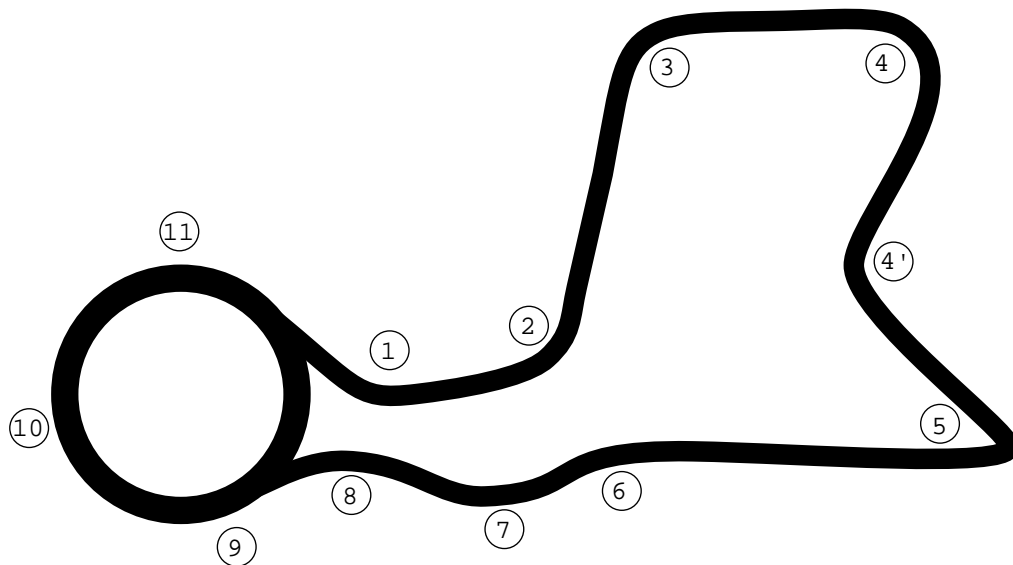


FIG. 3.10 – Piste arrosée de Mireval

La firme *GOODYEAR* dispose à Mireval d'une piste arrosée par gravité ce qui évite l'attente des conditions météorologiques idéales (figure 3.10). Notons que tous les virages constituant les pistes de Mireval ou de Biltzheim (Cf. §3.4.3.3) ont été numérotés de façon à pouvoir repérer la lecture des fichiers d'acquisition<sup>2</sup>.

Notre étude porte sur l'analyse du comportement dans les passages lents et dans les passages rapides. Les virages de la piste de Mireval ayant servi de référence sont les virages N° 3 pour les passages à basse vitesse ( $V_L < 80\text{km/h}$ ) et N° 7 pour les passages à haute vitesse ( $V_L > 90\text{km/h}$ ) (Cf. §3.5.2.1).

#### 3.4.3.3 Piste de Biltzheim

A quelques kilomètres de Mulhouse est basée une piste d'essais dont le tracé est une concaténation de virages connus des circuits visités par le championnat du monde de formule 1 (figure 3.11). Elle a été mise à la disposition du laboratoire pour des essais de comportement. Les tests se sont déroulés lorsque les conditions météorologiques l'ont permis et sur les véhicules disponibles au laboratoire, notamment une R19 1.8 et une Mégane 16 soupapes, tous deux équipés d'un système d'acquisition embarqué.

2. Comme nous l'avons fait dans le chapitre 2

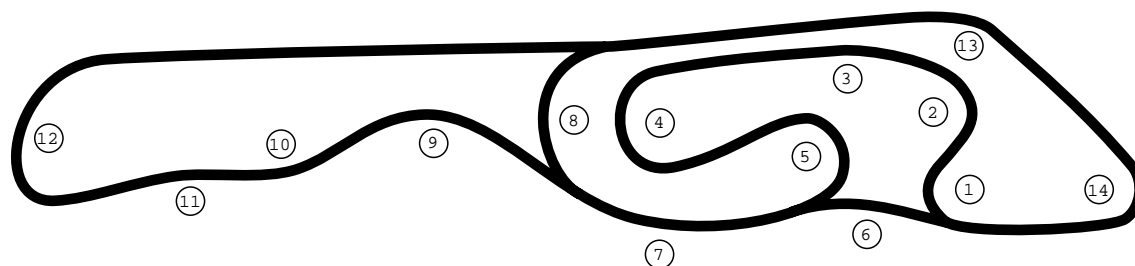


FIG. 3.11 – Piste de Biltzheim

### 3.4.3.4 Influence de l'architecture des trains

Tous les véhicules étudiés possèdent un train avant de type pseudo-MacPherson. Ils sont équipés soit d'un train arrière de type "tube" soit de type "4 barres". Le tableau 3.1 dresse un récapitulatif des véhicules étudiés et du type de train arrière associé.

Véhicule	Train arrière
R19 1,4 L (M2)	tube
R19 1,8 L (M3)	4 barres
R25 V6	4 barres
Mégane 1,6 L (M2)	tube
Mégane 2,0 L (M3)	4 barres
Mégane 2,0 L 16S (M4)	4 barres
Laguna V6	4 barres

TAB. 3.1 – Récapitulatif des trains arrières de tous les véhicules étudiés

On pourra se reporter à [REN93] et à [DEU70] pour une présentation détaillée de l'architecture des différents trains mentionnés dans le tableau 3.1.

On a mentionné entre parenthèses le type de châssis selon la dénomination employée par RENAULT que nous utiliserons par la suite.

Un des avantages principaux du train 4 barres est que les déformations sous efforts sont moins importantes que dans le cas d'un train tube. En effet, le train 4 barres est renforcé par une jumelle qui fixe les 4 demi-barres entre elles.

De façon générale, on a constaté que les deux types R19 et les Méganes M2 et M3 entrent en phase de survirage à la remise d'angle en virage (Se reporter au §3.5.2.1 pour une description complète de la manœuvre de remise d'angle en virage) et dans les passages rapides. Dans les mêmes conditions de sollicitation, les autres véhicules se comportent de façon beaucoup moins instable. Leur train avant sature en générant du sousvirage, aucunement gênant.

Dans un premier temps, tous les véhicules ont été testés avec la monte de pneumatiques fournie en sortie de chaîne de production. Nous verrons dans les paragraphes suivants quel peut être l'influence des pneumatiques sur l'évaluation subjective donnée par le pilote.

Par ailleurs, un certain nombre de tests ont été faits en changeant le diamètre de la barre anti-roulis avant de la Mégane M2. Le diamètre initial était de 23mm et a été porté à 24mm. Ceci a pour effet de modifier la répartition anti-roulis du véhicule<sup>3</sup> et donc de stabiliser le train arrière. Le véhicule reste malgré tout survireur à haute vitesse mais entre en phase d'instabilité beaucoup plus progressivement.

3. Moins d'anti-roulis à l'arrière

## 3.5 Résultats

### 3.5.1 Introduction

Les tableaux de résultats présentés dans les paragraphes suivants sont regroupés en fonction du type d'essai effectué. Quantifier les indicateurs sur un véhicule pris seul n'a aucun sens. Seule une comparaison peut être significative. Pour ce faire, il faut que les essais se soient déroulés dans des conditions identiques. Le but est donc de comparer les indicateurs de façon relative et non absolue.

Dans les paragraphes suivants, les résultats ne regroupent pas forcément tous les véhicules présentés précédemment dans le même tableau. Seuls les essais ayant eu lieu à iso-sollicitation y figurent. Dans le paragraphe 3.5.5 nous commenterons les résultats et proposerons une solution multicritère dans le but de classer les véhicules.

Le contenu des tableaux de résultats émanant de la quantification objective donne :

- ◇  $\gamma_{Tmax}$  en  $m/s^2$ ,
- ◇ *Pente* en  $^\circ/m/s^2$ ,
- ◇ *Amplitude* en  $^\circ$ ,
- ◇ *I* en  $^\circ$ ,
- ◇ *Rmini* en  $^\circ/m/s^2$ .

### 3.5.2 Passages rapides

#### 3.5.2.1 Choix des sollicitations

Les indicateurs contenus dans le tableau du paragraphe suivant ont été quantifiés en portant l'étude uniquement sur le virage N°7 de la piste de Mireval. Notre choix s'est porté sur cette courbe car elle se négocie à des vitesses importantes<sup>4</sup> ( $V_L > 90km/h$ ). De ce fait, elle permet d'observer le phénomène de survirage de certains véhicules lors de la manœuvre de remise d'angle en virage.

On la définit comme suit :

*Tout en essayant de conserver une vitesse la plus constante possible et après l'inscription dans la courbe, le pilote attend la stabilisation en roulis du véhicule puis génère une rampe en braquage de pente faible.*

La vitesse de braquage ne doit pas excéder  $100^\circ/s$ . Lors de cette manoeuvre et dans les passages rapides, certains véhicules entrent en phase d'instabilité et génèrent du survirage. D'autres restent stables et il est possible de saturer leur train avant de façon exagérée sans aucun danger. Tous les véhicules essayés restent sousvireurs dans les passages lents.

Force est de constater que la manœuvre de remise d'angle en virage correspond au comportement d'un conducteur moyen lorsqu'il s'aperçoit qu'il s'est inscrit à une vitesse trop élevée dans un virage. Instinctivement, il augmente le braquage au volant, le véhicule entre en phase de survirage et ses capacités restreintes de pilote ne lui permettent pas de contrôler son véhicule.

---

4. Le virage N°7 a un rayon de courbure d'environ 120m



### 3.5.2.2 Remarque sur les sollicitations

Un autre type de sollicitation qui a été étudié dans un autre contexte est le lâcher de pied. On se reportera au paragraphe 2.7.3.3 du chapitre 2 pour l'explication de ce phénomène. A l'issue d'un lâcher de pied, le véhicule se trouve généralement en survirage, situation considérée comme très critique lorsque le véhicule est aux mains d'un conducteur inexpérimenté. Dans [LAU96], on trouvera une étude qui quantifie la criticité d'un tel phénomène par un procédé de supervision et de diagnostic de défauts. Le lâcher de pied est d'abord détecté par l'observation de l'évolution de grandeurs physiques comme la consigne moteur,  $\theta_{pap}$  qui est la cause puis par l'observation des conséquences, et en particulier de la vitesse de lacet  $\dot{\psi}$  et de l'accélération transversale  $\gamma_T$ .

### 3.5.2.3 Résultats des indicateurs dans les passages rapides

Véhicule	Adhérence	Equilibre			Progressivité
	$\gamma_{Tmax}$	<i>Pente</i>	<i>Amplitude</i>	<i>I</i>	<i>Rmini</i>
R19 M2	5.7	2.8	22	-94	0.47
R19 M3	6.4	-1.9	26	-87	0.83
Még. M2	6.8	-5.5	16	-76	0.43
Még. M3	6.7	-4.3	28	-84	0.77
Laguna	6.6	-3.6	28	95	0.55
R25	7.3	14.7	49	70	1.82

TAB. 3.2 – Indicateurs : Virage N° 7 de la piste de Mireval

Commentons les résultats par indicateur :

- ◊ Adhérence : La R25 est le véhicule présentant le plus fort potentiel transversal avec  $7.3 \text{ m/s}^2$ . On retrouve ensuite, quasiment à égalité les deux Méganes et la Laguna. Les deux R19, et surtout la "M2", sont moins efficaces. Ceci est dû, en particulier, à une différence de brossage de la piste<sup>5</sup>.
- ◊ Equilibre : On retrouve la tendance générale des différents véhicules : les deux R19 et les deux Méganes survivent contrairement à la R25 et à la Laguna. On relève ce phénomène grâce au signe de *I* qui est négatif en cas de survirage. Le véhicule le plus équilibré est sans conteste la R25 qui présente une pente et une amplitude élevées.
- ◊ Progressivité : Là encore, la R25 reste la référence en la matière car c'est sur sa courbe statico-dynamique que l'on mesure le plus grand rayon de courbure. Les autres véhicules présentent des rayons nettement inférieurs. La tendance générale tend à prouver que les véhicules de type "M3" sont plus progressifs que les véhicules de type "M2".

### 3.5.3 Essais sur cercle

Les fichiers ayant servi à la quantification des résultats ci-dessous, ont été recueillis lors d'une séance d'essais sur un cercle de 50m et en suivant le mode opératoire préconisé par la norme ISO-4138 [NOR82].

5. Pendant les séances d'essai, la piste a été plusieurs fois nettoyée par une brosse rotative. Les essayeurs ont souvent constaté une différence notable d'adhérence après le brossage.

	Adhérence	Equilibre			Progressivité
Véhicule	$\gamma_{Tmax}$	<i>Pente</i>	<i>Amplitude</i>	<i>I</i>	<i>Rmini</i>
Még. M2-23	10.5	10.5	39	75	1.47
Még. M2-24	10.1	15.7	41	68	1.55
Még. M3	9.8	10.7	46	75	1.32
Laguna	10.2	11.9	51	73	1.37

TAB. 3.3 – Indicateurs : Essais sur cercle

Les dénominations "Még. M2-23" et "Még. M2-24", se rapportent respectivement à la Mégane M2 avec une barre antiroulis de 23mm et de 24mm.

Dans notre cas, les essais sur cercle nous ont servi à valider les tendances générales des véhicules rencontrées sur la piste de Mireval. La différence frappante est surtout à constater entre la Mégane M2 23 et 24. Même si l'efficacité transversale est peu modifiée, la progressivité et l'équilibre sont très différents, raison pour laquelle le diamètre de la barre antiroulis a été changé. La barre de 24mm rend le véhicule plus sousvireur et mieux équilibré.

### 3.5.4 Fichiers issus de la sélection floue

#### 3.5.4.1 Avant-propos

Les tableaux de résultats présentés dans les paragraphes suivants sont issus de la sélection floue détaillée dans le chapitre 2. Il est préférable de regrouper les résultats par séance d'essais de façon à retrouver des conditions identiques. En effet, l'expérience prouve que l'adhérence varie en fonction de la température extérieure ou du brossage de la piste.

Lors des essais, nous disposions d'un prototype de R25 nommé "Sarah" sur lequel il était possible de faire varier la répartition antiroulis de l'habitacle et sans manipulation mécanique. Il est permis de rendre ainsi le véhicule plus ou moins sousvireur, voir même survireur. La répartition par défaut correspondait à celle rencontrée sur les véhicules de série. La dénomination "R25ser" correspond à la répartition antiroulis de série, "R25sou" et "R25sur" sont respectivement des répartitions antiroulis donnant un comportement très sousvireur ou très survireur.

Le contenu des tableaux regroupant la cotation subjective des essayeurs est une note sur 10 donnée sur chacun des critères de jugement.

#### 3.5.4.2 Essais "Mireval 94"

**Indicateurs subjectifs** Le tableau 3.4 regroupe les notes subjectives données par les essayeurs.

Véhicule	Essayeur 1			Essayeur 2		
	Equilibre	Progressivité	Adhérence	Equilibre	Progressivité	Adhérence
R25ser	10	9	9	10	8	5
R25sou	7	7	9	5	6	5
R25sur	6	8	9	6	9	6
R19M2	2	2	2	3	7	7
Laguna	3	3	6	4	4	4

TAB. 3.4 – Indicateurs subjectifs Mireval 94

**Indicateurs objectifs** On retrouve dans les tableaux 3.5 et 3.6 les indicateurs objectifs des essayeurs 1 et 2.

Essayeur1	Adhérence	Equilibre			Progressivité
		Véhicule	$\gamma_{Tmax}$	<i>Pente</i>	
R25ser	7.4	16	43	68	1.32
R25sou	6.4	16	44	68	1.77
R25sur	6.8	9	30	78	1.07
R19 M2	6.1	12	28	73	1.17
Laguna	6.2	6	22	82	0.88

TAB. 3.5 – Indicateurs objectifs Mireval 94 essayeur 1

Essayeur2	Adhérence	Equilibre			Progressivité
		Véhicule	$\gamma_{Tmax}$	<i>Pente</i>	
R25ser	7.0	20	45	63	1.44
R25sou	6.3	18	41	65	1.64
R25sur	6.5	8	30	79	1.01
R19 M2	5.8	11	27	74	1.18
Laguna	6.2	6	23	81	1.01

TAB. 3.6 – Indicateurs objectifs Mireval 94 essayeur 2

**Commentaires** En premier lieu, il est important de remarquer la différence de cotation existant entre les essayeurs 1 et 2. La R25, quelle que soit sa configuration est appréciée par l'essayeur 1 et moins bien cotée par l'essayeur 2, sauf en version survireuse. Par contre, la R19M2 reçoit une bonne note de la part de l'essayeur 2 et une note médiocre de l'essayeur 1. On peut expliquer cette différence par les états d'esprit de chacun des deux pilotes. Le premier a noté l'aspect "sécurité" des véhicules en essayant d'imaginer les réactions d'un conducteur néophyte. Le deuxième apprécie particulièrement les véhicules qu'il faut "piloter", c'est à dire qui ont une tendance prononcée à entrer en phase de survirage. Quoi qu'il en soit, la quantification objective des indicateurs est cohérente quel que soit le pilote. La R25 sousvireuse est la plus progressive et la mieux équilibrée, mais la moins efficace transversalement, tout le contraire de la version survireuse. Le réglage de répartition antiroulis de série donne le meilleur compromis en offrant en plus une très bonne adhérence transversale. La R19M2, hormis sa tendance survireuse, et la Laguna semblent être équivalentes en montrant toutefois un potentiel transversal légèrement supérieur pour la Laguna, au détriment de l'équilibre et de la progressivité.

### 3.5.4.3 Essais "Mireval 95"

**Indicateurs subjectifs** Les notes données par l'essayeur 3 sont regroupées dans le tableau 3.7.

Véhicule	Essayeur 3		
	Equilibre	Progressivité	Adhérence
R19 M2	5	5	6
R19 M3	5	6	8

TAB. 3.7 – Indicateurs subjectifs Mireval 95

**Indicateurs objectifs** Les indicateurs quantifiés correspondants se trouvent dans le tableau 3.8.

<b>Essayeur3</b>	Adhérence	Équilibre			Progressivité
Véhicule	$\gamma_{Tmax}$	<i>Pente</i>	<i>Amplitude</i>	<i>I</i>	<i>Rmini</i>
R19 M2	5.8	12	20	74	0.62
R19 M3	6.3	15	25	70	0.68

TAB. 3.8 – Indicateurs objectifs Mireval 95 essayeur 3

**Commentaires** Au vu des résultats, les deux tableaux ci-dessus sont parfaitement corrélés. La R19 M3 est légèrement plus progressive que la R19 M2 et offre un potentiel transversal supérieur de  $0.5m/s^2$ , ce qui est une différence significative. Les valeurs de la progressivité et de l'équilibre sont proches mais distinctes et donnent une légère supériorité à la R19M3.

### 3.5.4.4 Essais "Mireval 96"

**Indicateurs subjectifs** Les notes attribuées lors de cette séance d'essais sont dans le tableau 3.9.

	Essayeur 3			Essayeur 4		
Véhicule	Equilibre	Progressivité	Adhérence	Equilibre	Progressivité	Adhérence
Még M2	5.5	5	6	6	6	4
Még M3	6	6	7.5	6	7	7
Laguna	8	8	7.5	9	9	8

TAB. 3.9 – Indicateurs subjectifs Mireval 96

**Indicateurs objectifs** Les indicateurs objectifs quantifiés lors de la campagne Mireval 96 sont dans les tableaux 3.10 et 3.11.

<b>Essayeur3</b>	Adhérence	Équilibre			Progressivité
Véhicule	$\gamma_{Tmax}$	<i>Pente</i>	<i>Amplitude</i>	<i>I</i>	<i>Rmini</i>
Még M2	6.2	14	25	71	0.40
Még M3	6.0	11	28	75	0.32
Laguna	5.8	11	29	74	0.22

TAB. 3.10 – Indicateurs objectifs Mireval 96 essayeur 3

<b>Essayeur4</b>	Adhérence	Équilibre			Progressivité
Véhicule	$\gamma_{Tmax}$	<i>Pente</i>	<i>Amplitude</i>	<i>I</i>	<i>Rmini</i>
Még M2	5.9	13	22	75	0.44
Még M3	5.7	13	23	71	0.45
Laguna	5.5	15	28	70	0.39

TAB. 3.11 – Indicateurs objectifs Mireval 96 essayeur 4

**Commentaires** Malheureusement, les nuances existant entre les différents véhicules ne peuvent être mises en évidence à partir des mesures bruitées. Ceci s'explique par le fait que lors de la séance d'essais, nous avons rencontré des conditions différentes indépendantes de notre volonté : pluie, beau temps, écarts de températures d'où pressions des pneus variables, etc ... Ces résultats, quasiment inexploitable prouvent que les conditions d'essais doivent être absolument identiques sans quoi analyser les indicateurs n'a aucun sens. La seule façon d'utiliser ces essais est de quantifier les indicateurs à l'issue de la découpe temporelle dans le virage N° 7 de Mireval. On retrouve ainsi les tendances survireuses de certains véhicules.

### 3.5.5 Conclusion sur les résultats

Lors de l'analyse des résultats, on a souvent constaté que l'équilibre et la progressivité vont de paire. Un véhicule équilibré est bien souvent progressif. Cette information est donnée par l'indicateur  $I$ . Sa valeur est interprétée dans le tableau récapitulatif 3.12.

I	Véhicule
positif et bas	sousvireur et progressif
positif et élevé	sousvireur et peu progressif
négatif et bas	survireur et peu progressif
négatif et élevé	survireur et progressif

TAB. 3.12 – Signification de l'indicateur I

Agréger les trois valeurs données pour l'équilibre n'est utile que pour départager deux véhicules présentant la même valeur de  $I$ . Dans ce cas, il suffit de prendre en compte l'amplitude du taux de sousvirage en  $\gamma_{Tsat}$ .

Pour interpréter les tableaux de résultats, il est important de bien connaître le mode de calcul des indicateurs. En outre, comparer les véhicules entre eux en observant une trentaine de valeurs n'est pas chose facile. Le résultat final, après l'analyse des indicateurs doit être un classement des véhicules de façon à connaître la meilleure configuration. En se plaçant dans une problématique de tri, il devient donc important de pouvoir agréger tous les indicateurs de chacun des véhicules de façon à pouvoir les classer.

Par ailleurs, on a vu que l'état d'esprit des pilotes essayeurs, ainsi que leur passé peut jouer un rôle important sur la cotation qu'ils donnent aux véhicules. Pour valider les valeurs des indicateurs de comportement, il est intéressant de pouvoir faire une comparaison subjectif/objectif, toujours en fournissant un classement des véhicules comme résultat final.

Les travaux effectués sur la modélisation de préférences floues et en particulier sur "l'évaluation subjective multicritère" rendent possible cette manœuvre d'agrégation et de comparaison. Son fonctionnement est basé sur la prise de décision multicritère en utilisant la théorie des ensembles flous. Nous proposons donc une méthode basée sur les mesures floues et l'intégrale de Choquet pour pouvoir agréger l'avis subjectif de plusieurs essayeurs sur plusieurs critères de façon à obtenir une classification de plusieurs véhicules.

## 3.6 Evaluation subjective multicritère

### 3.6.1 Avant-propos

Pour évaluer un produit, les industriels font généralement appel à un panel d'experts ou de consommateurs qui devront le juger par rapport à plusieurs critères. Les notes fournies par les experts (ou les consommateurs) ne sont pas des grandeurs physiques mesurables par

des appareils, mais font appel à la subjectivité de chacun au travers d'appréciations sur des critères non quantifiables. En outre, la façon d'évaluer le produit n'a rien de reproductible et sera fonction de l'état d'esprit de chacun des experts, ou de tout autre événement extérieur susceptible de modifier leur jugement. La problématique de classification impose une agrégation des notes données sur les différents critères par l'ensemble des experts. Il faudra aussi considérer la complémentarité de certains critères et leur redondance pour éviter de noter le produit par l'intermédiaire d'un critère unique de synthèse qui pourrait biaiser l'évaluation finale. Par exemple, si on demande à un panel d'experts de noter un tabouret et un fauteuil sur le confort (doit être le meilleur possible) et sur le prix (doit être le plus faible possible), lorsqu'on agrège ces deux critères avec un opérateur de type moyenne, on s'aperçoit que les deux sièges obtiennent une note voisine alors qu'ils n'ont rien de commun et que les comparer n'a aucun sens.

Parmi les outils disponibles d'aide à la prise de décision<sup>6</sup> multicritère, nous avons choisi d'utiliser l'intégrale de Choquet par rapport à une mesure floue. Dans la présentation qui suit, nous ne chercherons pas entrer dans les détails des outils que nous allons utiliser, mais à donner au lecteur les bases suffisantes pour pouvoir interpréter les résultats.

## 3.6.2 Mesure floue

### 3.6.2.1 Avant-propos

La notion de mesure est un concept essentiel car elle permet de caractériser les objets (poids, volume, longueur ...) par exemple en physique. Elle peut aussi caractériser des domaines beaucoup plus subjectifs comme par exemple la valeur monétaire d'un objet. La théorie classique de la mesure apparaît comme étant le fondement de la théorie des probabilités si la probabilité associée à un événement suit les axiomes des mesures définies sur  $[0, 1]$  :

- ◇  $P(\emptyset) = 0$ ,
- ◇  $P(X) = 1$ , où  $X$  désigne l'espace entier des événements,
- ◇  $P(A \cup B) = P(A) + P(B)$  pour tout  $A, B \subset X$  disjoints.

Si cette axiomatique convient parfaitement au traitement des probabilités, le troisième axiome portant sur l'additivité devient discutable pour des mesures d'informations et toutes les mesures touchant aux domaines plus subjectifs. Pour expliquer ce phénomène prenons un exemple simple tiré de [MUR89] :

Dans une usine, on considère comme mesure d'un groupe la productivité en nombre de pièces fabriquées par jour. S'il y a une bonne entente et une bonne coopération au sein du groupe, sa productivité sera supérieure à la somme des productivités individuelles. Si au contraire l'entente et la coopération sont mauvaises, la productivité globale pourra être inférieure à la somme des productivité individuelles.

Nous venons de donner un exemple de comportement non-additif. Il apparaît donc nécessaire d'introduire un concept de mesure laissant place à la non-additivité. Sugeno [SUG77] a proposé la notion de mesure floue en substituant la propriété d'additivité par celle de monotonie.

Notons avant tout que le terme "floue" utilisé ici ne fait pas référence aux ensembles flous. Un terme plus approprié serait mesures non-additives. Une définition complète des mesures floues est présentée dans [WAN92].

---

<sup>6</sup>. On peut citer notamment les travaux de [KAU87] sur les expertons

### 3.6.2.2 Quelques définitions préalables

- ◇ Un ensemble d'ensembles est appelé une *classe*. Si  $E$  est un ensemble et  $\mathcal{C}$  est une classe, alors

$$E \in \mathcal{C}$$

signifie que l'ensemble  $E$  appartient à la classe  $\mathcal{C}$ .

- ◇ Une classe non-vide  $\mathcal{R}$  est appelée un *anneau* si et seulement si  $\forall E, F \in \mathcal{R}$ ,

$$E \cup F \in \mathcal{R} \quad \text{et} \quad E - F \in \mathcal{R}$$

- ◇ Une classe non-vide  $\mathcal{H}$  est appelée un  $\sigma$ -*anneau* si et seulement si

a -  $\forall E, F \in \mathcal{H}$ ,

$$E - F \in \mathcal{H}$$

b -  $\forall E_i \in \mathcal{H}, i = 1, 2, \dots$

$$\bigcup_{i=1}^{\infty} E_i \in \mathcal{H}$$

- ◇ Soit  $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$  un univers de discours, on appelle  $\sigma$ -*algèbre* un  $\sigma$ -anneau contenant  $X$ .

### 3.6.2.3 Définition d'une mesure floue

La définition mathématique d'une mesure floue est la suivante :

Soit  $X$  un ensemble non vide de  $n$  éléments ( $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ ) représentant l'univers de discours et  $\mathcal{P}$ , une  $\sigma$ -algèbre définie sur  $X$ , une mesure floue  $\mu$  sur l'espace mesurable  $(X, \mathcal{P})$  est une fonction  $\mu : \mathcal{P} \rightarrow [0, 1]$  vérifiant les axiomes suivants :

- ◇  $\mu(\emptyset) = 0$ ,
- ◇  $\mu(X) = 1$ ,
- ◇  $A \subset B \Rightarrow \mu(A) \leq \mu(B)$  pour  $A, B \in \mathcal{P}$ .

Lorsque ce dernier axiome est vérifié, ceci signifie que la mesure floue possède la propriété de monotonie. On dit que  $(X, \mathcal{P}, \mu)$  est un espace flou mesuré. Une mesure floue est dite,

- ◇ additive si  $\mu(A \cup B) = \mu(A) + \mu(B)$ ,
- ◇ sur-additive si  $\mu(A \cup B) \geq \mu(A) + \mu(B)$ ,
- ◇ sous-additive si  $\mu(A \cup B) \leq \mu(A) + \mu(B)$ .

chaque fois que  $A \cap B = \emptyset$ . Pour des facilités d'écriture on notera  $\mu(A \cup B) = \mu(A, B)$ .  
Pour  $\{x\}, \{y\} \in \mathcal{P}(X)$ :

- ◇ Si  $\mu(x, y)$  est additive,  $x$  et  $y$  sont des critères indépendants,

- ◇ Si  $\mu(x, y)$  est sur-additive,  $x$  et  $y$  sont des critères complémentaires, et on parlera de synergie positive,
- ◇ Si  $\mu(x, y)$  est sous-additive,  $x$  et  $y$  sont des critères redondants, Ce sera alors une synergie négative.

Dans notre cas,  $X$  représente l'ensemble des critères ( $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ ). Pour un ensemble de critères<sup>7</sup>  $A \subset X$ ,  $\mu(A)$  représente l'importance de l'ensemble  $A$  des critères.

### 3.6.3 Intégrales floues

#### 3.6.3.1 Avant-propos

La logique floue a fourni une multitude d'opérateurs d'agrégation. On pourra se reporter à [FOD94] pour une étude détaillée des différents opérateurs. La famille qui nous intéresse est celle des intégrales floues. Elles ont la particularité d'agréger les critères en tenant compte de leurs interactions. Dans la littérature deux types d'intégrales floues se distinguent : l'intégrale de Sugeno et l'intégrale de Choquet [SUG77],[CHO53].

#### 3.6.3.2 Intégrale de Sugeno

L'intégrale de Sugeno d'une fonction mesurable  $f : X \rightarrow [0, 1]$  est définie par:

$$S_\mu = \int f \circ \mu = \sup_{\alpha \in [0,1]} [\alpha \wedge \mu(\{x \mid f(x) > \alpha\})] \quad (3.6)$$

Pour un espace fini, i.e. dans le cas où  $X$  se réduit à  $n$  éléments  $x_1, \dots, x_n$ , l'expression devient :

$$S_\mu = \int f \circ \mu = \bigvee_{i=1}^n (a_i \wedge \mu(A_i)) \quad (3.7)$$

avec  $a_i = f(x_i)$ ,  $a_1 \leq \dots \leq a_n$  et  $A_i = \{x_i, \dots, x_n\}$ . Il faut donc opérer une permutation d'indices de façon à vérifier  $f(x_1) \leq \dots \leq f(x_n)$ .

Dans cette définition,  $\wedge$  et  $\vee$  désignent respectivement les opérateurs *min* et *max*.

#### 3.6.3.3 Intégrale de Choquet

Soit  $(X, \mathcal{P}, \mu)$  un espace flou mesuré, l'intégrale de Choquet d'une fonction mesurable  $f : X \rightarrow [0, 1]$  par rapport à une mesure floue  $\mu$  est définie par :

$$C_\mu = \int f d\mu = \int_0^1 \mu(\{x \mid f(x) > \alpha\}) d\alpha \quad (3.8)$$

Pour un espace fini, l'expression devient :

$$C_\mu = \sum_{i=1}^n (a_i - a_{i-1})\mu(A_i) \quad (3.9)$$

Par convention  $a_0 = 0$  et  $a_1 \leq \dots \leq a_n$  est toujours vérifié.

---

7. Aussi appelé "coalition"



### 3.6.3.4 Propriétés - Commentaires

Dans les définitions ci-dessus, on remarque que les fonctions sont définies sur l'intervalle  $[0, 1]$ . L'intégrale de Sugeno est obligatoirement définie sur cet intervalle car elle utilise les opérateurs  $\wedge$  et  $\vee$ . Dans le cas où les notes données sur les critères sont de natures comparables<sup>8</sup>, l'intégrale de Choquet peut être définie sur l'intervalle  $[0, +\infty[$ . Si les critères ne sont pas de natures comparables, il faut inévitablement effectuer une normalisation.

Dans cette étude, nous utilisons l'intégrale de Choquet car de par ses propriétés, c'est elle qui est la mieux adaptée à une évaluation subjective. On peut citer en particulier la propriété suivante :

Pour toute mesure additive, l'intégrale de Choquet coïncide avec l'intégrale de Lebesgue, i.e.  $C_\mu(a_1, \dots, a_n) = \sum_{i=1}^n a_i \mu(\{x_i\})$ .

### 3.6.4 Indice de Shapley [SHA53]

L'importance d'un critère  $x_i$  considéré seul n'est pas seulement décrit par  $\mu(\{x_i\})$ . L'indice de Shapley permet de connaître l'influence du critère  $x_i$  lorsqu'on le rajoute dans une coalition de critères mesurés. Il est défini comme suit : Soit  $Q$  une coalition,  $\mu$  une mesure floue sur  $X$ , l'indice de Shapley pour tout  $x_i \in X$  est défini par :

$$S_i = \sum_{Q \subset X - \{x_i\}} \gamma(Q) (\mu(Q \cup x_i) - \mu(Q)) \quad (3.10)$$

avec

$$\gamma(Q) = \frac{(|X| - |Q| - 1)! |Q|!}{|X|!} \quad (3.11)$$

$|Q|$  représente le cardinal de  $Q$ . L'indice de Shapley vérifie  $\sum_{i=1}^{|X|} S_i = 1$ .

Dans les exemples traités plus bas, l'indice de Shapley sera multiplié par le nombre total de critères. Donc lorsque l'indice calculé sur un critère  $x_i$  sera supérieur à 1, ceci signifiera que l'importance du critère  $x_i$  sera supérieur à la moyenne et inversement s'il est inférieur à 1.

### 3.6.5 Indice d'interaction

Soit  $Q$  une coalition,  $\mu$  une mesure floue sur  $X$ , l'indice d'interaction d'une paire de critères  $x_i$  et  $x_j$  est défini par :

$$I_{ij} = \sum_{Q \subset X - \{x_i, x_j\}} \xi(Q) [\mu(Q \cup \{x_i, x_j\}) - \mu(Q \cup \{x_i\}) - \mu(Q \cup \{x_j\}) + \mu(Q)] \quad (3.12)$$

avec

$$\xi(Q) = \frac{(|X| - |Q| - 2)! |Q|!}{(|X| - 1)!} \quad (3.13)$$

L'indice d'interaction  $I_{ij} \in [-1, 1]$  est positif dans le cas d'une complémentarité et négatif dans le cas d'une redondance [GRA96].

---

8. Comme nous le verrons plus loin, l'agrégation de notes ne nécessite pas de normalisation

### 3.6.6 Identification des mesures floues

Porter un jugement sur  $n$  critères implique la détermination de  $2^n$  coefficients définissant les mesures floues, tout en respectant la propriété de monotonie ce qui devient très difficile à partir de trois critères. On distingue deux approches principales même si bien souvent on utilise une combinaison des deux [GRA95b]:

- ◇ **Identification sémantique :** Il s'agit de deviner les coefficients de mesures floues par analyse sémantique en tenant compte de l'importance de chacun des critères, de leur interaction, de l'effet de veto (la non satisfaction du critère considéré implique fatalement un mauvais score global) ou de l'effet de faveur (satisfaire le critère considéré implique obligatoirement un bon score global).
- ◇ **Identification basée sur des données d'apprentissage :** Il faut considérer que le système à analyser puisse fournir des données d'apprentissage. Supposons que  $z_k, y_k, k = 1, \dots, m$  soient les données d'apprentissage où  $z_k = [z_{k1} \dots z_{kn}]^T$  est un vecteur de dimension  $n$  contenant les degrés de satisfaction de l'objet  $k$  en respectant les critères 1 à  $n$ , et  $y_k$  est l'évaluation globale de l'objet  $k$ . On identifie les mesures floues en minimisant le critère quadratique  $E^2 = \sum_{k=1}^m (C_\mu(z_k, \dots, z_{kn}) - y_k)^2$ . Pour que l'identification puisse donner des résultats cohérents, il faut que le nombre de données d'apprentissage soit d'au moins  $\frac{n!}{[(n/2)!]^2}$  si  $n$  est pair et de  $\frac{n!}{(n-1/2)!(n+1/2)!}$  si  $n$  est impair.

## 3.7 Utilisation

### 3.7.1 Avant-propos

Nous proposons une utilisation des mesures floues et des intégrales floues en vue de la classification des véhicules. Dans un premier temps, nous allons détailler la démarche concernant l'identification des mesures floues puis le calcul des indices de Shapley et d'interaction. Nous effectuerons ensuite une comparaison entre la classification donnée par l'évaluation subjective et par l'agrégation des critères objectifs. Ceci sera fait sur les critères recueillis lors de la campagne d'essais de Mireval 94. En dernier lieu, nous proposons une classification généraliste en prenant en compte uniquement une cotation subjective fournie par un seul essayeur sur plusieurs configurations de véhicules.

### 3.7.2 Définition des mesures floues

Pour des raisons de simplicité et compatibilité subjectif/objectif, nous allons étudier l'agrégation de trois critères provenant de la quantification d'indicateurs objectifs, à savoir : l'adhérence transversale donnée par  $\gamma_{Tmax}$ , l'équilibre donné par  $I$  et la progressivité donnée par  $Rmini$ . Pour fixer les mesures floues, nous utilisons l'identification sémantique<sup>9</sup>. Dans le recueil d'expertise, les pilotes-essayeurs ont été unanimes sur le fait que la progressivité constitue le critère essentiel en terme de sécurité sur route mouillée. Cet indicateur aura donc un poids important et fonctionnera avec un effet de faveur et de veto. De plus, nous avons démontré la redondance entre l'indicateur de progressivité et celui d'équilibre. Leur indice d'interaction devra donc être négatif et leurs mesures floues sous-additives.

L'ensemble des critères est donc  $X = \{Progressivité, Equilibre, Adhérence\} = \{P, E, A\}$

9. Nous ne disposons pas d'assez d'essais pour faire une identification à partir de données d'apprentissage.

Etant donné ces prérequis, et par identification sémantique, nous proposons les mesures floues suivantes :

- ◇  $\mu(\{P\}) = 0.5$ ,
- ◇  $\mu(\{E\}) = 0.5$ ,
- ◇  $\mu(\{A\}) = 0.2$ .

Pour montrer la redondance entre les indicateurs de progressivité et d'équilibre tout en conservant un poids important, on définit :

- ◇  $\mu(\{P, E\}) = 0.7 < \mu(\{P\}) + \mu(\{E\})$ ,
- ◇  $\mu(\{P, A\}) = 0.9 > \mu(\{P\}) + \mu(\{A\})$ ,
- ◇  $\mu(\{E, A\}) = 0.9 > \mu(\{E\}) + \mu(\{A\})$ .

car les couples de critères  $\{P, A\}$  et  $\{E, A\}$  sont complémentaires. Par définition  $\mu(\emptyset) = 0$  et  $\mu(\{P, E, A\}) = \mu(\{X\}) = 1$ .

### 3.7.3 Indices de Shapley

Le calcul des indices de Shapley va permettre de confirmer l'importance de chacun des critères dans la coalition. Calculons les sommes pondérées pour chacune des coalitions possibles :

Pour l'ensemble vide, le calcul de la somme pondérée définie en (Eq. 4.8) est :

$$\gamma(\emptyset) = \frac{(|X| - |\emptyset| - 1)!|\emptyset|!}{|X|!} = \frac{(3 - 0 - 1)!0!}{3!} = \frac{1}{3}$$

Pour toutes les combinaisons, on obtient :

$$\begin{aligned} \gamma(\emptyset) &= \frac{1}{3} \\ \gamma(\{P\}) &= \gamma(\{E\}) = \gamma(\{A\}) = \frac{1}{6} \\ \gamma(\{P, A\}) &= \gamma(\{P, E\}) = \gamma(\{E, A\}) = \frac{1}{6} \end{aligned}$$

L'indice de Shapley du critère progressivité est donc :

$$\begin{aligned} S_P &= \frac{1}{3}(\mu(\{P\}) - \mu(\emptyset)) + \frac{1}{6}(\mu(\{P, A\}) - \mu(\{A\})) \\ &+ \frac{1}{6}(\mu(\{P, E\}) - \mu(\{E\})) + \frac{1}{3}(\mu(\{X\}) - \mu(\{E, A\})) = 0.35 \end{aligned}$$

Identiquement on obtient :

$$\begin{aligned} S_E &= 0.35 \\ S_A &= 0.3 \end{aligned}$$

Le calcul vérifie bien  $\sum_{i=1}^{|X|} S_i = 0.3 + 0.35 + 0.35 = 1$ . Lorsqu'on multiplie ces indices par  $|X| = 3$  on aboutit au tableau 3.13.

On constate que les critères  $P$  et  $E$  sont importants pour l'appréciation globale et que  $A$  l'est moins.

Critère	Indice de Shapley mis à l'échelle
$P$	1.05
$E$	1.05
$A$	0.90

TAB. 3.13 – Indices de Shapley des indicateurs statico-dynamiques

### 3.7.4 Indices d'interaction

Le signe des indices d'interaction donne directement la redondance ou la complémentarité entre deux critères. En appliquant la définition présentée dans le paragraphe 3.6.6, on obtient le tableau 3.14.

Paires de critères	Indice d'interaction
$\{P, A\}$	0.05
$\{E, A\}$	0.05
$\{P, E\}$	-0.45

TAB. 3.14 – Indices d'interaction des indicateurs statico-dynamiques

Les résultats obtenus permettent bien de vérifier la redondance entre l'équilibre et la progressivité.

### 3.7.5 Comparaison subjectif/objectif

#### 3.7.5.1 Classification subjective

Véhicule	Essayeur 1			Essayeur 2		
	Equilibre	Progressivité	Adhérence	Equilibre	Progressivité	Adhérence
R25ser	10	9	9	10	8	5
R25sou	7	7	9	5	6	5
R25sur	6	8	9	6	9	6
R19M2	2	2	2	3	7	7
Laguna	3	3	6	4	4	4

TAB. 3.15 – Cotations des essayeurs 1 et 2 lors de Mireval 94

Appliquons, par exemple, l'intégrale de Choquet sur les critères fournis par l'essayeur 1 au sujet de la R25 en configuration de série (Cf. tab 3.15). Ses notes sont 10 pour l'équilibre et 9 pour la progressivité et l'adhérence. Donc  $f(P) \leq f(A) \leq f(E)$ . L'intégrale de Choquet s'écrit donc :

$$\begin{aligned}
 C_\mu &= (f(P) - f(0))\mu(\{X\}) + (f(A) - f(P))\mu(\{E, A\}) + (f(E) - f(A))\mu(\{E\}) \\
 C_\mu &= (9 - 0) \cdot 1 + (9 - 9) \cdot 0.9 + (10 - 9) \cdot 0.5 \\
 C_\mu &= 9.5
 \end{aligned}$$

Dans le tableau 3.16, on a consigné les moyennes et les valeurs renvoyées par l'intégrale de Choquet.

On remarque que la classification est quasiment identique mais que les écarts entre les véhicules ne sont pas toujours aussi renforcés pour la moyenne. Par exemple, il est impossible de départager la R25 sousvireuse et la R25 survireuse sur la cotation de l'essayeur 1

Véhicule	Essayeur 1				Essayeur 2			
	Moy.	Class.	$C_\mu$	Class.	Moy.	Class.	$C_\mu$	Class.
R25ser	9.3	1	9.5	1	7.7	1	8.1	1
R25sou	7.7	2	7.4	3	5.3	4	5.5	4
R25sur	7.7	2	9.0	2	7.0	2	7.5	2
R19 M2	2.0	5	2.0	5	5.7	3	6.6	3
Laguna	4.0	4	3.6	4	4.0	5	4.0	5

TAB. 3.16 – Classification subjective en statico-dynamique

Véhicule	Essayeur 1			Essayeur 2		
	$\gamma_{Tmax}$	$I$	$Rmini$	$\gamma_{Tmax}$	$I$	$Rmini$
R25ser	1.0000	0.7143	0.4944	0.7500	1.0000	0.6292
R25sou	0.3750	0.7143	1.0000	0.3125	0.8571	0.8539
R25sur	0.5000	0.2143	0.2135	0.4375	0.1429	0.1461
R19 M2	0.1875	0.4286	0.3258	0.0000	0.3571	0.3371
Laguna	0.2500	0.0000	0.0000	0.2500	0.0000	0.1461

TAB. 3.17 – Indicateurs objectifs normés

qui obtiennent toutes les deux la moyenne de 7.7. Lorsqu'on observe la notation fournie par l'intégrale de Choquet, on s'aperçoit que ces deux véhicules sont bien départagés puisque l'un obtient 7.4 et l'autre 9.0. L'intégrale de Choquet permet de tenir compte de la redondance entre l'équilibre et la progressivité qui ont obtenu la même note pour cet essayeur. Le classement recueilli pour la cotation de l'essayeur 2 fait apparaître une nette supériorité de la R19 M2 face à la R25 sousvireuse et ce, quelle que soit la méthode de classification. Ce résultat prouve bien que cet essayeur a coté les véhicules pour leur côté sportif et non dans un esprit de sécurité.

### 3.7.5.2 Classification objective

**Normalisation** Pour calculer l'intégrale de Choquet, et même la moyenne des indicateurs, il est nécessaire de les normer. Pour les critères  $\gamma_{Tmax}$  et  $Rmini$ , une valeur élevée signifie une bonne note (catégorie 1). En revanche, pour le critère  $I$ , une valeur élevée signifie une mauvaise note, dans le cas du sousvirage (catégorie 2). La normalisation est faite différemment pour les deux catégories de critères. On appelle  $\overline{f(x_i)}$  la valeur normée de la note obtenue  $f(x_i)$  pour le critère  $x_i$ .

Pour la catégorie 1, on procède à la normalisation de la façon suivante :

$$\overline{f(x_i)} = \frac{f(x_i) - \inf_{x \in X} f(x)}{\sup_{x \in X} f(x) - \inf_{x \in X} f(x)} \quad (3.14)$$

Pour la catégorie 2, la normalisation se fait par :

$$\overline{f(x_i)} = \frac{\sup_{x \in X} f(x) - f(x_i)}{\sup_{x \in X} f(x) - \inf_{x \in X} f(x)} \quad (3.15)$$

**Tableaux de résultats** Le tableau 3.17 suivant donne les valeurs des indicateurs objectifs obtenus dans le paragraphe 3.5.2 et normés.

Véhicule	Essayeur 1		Essayeur 2	
	$C_\mu$	Class.	$C_\mu$	Class.
R25ser	0.7497	2	0.8629	1
R25sou	0.7554	1	0.8014	2
R25sur	0.2714	4	0.2040	4
R19 M2	0.3357	3	0.3134	3
Laguna	0.0500	5	0.1550	5

TAB. 3.18 – Classification objective en statico-dynamique

L'efficacité de l'intégrale de Choquet étant maintenant prouvée, nous mentionons dans le tableau 3.18 un récapitulatif des intégrales.

On remarque une légère différence dans le classement final, en particulier pour les R25 série et sousvireuse. Néanmoins ces deux configurations restent proches l'une de l'autre et clairement démarquées des autres véhicules. On constate également la note basse obtenue par la Laguna V6 pour laquelle on a relevé de faibles rayons de progressivité et des valeurs de  $I$  proches de  $90^\circ$ .

### 3.7.5.3 Conclusion

Les intégrales de Choquet par rapport à des mesures floues ont prouvé ici leur supériorité vis-à-vis d'une méthode classique d'agrégation de type moyenne. De plus, les notes globales obtenues lors de la quantification objective du comportement pourraient servir à identifier les mesures floues en vue de l'agrégation des critères fournis par l'évaluation subjective. Malheureusement 2 notations globales sont insuffisantes pour y parvenir : 3 notations auraient été nécessaires (d'après le paragraphe 3.6.6). Néanmoins, on a pu constater que notre expérience en terme de véhicule est suffisante pour identifier sémantiquement les mesures floues. Dans le paragraphe suivant, nous mettons à contribution cette expérience pour obtenir une classification plus généraliste des véhicules et tenant compte de critères plus génériques.

## 3.7.6 Classification généraliste

### 3.7.6.1 Avant-propos

Nous avons choisi de porter notre attention sur l'appréciation des qualités transversales de plusieurs configurations de véhicules. Il est possible d'émettre un jugement sur une multitude de critères tels que la qualité du freinage en courbe, la qualité de l'appui du train arrière, etc ... Nous avons choisi d'étudier 5 critères qui représentent des qualités génériques d'un véhicule dans des domaines assez vastes. Cette manière de coter est utile quand il est nécessaire de séparer plusieurs véhicules en plusieurs grandes classes. Les critères choisis sont :

- ◊ **Le comportement statico-dynamique** : Ce critère représente les qualités du véhicule lorsque celui-ci est soumis à des sollicitations n'entraînant aucun régime transitoire. La façon typique de juger de ce type de comportement est de faire un essai sur un cercle en augmentant graduellement la vitesse.
- ◊ **Le potentiel transversal** : Il s'agit ici d'observer les capacités transversales du véhicule lorsqu'il est à la limite d'adhérence. On peut effectuer cette manœuvre en complément de l'essai sur cercle en modifiant légèrement la valeur de l'angle au volant. On juge ainsi la manière dont le véhicule perd son potentiel transversal au moment où les pneumatiques entrent en saturation.

- ◇ **La sécurité** : Pour juger de la sécurité, on soumet le véhicule à des sollicitations de type "client"<sup>10</sup> et on observe le comportement transversal. L'essayeur doit alors donner une note sur le sentiment de sécurité perçu lors de l'essai. En fait, ce critère est déjà une agrégation de plusieurs autres comme la tenue de cap ou encore la qualité de l'appui du train arrière.
- ◇ **Le confort** : On ne note, dans ce cas, que le confort transversal e.g. le maintien latéral des sièges ou encore la position de conduite.
- ◇ **La réponse en lacet** : Ce critère reflète les qualités du véhicule lors de manoeuvres telles que le freinage en courbe ou le dépassement. Il permet aussi d'observer la précision de braquage ou encore le retard existant entre le moment du braquage au volant et le moment où le véhicule prend effectivement son lacet.

### 3.7.6.2 Définition des mesures floues

$A$	$\mu(A)$	$A$	$\mu(A)$	$A$	$\mu(A)$	$A$	$\mu(A)$
{1}	0.30	{1,2}	0.35	{1,2,3}	0.65	{1,2,3,4}	0.65
{2}	0.20	{1,3}	0.50	{1,2,4}	0.35	{1,2,3,5}	0.95
{3}	0.20	{1,4}	0.35	{1,2,5}	0.80	{1,2,4,5}	0.80
{4}	0.05	{1,5}	0.70	{1,3,4}	0.55	{1,3,4,5}	0.80
{5}	0.30	{2,3}	0.35	{1,3,5}	0.75	{2,3,4,5}	0.70
		{2,4}	0.25	{1,4,5}	0.70		
		{2,5}	0.55	{2,3,4}	0.45		
		{3,4}	0.20	{2,3,5}	0.70		
		{3,5}	0.40	{2,4,5}	0.60		
		{4,5}	0.35	{3,4,5}	0.65		

TAB. 3.19 – Définition des mesures floues pour une classification généraliste

Pour des raisons évidentes de notation, on adoptera la convention suivante:

- ◇  $x_1$  : Comportement statico-dynamique
- ◇  $x_2$  : Potentiel transversal
- ◇  $x_3$  : Sécurité
- ◇  $x_4$  : Confort
- ◇  $x_5$  : Réponse en lacet

La notation {1,2} signifie que l'on étudie la mesure floue des critères  $x_1$  et  $x_2$  pris ensemble.

Les mesures floues des différents critères sont définies comme le consigne le tableau suivant 3.19.

Par définition  $\mu(\emptyset) = 0$  et  $\mu(\{X\}) = 1$ .

La difficulté principale lors de l'écriture des mesures floues est le respect de la propriété de monotonie. Comme nous l'avons mentionné dans le paragraphe 3.6.6, des algorithmes d'identification des mesures floues existent, mais nous avons choisi tout d'abord de valider

<sup>10</sup>. Ce type de sollicitations ne comporte aucune excitation particulière et excite le véhicule dans de faibles plages d'accélération transversale

notre méthode de classification en fixant les valeurs des différentes mesures floues, c'est-à-dire en utilisant une méthode sémantique d'identification des mesures floues.

### 3.7.6.3 Indices de Shapley

Les indices de Shapley présentés dans le tableau 3.20 ont été multipliés par le nombre total de critères. De cette façon, lorsque l'indice du critère est supérieur à 1 cela signifie que ajouter le critère  $x_i$  à la coalition apporte un complément de jugement.

Critère	Indice de Shapley
$x_1$	1.3833
$x_2$	0.8625
$x_3$	0.8625
$x_4$	0.2375
$x_5$	1.6542

TAB. 3.20 – Indices de Shapley pour une classification généraliste

On remarque clairement que le critère  $x_4$  n'apporte que très peu au jugement global du véhicule. Par contre les critères  $x_1$  et surtout  $x_5$  ont un poids très important.

### 3.7.6.4 Indices d'interaction

Le calcul des indices d'interaction est présenté dans le tableau 3.21.

$I_{ij}$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$
$x_1$	-0.0625	0.0417	0.0125	-0.0500
$x_2$		0.0417	-0.0250	0.0500
$x_3$			0.0333	-0.0667
$x_4$				0.0167

TAB. 3.21 – Indices d'interaction pour une classification généraliste

Comme précisé dans le paragraphe 3.6.5, lorsque l'indice d'interaction est positif, il y a complémentarité des critères, et lorsque que l'indice est négatif, il y a redondance. On peut remarquer par exemple la redondance significative entre les critères  $x_1$  et  $x_2$ , et la complémentarité des critères  $x_2$  et  $x_3$  ainsi que les critères  $x_4$ , et  $x_5$ .

### 3.7.6.5 Véhicules d'essais

Les véhicules essayés appartiennent à notre laboratoire. Chacun des deux véhicules a été essayé avec deux configurations de pneumatiques différentes : soit quatre configurations au total. Des essais préalables ont déterminé que ces deux configurations offrent des diversités suffisantes pour être significatives.

Les conditions de pistes nous ont offert de pouvoir faire des essais sur un cercle de 50 mètres de diamètre de façon à tester les qualités statico-dynamiques des véhicules, et sur circuit fermé ce qui nous a permis de solliciter les véhicules dans des conditions de limite d'adhérence.



### 3.7.6.6 Cotation de l'essayeur

Il a été demandé à un essayeur de coter quatre configurations de véhicules suivant les critères mentionnés dans le paragraphe 3.7.6.1. Les essais se sont déroulés dans les mêmes conditions pour les quatre véhicules. Le tableau 3.22 dresse un récapitulatif des notes données lors de l'essai. La notation s'est effectuée entre 0 et 5.

Véhicule	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$
A	3	3	4	4	4
B	4	4	3	4	3
C	1	0	4	3	3
D	2	1	2	3	3

TAB. 3.22 – Cotation de l'essayeur pour une classification généraliste

### 3.7.6.7 Classification

Pour classifier ces différents véhicules, la première solution serait de faire une moyenne des différentes notes obtenues. On obtient alors la classification du tableau 3.23.

Véhicule	Cotation
A	3.60
B	3.60
C	2.20
D	2.20

TAB. 3.23 – Moyenne de tous les critères pour une classification généraliste

Départager les véhicules *A* et *B* devient alors impossible car ils obtiennent la même note. C'est le cas aussi pour les véhicules *C* et *D*. Quoiqu'il en soit, on remarque que deux classes de véhicules se distinguent clairement.

Par ailleurs, le critère  $x_4$  représentant le *confort* n'a pas un poids important dans la classification au vu des indices de Shapley. Lorsqu'on retire la note de confort de la cotation donnée par l'essayeur et si on recalcule la moyenne, on obtient le résultat 3.24.

Véhicule	Cotation
A	3.50
B	3.50
C	1.60
D	1.60

TAB. 3.24 – Moyenne de 4 critères pour une classification généraliste

Cette nouvelle moyenne ne résout pas notre problème de classification mentionné plus haut. Le retrait du critère *confort* dans la cotation a eu pour effet d'augmenter la différence entre les classes de véhicules  $\{A, B\}$  et  $\{C, D\}$ .

Afin d'éviter l'obtention d'une cotation ambiguë comme dans les deux cas précédents, nous proposons l'utilisation de l'intégrale de Choquet pour l'agrégation des critères. Les résultats alors obtenus sont présentés dans le tableau 3.25.

Véhicule	Cotation
A	3.65
B	3.35
C	2.30
D	2.15

TAB. 3.25 – Intégrale de Choquet pour une classification généraliste

Au vu de ces notes, il devient aisé de classer les véhicules. On peut remarquer que le véhicule *A* obtient une meilleure note que le véhicule *B*. De même que le véhicule *C* est mieux coté que le véhicule *D*. La séparation en deux classes constatée lors de la précédente cotation est respectée. On montre ainsi que les pneumatiques équipant les configurations *A* et *C* sont meilleures que celles équipant les configurations *B* et *D*.

### 3.8 Conclusion

Nous avons pu constater tout au long de ce chapitre que juger des qualités d'un véhicule, même uniquement statico-dynamiques, n'est pas aisé et dépend d'un nombre important de paramètres qu'ils soient liés aux méthodes mathématiques de quantification ou au facteur humain.

Malgré tout, les méthodes de calcul des indicateurs objectifs sont validées et donnent un classement global correspondant à la tendance générale.

Nous avons démontré la robustesse et la fiabilité de la méthode d'agrégation de critères basée sur l'intégrale de Choquet par rapport à des mesures floues. La classification finale des véhicules correspond également à la tendance générale.

Il est important de constater que la quantification des indicateurs de comportement est extrêmement liée à la qualité de l'identification de la courbe liant le taux de sousvirage à l'accélération transversale. La courbe finale est également tributaire de la qualité et de la méthode de sélection des domaines d'identification ainsi que des conditions d'essais qui doivent être strictement les mêmes et répondre à des protocoles précis.

En résumé, il est impossible de quantifier le comportement statico-dynamique si le traitement en amont n'est pas satisfaisant. Il est aussi important de connaître humainement les pilotes-essayeurs de façon à pondérer les notes de leurs grilles de cotation.

Dans ce contexte, et dès que cela sera possible, des essais seront faits sur la piste de Biltzheim avec plusieurs essayeurs, qui jugeront différentes configurations de véhicules en utilisant plusieurs critères. Ces séances d'essais auront pour but d'identifier les mesures floues en se basant sur des données d'apprentissage et non sur une analyse sémantique.

# Conclusion générale

*Le gain de notre étude, c'est en être devenu meilleur et plus sage.*

**Montaigne - Essais**

"Identifier, qualifier et quantifier le comportement statico-dynamique transversal d'un véhicule routier", voilà comment peut se résumer le travail effectué et les résultats que nous avons obtenus. Ils sont de plusieurs natures :

◇ **Du point de vue de l'automatique**

Généralement on procède à l'identification d'un modèle de représentation dans le domaine temporel. Trouver des outils classiques ou modernes dans notre cas était impossible car la courbe statico-dynamique non seulement ne dépend pas du temps, mais en plus présente des singularités géométriques inidentifiables avec des fonctions cartésiennes du type  $y = f(x)$ . Nous avons donc proposé une méthode basée sur les courbes de Bézier permettant d'approximer les différents comportements avec une structure unique de modèle. Les paramètres de cette courbe sont optimisés par un algorithme génétique qui lui confère une grande robustesse et des temps de calcul réduits.

◇ **Du point de vue des modèles de véhicules**

La fonction de transfert liant le taux de sousvirage à l'accélération transversale peut être identifiée en faisant des essais dont la consigne au volant est un signal vobulé. Généralement, on hésite à solliciter le véhicule à plus de  $4m/s^2$  sur route sèche à la fois pour des raisons de sécurité, mais aussi parce qu'il est impossible de générer une sinusoïde en braquage à  $4Hz$  et à  $\pm 150^\circ$ . De plus, dès que les trains entrent en saturation, on se trouve en présence d'un fonctionnement non-linéaire du véhicule lié au pneumatique particulièrement délicat à identifier. La courbe que nous avons étudiée et identifiée donne une représentation du comportement statico-dynamique du véhicule, donc est directement l'image de la caractéristique statique. Il est désormais possible de compléter le modèle de représentation d'un véhicule en utilisant cette caractéristique statique.

◇ **Du point de vue de la validation de modèles**

Bien des recherches ont été menées pour fournir à l'industrie automobile un modèle de véhicule complet. Pour valider ce genre de modèle, il faut le soumettre à des entrées réelles et comparer les sorties du modèle à celles du système. En utilisant la courbe statico-dynamique que nous identifions comparée à celle donnée

par un modèle complet, il est possible de procéder à certaines étapes de validation. En effet, la forme de cette courbe représente le comportement du véhicule et superposer les deux résultats permet à l'automaticien de valider son modèle.

#### ◇ **Du point de vue de l'industrie automobile**

Généralement, chaque constructeur dispose de modèles de véhicule. La courbe statico-dynamique peut évidemment servir à la validation de leurs modèles. Il est intéressant de pouvoir comparer les véhicules entre eux en utilisant les indicateurs de comportement, à fortiori lorsque la courbe statico-dynamique provient d'une simulation. Comme on l'a vu dans le chapitre 4, l'influence d'un seul millimètre de différence de diamètre sur une barre antiroulis modifie considérablement le comportement routier. Les indicateurs peuvent être utilisés dans l'industrie pour effectuer des réglages de raideurs, de pince, de carrossage, etc ... avant même que le véhicule soit testé réellement par des pilotes-essayeurs. En fait, le calcul des indicateurs de comportement de fait par l'intermédiaire d'un logiciel qui permet à l'ingénieur ou au technicien de prévoir, de modifier et d'améliorer le comportement du véhicule dès la phase de CAO.

#### ◇ **Du point de vue de la classification**

L'utilisation de l'intégrale de Choquet par rapport à des mesures floues a permis de classer les véhicules entre eux à la fois en agrégeant les cotations subjectives fournies par des pilotes-essayeurs et les indicateurs objectifs de comportement provenant de l'analyse géométrique de la courbe statico-dynamique. Ce genre de classification peut être utile lorsqu'il faut trouver le meilleur compromis de réglages, c'est à dire conserver la configuration correspondant au véhicule le mieux classé.

Le travail effectué lors de cette recherche a permis d'entreprendre d'autres recherches. Le laboratoire **MIAM** travaille sur l'estimation des paramètres physiques d'un véhicule dans un espace de recherche complexe. Nous travaillons également sur la classification, non pas des véhicules, mais des conducteurs et analysons quelle pourrait être la trajectoire idéale lors d'une négociation de courbe en utilisant une approche basée sur la reconnaissance de formes. Toutes ces recherches sont également mises en application par le département Rallyes de Renault Sport pour lancer une mise en pratique dans le domaine de la compétition.

Les perspectives d'avenir de recherches de ce type sont de pouvoir réaliser un système copilote capable d'analyser en temps réel la catégorie du conducteur, la situation du véhicule et, le cas échéant, de corriger les erreurs de conduite ou les situations critiques mettant en péril la vie des occupants. Il est fort probable que le XXIème siècle soit l'ère du véhicule intelligent faisant tendre vers zéro le nombre d'accidents de la route. D'aucuns diraient que la compétition automobile en souffrirait mais aussi que le véhicule perdrait son caractère personnel ...

# Bibliographie

- [ABE80] M. ABE, "A Theoretical Prediction of Subjective Vehicle Handling Evaluation", 1980, VDI Berichte, N° 368
- [ABE96] M. ABE, "On Advanced Chassis Control Technology for Vehicle Handling and Active Safety", 1996, Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'96, Aachen, Germany, pp 1-12
- [ACK93] J. ACKERMANN, "Robust Control - Systems with Uncertain Physical Parameters", 1993, Springer Verlag, New York, ISBN 0-387-19843-1
- [AGA93] P. AGATI, Y. BREMONT, G. DELVILLE, "Mécanique du solide - Applications industrielles", Dunod Bordas, Paris, 1986, ISBN 2-04-015943-6
- [ALL94] R.W. ALLEN and T.J. ROSENTHAL, "Requirements for Vehicle Dynamics Simulation Models", 1994, SAE paper N° 940175
- [ALL95] R.W. ALLEN et al., "Tire Modeling Requirements for Vehicle Dynamics Simulation", 1992, SAE paper N° 950312
- [BAK87] E. BAKER, L. NYBORG, H.B. PACEJKA, "Tyre Modelling for use in Vehicle Dynamics Studies", 1987, SAE paper N° 870421
- [BEZ87] P. BEZIER, "Mathématiques et CAO, volume 4, Courbes et Surfaces", 2ème édition, Hermès, Paris, 1987, ISBN 2-86601-080-9
- [BOR92] P. BORNE, G. DAUPHIN-TANGUY et al, "Modélisation et Identification des Processus", tomes 1 et 2, Editions Technip, Paris, 1992, ISBN 2-7108-0615-0 (tome 1), ISBN 2-7108-0616-0 (tome 2)
- [BÜH94] H. BÜHLER, "Réglage par Logique Floue", Presses Polytechniques et Romandes, Lausanne, 1994, ISBN 2-88074-271-4
- [CEL91] F.E. CELLIER, "Continuous System Modeling", Springer Verlag, New York, 1991, ISBN 0-387-97502-0
- [CHA96a] Y. CHAMAILLARD, "Modélisation et Identification de Systèmes Complexes. Application à des Véhicules Routiers en Vue de l'Etude d'un Nouveau Système de Freinage", Thèse de l'Université de Haute Alsace, 1996, Mulhouse, N° d'ordre 96MULH0437
- [CHA96b] K. CHAO, "Measurements of Path and Others Parameters in Motor Vehicle Dynamics Tests and Their Errors", 1996, Vehicle System Dynamics, 26, pp 321-342
- [CHE96] D.C. CHEN et al., "A Comprehensive Study of Subjective and Objective Vehicle Handling Behaviour", 1996, Vehicle System Dynamics, 25, pp 66-86

- [CHO53] G. CHOQUET, "Theory of Capacities", *Annales de l'Institut Fourier*, 1953, 5, pp 131-295
- [CHO96] Y.H. CHO and J. KIM, "Stability Analysis of the Human Controlled Vehicle Moving Along a Curved Path", 1996, *Vehicle System Dynamics*, 25, pp 51-69
- [DAV91] L. DAVIS, "Handbook of Genetic Algorithms", Van Nostrand Reinhold, New York, 1991, ISBN 0-442-00173-8
- [DEL87] J. DELESALLE, G.L. GISSINGER and P. RENARD, "Modern Methods of Modelling and Their Contribution in the Design of a Diesel Engine", CIMAC'87, Varsovie, Paper N° D-77, 1987
- [DEU70] C. DEUTSCH, "Dynamique des Véhicules Routiers - Données de Base", Organisme national de sécurité routière, Imprimerie d'Anjou, Angers, 1970
- [DOE80] E.O. DOEBELIN, "System Modeling and Response - Theoretical and Experimental Approaches", John Wiley and Sons, 1980, ISBN 0-471-03211-5
- [DRA81] N.R. DRAPER and H. SMITH "Applied Regression Analysis", 2nd Edition, John Wiley and Sons, 1981, ISBN 0-471-02995-5
- [ELL69] J.R. ELLIS, "Vehicle Dynamics", London business books limited, Londres, 1969, ISBN 220-99202-9
- [ESK91] E. ESKINAT et al., "Use of Hammerstein Models in Identification of Nonlinear Systems", 1991, *AICHE Journal*, Vol. 37, N° 2, pp 255-268
- [FAR93] D.G. FARRER, "An Objective Measurement Technique for the Quantification of On-Centre Handling Quality", 1993, SAE paper N° 930827
- [FOD94] J. FODOR and M. ROUBENS, "Fuzzy Preference Modelling and Multicriteria Decision Support", Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1994, ISBN 0-7923-3116-8
- [FUR86] Y. FURUKAWA and H. NAKAYA, "Effects of Steering Response Characteristics on Control Performance of the Driver-Vehicle System", 1986, *Int. J. of Vehicle Design*, Special Issue on Vehicle Safety, pp 262-278
- [GAS96] H. -M. GASS et al., "Electronic Driving Aids", 1996, *Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'96*, Aachen, Germany, pp 609-627
- [GIL92] T.D. GILLESPIE, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Society of automotive engineers, 1992, ISBN 1-56091-199-9
- [GIR96] I. GIRAUD, P. LAURENCE et al., "Real Time Fault Detection and Diagnosis : Application to a Critical Behaviour of a Road Vehicle", 1996, *Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'96*, Aachen, Germany, pp 1267-1275
- [GOL94] D.E. GOLDBERG, "Algorithmes Génétiques - Exploration, Optimisation et Apprentissage Automatique", Addison Wesley, 1994, ISBN 2-87908-0054-1
- [GOO77] M.C. GOOD, "Sensitivity of Driver-Vehicle Performance to Vehicle Characteristics Revealed in Open-loop Tests", 1977, *Vehicle System Dynamics*, 6, 245-277
- [GRA95a] M. GRABISCH, "A new Algorithm for Identifying Fuzzy Measures and its Application to Pattern Recognition, 1995, *Int. joint Conf. of the 4th IEEE Int. Conf. on Fuzzy Systems and the 2nd Int. Fuzzy Engineering Symposium*, Yokohama, Japan, pp 145- 150
- [GRA95b] M. GRABISCH et al., "Fundamentals of Uncertainty Calculi with Application to Fuzzy Inference", 1995, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands ISBN 0-7923-3175-3

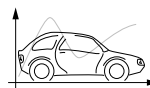
- [GRA96] M. GRABISCH, "The Application of Fuzzy Integrals in Multicriteria Decision Making", 1996, European Journal of Operational Research, 89, pp 445-456
- [HAB90] R. HABER and H. UNBEHAUEN, "Structure Identification of Nonlinear Dynamic Systems - A Survey of Input/Output Approaches", 1990, Automatica, Vol. 26, N° 4, pp 651-677
- [HAS95] N. HASSANIEH, "Etude de la Description Vectorielle des Images Matricielles Couleur : Application aux Images de l'Industrie Textile et des Arts Graphiques", Thèse de l'Université de Haute Alsace, 1995, Mulhouse, N° d'ordre 95MULH0369
- [HEY90] G.J. HEYDINGER et al., "A Methodology for Validating Vehicle Dynamics Simulations", 1990, SAE paper N° 900128
- [HOL75] J.H. HOLLAND, "Adaptation in Natural and Artificial Systems - An Introductory Analysis with Applications to Biology, Control and Artificial Intelligence", 1975, University of Michigan, ISBN 0-472-08460-7
- [HOR96] S. HORIUCHI and N. YUHARA, "An Analytical Approach to the Prediction of Vehicle Handling Qualities Using Multi-Input Driver Model", 1996, AVEC'96, International Symposium on Vehicle Control, Aachen, Germany, pp 1001-1015
- [INA94] S. INAGAKI et al., "Analysis on Vehicle Stability in Critical Cornering Using Phase-Plane Method", 1994, Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'94, Tsukuba, Japan, paper N° 050, pp 287-292
- [ISH85] K. ISHII and M. SUGENO, "A Model of Human Evaluation Process Using Fuzzy Measure", 1985, Int. J. Man-Machine Studies, N° 22, pp 19-38
- [JUD95] A. JUDITSKI et al., "Nonlinear Black-box Models in Systems Identification : Mathematical Foundations", 1995, Automatica, Vol. 31, N° 12, pp 1725-1750
- [KAR76] W.J. KARPLUS, "The Spectrum of Mathematical Modeling and Systems Simulation", 1976, Proceedings of the 8th AICA Congress on Simulation of System, pp 5-13
- [KAU87] A. KAUFMANN, "Les Experts - Traitement informatique de la connaissance", 1987, Hermès, Paris, ISBN 2-86601-098-1
- [KER90] B.W. KERNIGHAN, D.M. RITCHIE, "Le langage C ANSI", Masson/Prentice Hall, Paris/Londres, 1990, ISBN 2-225-82070-8
- [LAN93] I.D. LANDAU, "Identification et Commandes des Systèmes", 2ème édition, Hermès, Paris, 1993, ISBN 2-86601-365-4
- [LAU96] P. LAURENCE et al., "Contribution de la Logique Floue au Diagnostic de Défauts en Temps Réel : Application à la Détection de Situations Critiques d'un véhicule Automobile", 1996, Proceedings des Rencontres Francophones sur la Logique Floue et ses Applications, LFA'96, Nancy, pp 269-276
- [LAU98a] P. LAURENCE, M. BASSET and G.L. GISSINGER, "Identification of the Steady-State Vehicle Handling using a Bézier Curve Optimized Thanks to Genetic Algorithms", 1998, Invited paper, AVCS'98, Amiens
- [LAU98b] P. LAURENCE, M. BASSET and G.L. GISSINGER, "A New Method for Classifying Vehicles using Multicriteria Subjective Evaluation", 1998, Invited paper, AVCS'98, Amiens
- [LEB91] G. LEBLANC, "Turbo/Borland C++", Editions Eyrolles, Paris, 1991, ISBN 2-212-08242-8

- [LEO91] J.C. LEON, "Modélisation et Constructions de Surfaces pour la CFAO", Hermès, Paris, 1991, ISBN 2-86601-273-9
- [LET95] L. Le LETTY and B. NGUYEN, "Parameter Estimation in Analytical Models of Automotive Vehicles and Fault Diagnosis", 1995, Preprints of the First IFAC-Workshop on Advances in Automotive Control, Ascona, Switzerland, pp 169-182
- [LJU87] L. LJUNG, "System Identification - Theory for the User", Prentice Hall, New Jersey, 1987, ISBN 0-13-881640-9
- [MAI85] H. MAITRE, "Un Panorama de la Transformation de Hough", 1985, Traitement du signal, vol. 2, N° 4
- [MAT92] J.H. MATHEWS, "Numerical Methods for Mathematics, Science and Engineering", 2nd edition, Prentice Hall, Londres, 1992, ISBN 0-13-625047-5
- [MIL76] W.F. MILLIKEN et al., "The Static Directional Stability and Control of the Automobile", 1976, SAE paper N° 760712
- [MIL95] W.F. MILLIKEN, D.L. MILLIKEN, "Race Car Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers, 1995, ISBN 1-56091-526-9
- [MIR90] T. MIRUMO et al., "Four Parameter Evaluation Method of Lateral Transient Response", 1990, SAE paper N° 901734
- [MIT90] M. MITSCHKE, "Dynamik der Kraftfahrzeuge - Band C : Fahrverhalten", 1990, Springer Verlag, Berlin, ISBN 3-540-15476-0
- [MIT96] M. MITCHELL, "An Introduction to Genetic Algorithms", MIT, 1996, ISBN 0-262-13316-4
- [MOR95] X. MOREAU, "La dérivation non entière en isolation vibratoire et son application dans le domaine de l'automobile. La suspension CRONE : Du concept à la réalisation", 1995, Thèse de l'université de Bordeaux I, N° d'ordre 1218
- [MUL97] P.A. MULLER, "Modélisation objet avec UML", 1997, Editions Eyrolles, Paris, ISBN 2-212-08966-X
- [MUR89] T. MUROFUSHI and M. SUGENO, "An Interpretation of Fuzzy Measures and the Choquet Integral as an Integral with Respect to a Fuzzy Measure", 1989, Fuzzy Sets and Systems, N° 29, pp 201-227
- [NIB88] W. NIBLACK and D. PETKOVIC, "On Improving the Accuracy of the Hough Transform : Theory, Simulations and Experiments", 1988, IEEE Conf. Computer Vision and Pattern Recognition, pp 574-579
- [NOR82] Norme Internationale, "Véhicules Routiers - Méthode d'Essai en Régime Permanent sur Trajectoire Circulaire", 1982, N° ISO 4138-1982
- [NOR84] K.D. NORMAN, "Objective Evaluation of On-Center Handling Performance", 1984, SAE paper N° 840069
- [PAC91] H.B. PACEJKA and R.S. SHARP, "Shear Force Development by Pneumatic Tyres in Steady State Conditions : A Review of Modelling Aspects", 1991, Vehicle System Dynamics, 20, pp 121-176
- [PAC97] H.B. PACEJKA and I.J.M. BESSELINK, "Magic Formula Tyre Model with Transient Properties", 1997, Vehicle System Dynamics, Supplement 27, pp 234-249



- [PAU95] J.P. PAUWELUSSEN, H.B. PACEJKA, "Smart Vehicles", 1995, Ed. Swets et Zeitlinger Publishers, ISBN 90-265-1456-5, Lisse, Netherlands
- [PER92] P. PERNY, "Modélisation, Agrégation et Exploitation de Préférences Floues dans une Problématique de Rangement - Bases Axiomatiques, Procédures et Logiciels", 1992, Thèse de l'Université de Paris-Dauphine
- [PLÖ94] M. PLÖCHL and P. LUGNER, "Theoretical Investigations of the Interaction Driver-Feedback-Controlled Automobile", 1994, Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'94, Tsukuba, paper N° 008, Japan, pp 42-48
- [RAM97] R.A. RAMIREZ MENDOZA, "Sur la modélisation et la commande des véhicules automobiles", 1997, Thèse de l'Institut National Polytechnique de Grenoble.
- [RAN91] M.J. Van RANDWIJK et al., "Correlation of Driver Judgement and Vehicle Directional Data to Evaluate and Predict Truck Handling", 1991, EAEC, Paper N° 91054
- [RAT86] P. RATTI, "Modélisation du pneumatique pour l'étude du comportement routier des véhicules automobiles", 1986, thèse de docteur ingénieur, Paris
- [RAT90] D.A. RATKOWSKY, "Handbook of Nonlinear Regression Models", Marcel Dekker Inc., 1990, ISBN 0-8247-8189-9
- [REI91] W. REICHEL, "Correlation Analysis of Open/Closed Loop Data for Objective Assessment of Handling Characteristics of Cars", 1991, SAE paper N° 910238
- [REN93] "Cours de Dynamique Véhicule", Document interne Renault S.A., 1993
- [REN95] J.M. RENDERS, "Algorithmes Génétiques et Réseaux de Neurones", Hermès, Paris, 1995, ISBN 2-86601-467-7
- [RIE40] P. RIECKERT und T.E. SCHUNCK, "Zur Fahrmechanik des Gummibereiften Kraftfahrzeugs", 1940, Ingenieur Archiv, pp 210-224
- [ROS92] T.J. ROSS MARTIN et al., "The Simulation of Vehicle Dynamics using the Roll Centre Concept", 1992, Proceedings of the XXIV FISITA Congress, Part 1, Total Vehicle Dynamics, paper N° 925048, pp 55-62
- [SHA53] L.S. SHAPLEY, "A Value for n-person Games", 1953, Contribution to the Theory of Games, Annals of Mathematics Studies, H.W. Kuhn and A.W. Tucker Editors, vol. II, N° 28, pp 307-317
- [SIB90] P. SIBILLE, "Analyses de la Mise en Oeuvre de Méthodes d'Estimation Paramétrique", Thèse du Centre de Recherche en Automatique de Nancy, 1990, Nancy
- [SJÖ95] J. SJÖBERG et al., "Nonlinear Black-box Models in Systems Identification: A Unified Overview", 1995, Automatica, Vol. 31, N° 12, pp 1691-1724
- [SMI72] V. SMIRNOV, "Cours de mathématiques supérieures", 2ème édition, Editions Mir, Moscou, 1972, ISBN 5-03-0000001-1
- [SMI95] D.E. SMITH and J.M. STARKEY, "Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers: Model, Development, Validation and Comparison", 1995, Vehicle System Dynamics, 24, pp 163-181
- [SON92] J.G. SONG and Y.S. YOON, "Symbolic State Equations of Three Degrees of Freedom of Vehicle Model for Steering and Application to Vehicle Design.", 1992, Proc. of International Symposium an Advanced Vehicle Control, Yokohama, Japan, paper N° 041, pp 220-224

- [STA93] J.M. STARKEY, "The Effects of Vehicle Design Parameters on Handling Frequency Response Characteristics", Int. J. of Vehicle Design, Vol. 14, N° 5/6, pp 497-510
- [STE96] T. STEMMELEN, "Modélisation et Identification de Systèmes Complexes Rapides, Instables et Pseudostables. Application à la Commande d'une Servovalve à Commande Directe", Thèse de l'Université de Haute Alsace, 1996, N° d'ordre 96MULH0450
- [STR96] A. STRAUB, "DSC (Dynamic Stability Control) in BMW 7 Series Cars", 1996, Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'96, Aachen, Germany, pp 547-557
- [SUG77] M. SUGENO, "Fuzzy Measures and Fuzzy Integrals - A Survey", 1977, Fuzzy Automata and Decision Processes, G.N. Saridis and B.R. Gaines Editors, North Holland, Amsterdam, pp 89-102
- [SUG85] M. SUGENO, "Industrial Applications of Fuzzy Control", Amsterdam, North Holland, 1985
- [TAN91] K. TANAKA and M. SUGENO, "A Study on Subjective Evaluations of Printed Color Images", 1991, Int. J. of Approximate Reasoning, vol. 5, pp 213-222
- [VAN96] A. T. VAN ZANTEN et al., "Control Aspects of the Bosch-VDC", 1996, Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'96, Aachen, Germany, pp 573-607
- [VEE81] T.M. Van VEEN and F.C.A. GROEN, "Discretization Errors in the Hough Transform", 1981, Pattern Recognition, Vol. 14, N° 1-6, pp 137-145, Pergamon Press Ltd.
- [WAN92] Z. WANG and G.J. KLIR, "Fuzzy Measure Theory", Plenum Press, New York, 1992, ISBN 0-306-44260-4
- [WEB92] P. WEBER, "Modélisation et Identification d'un Système de Freinage pour Véhicules Automobiles et Conception de la Commande", Thèse de l'Université de Haute Alsace, 1992, Mulhouse
- [XIA95] X. XIA and N. WILLIS, "The Effect of Tire Cornering Stiffness on Vehicle Linear Handling Performance", 1995, SAE paper N° 950313
- [YAG93] R.R. YAGER, "A General Approach to Criteria Aggregation Using Fuzzy Measures", Int. J. Man-Machine Studies, N° 38, pp 187-213
- [YU92] W. YU, "Aide Multicritère à la Décision dans le Cadre de la Proméatique du Tri - Concepts, Méthodes et Applications", Thèse de l'université de Paris Dauphine, 1992
- [ZAD73] L.A. ZADEH, "Outline of a New Approach to the Analysis of Complex Systems and Decision Processes", 1973, IEEE Trans. System, Man, and Cybernetics, pp 28-44
- [ZAD96] L.A. ZADEH, "Fuzzy Control : Issues, Contentions and Perspectives", 1996, Invited paper, IFAC 13th Triennial World
- [ZAN89] A. Van ZANDEN et al., "Measurements and Simulation of Transient Tire Forces", 1989, SAE paper N° 890640 Congress, San Fransisco, USA



# Annexe A

## Algorithme de lissage

```
DerniereValeur = 0;
BorneInf = 0;
BorneSup = 0;
i = 0;
j = 0;
TANTQUE ((BorneSup < IndiceMax) ET (DerniereValeur < YMax))
  k = 0;
  SI (DerniereValeur < fenetre)
    BorneInf = 0;
    TANTQUE ((Y[k] <= DerniereValeur) et (k < IndiceMax))
      k = k + 1;
    FTQ
    BorneSup = k;
  SINON
    TANTQUE (Y[k] <= DerniereValeur - fenetre)
      k = k + 1;
    FTQ
    BorneInf = k;
    TANTQUE ((Y[k] <= DerniereValeur) ET (k < IndiceMax))
      k = k + 1;
    FTQ
    BorneSup = k;
  FSI
  DerniereValeur = DerniereValeur + pas;
  xc = 0;
  yc = 0;
  POUR j DE BorneInf A BorneSup
    xc = xc + X[j];
    yc = yc + Y[j];
  FPOUR
  XBRG[i] = xc / (BorneSup-BorneInf);
  YBRG[i] = yc / (BorneSup-BorneInf);
  i = i + 1;
FTQ
```

**Pseudo-code A.1:** Lissage géométrique

# Annexe B

## Courbes de Bézier

### B.1 Présentation

Cette famille de courbes a été proposée par Pierre Bézier, en élaborant le système UNISURF pour Renault. Ces courbes ont été inventées dans un but précis visant à faciliter la description des formes complexes. Elles sont largement utilisées dans les domaines pour lesquels elles ont été créées, à savoir la CAO et la CFAO.

### B.2 Polygone caractéristique

Cette famille de courbes se définit à l'aide de 4 points, représentant le polygone caractéristique (AMNB) comme le montre la figure B.1. L'idée de base consiste à faire passer une latte (spline) par deux points, en imposant la pente de la courbure en ces deux points ( $T_0$  en A et  $T_3$  en B).

Les points  $A(x_0, y_0)$  et  $B(x_3, y_3)$  sont appelés "points d'ancrage" et  $M(x_1, y_1)$  et  $N(x_2, y_2)$  "points de contrôle". On peut donc dire qu'une courbe de Bézier est définie par les deux vecteurs  $\overrightarrow{AM}$  et  $\overrightarrow{BN}$ , caractérisés par leur norme et leur direction.

### B.3 Polynômes de Bernstein

La structure paramétrique des courbes de Bézier fait appel aux polynômes de Bernstein :

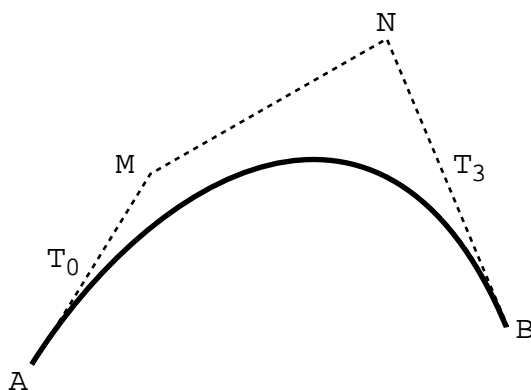


FIG. B.1 – Polygone caractéristique

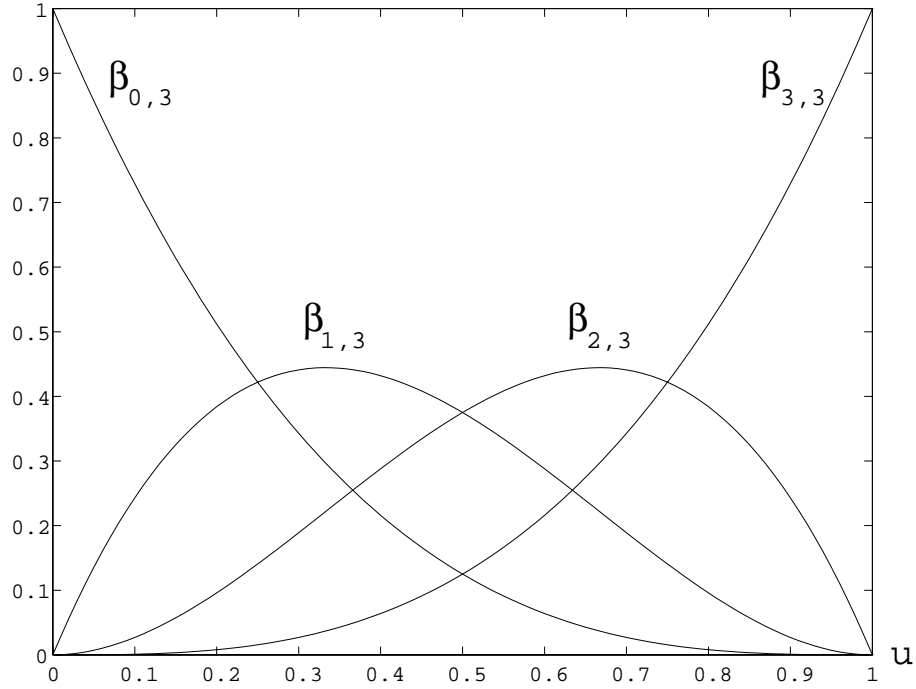


FIG. B.2 – Représentation graphique des polynômes de Bernstein de degré 3

$$\beta_{i,m}(u) = \sum_{j=0}^m (-1)^{i+j} C_i^m C_i^j u^j = \sum_{j=0}^m C_i^m u^i (1-u)^{m-i} \quad (\text{B.1})$$

avec

$$C_i^m = \frac{m!}{i!(m-i)!} \quad (\text{B.2})$$

Leur particularité est que leur somme vaut toujours 1 pour tout  $u$  (figure B.2). Dans notre cas, nous utiliserons des polynômes de degré 3, ce qui correspond au choix le plus fréquent si on se reporte à la bibliographie citée dans le paragraphe 2.9.3.1. Pour  $m = 3$  on a donc :

$$\begin{aligned} \beta_{0,3}(u) &= (1-u)^3 = -u^3 + 3u^2 - 3u + 1 \\ \beta_{1,3}(u) &= 3u(1-u)^2 = 3u^3 - 6u^2 + 3u \\ \beta_{2,3}(u) &= 3u^2(1-u) = -3u^3 + 3u^2 \\ \beta_{3,3}(u) &= u^3 \end{aligned} \quad (\text{B.3})$$

## B.4 Définition d'une courbe de Bézier

La forme paramétrique des courbes de Bézier est donnée par :

$$\begin{aligned} X &= P_x(t) \\ Y &= P_y(t) \end{aligned} \quad (\text{B.4})$$

Soient  $(x_0, y_0), (x_1, y_1), \dots, (x_m, y_m)$   $m + 1$  points ordonnés dans un plan. La courbe de Bézier, associée au polygone passant par ces points est donnée par :

$$\begin{aligned} X = P_x(t) &= \sum_{i=0}^m \beta_{i,m}(t)x_i \\ Y = P_y(t) &= \sum_{i=0}^m \beta_{i,m}(t)y_i \end{aligned} \tag{B.5}$$

$\beta_{i,m}$  désignant le polynôme de Bernstein. Sous une forme vectorielle :

$$P(t) = \begin{bmatrix} P_x(t) \\ P_y(t) \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad P_i = \begin{bmatrix} x_i \\ y_i \end{bmatrix} \tag{B.6}$$

$t \in [0, 1]$  et nous obtenons

$$P(t) = \sum_{i=0}^m \beta_{i,m}(t)P_i \tag{B.7}$$

# Annexe C

## Algorithmes génétiques

### C.1 Présentation

Introduits par Holland en 1975 [HOL75], ils font désormais partie des outils dits de "soft computing". Ils sont basés sur les mécanismes de la sélection naturelle et de la génétique. Ils utilisent les principes de survie des structures les mieux adaptées ainsi que des échanges d'informations pseudo-aléatoires. Ils forment ainsi un algorithme d'exploitation qui possède certaines caractéristiques de l'exploration humaine. A chaque génération, un nouvel ensemble de créatures (population), généralement des chaînes de caractères, est créé en utilisant tout ou partie des meilleurs éléments de la génération précédente.

Imager le fonctionnement des algorithmes génétiques, peut se faire par l'intermédiaire du bras de Baldwin présenté dans [REN95] (Cf. figure C.1). Issue d'un matériel génétique initial, la population tend vers une solution globale, ce qui n'empêche pas chaque individu de faire son propre apprentissage. Il utilise néanmoins l'expérience acquise par le reste de la population. Bien souvent, cette façon de procéder évite les convergences vers des minimums locaux<sup>1</sup>.

Ce qui différencie les algorithmes génétiques<sup>2</sup> et les méthodes classiques d'optimisation, basées sur le calcul et l'énumération, sont :

- ◇ Les AG utilisent un codage des paramètres et non les paramètres eux-mêmes.
- ◇ Les AG travaillent sur une population de points et non sur un point unique.
- ◇ Les AG n'utilisent que les valeurs de la fonction étudiée, pas sa dérivée ou une autre connaissance auxiliaire.
- ◇ Les AG utilisent des règles de transition probabilistes, et non déterministes.

Leur but est d'optimiser itérativement une fonction correspondant à l'adaptation d'un individu virtuel parmi une population dans un milieu fixé par l'utilisateur. Un AG simple utilise les opérateurs suivants :

- ◇ Sélection,
- ◇ Croisement,
- ◇ Mutation.

---

1. En tout cas permet de les limiter

2. Notés "AG" par la suite



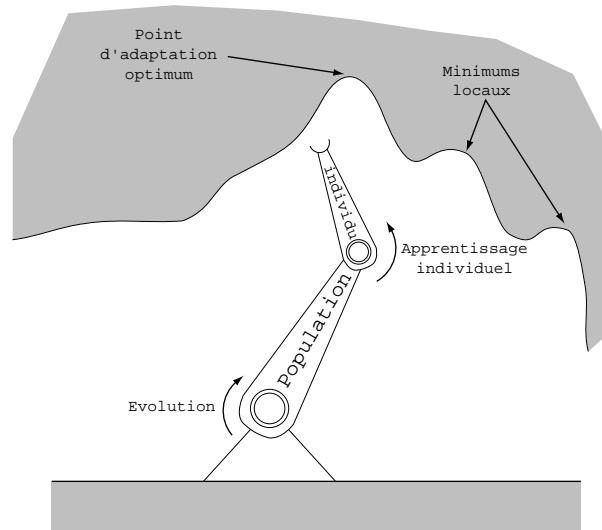


FIG. C.1 – Bras de Baldwin

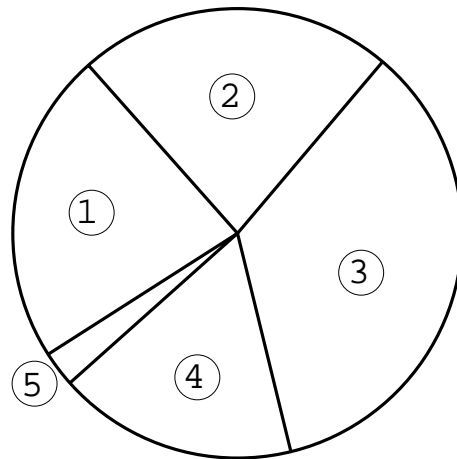


FIG. C.2 – Sélection par la roue de la fortune

## C.2 Sélection

Chaque individu est porteur de la valeur de son adaptation dans le milieu. Le mécanisme de sélection consiste à choisir parmi la population les individus les mieux adaptés et de les utiliser comme reproducteurs. Pour ce faire, on donne aux individus sélectionnés une probabilité plus élevée de contribuer à la génération suivante en créant au moins un descendant. Ce procédé est celui de la survie darwinienne des chaînes de caractères les plus adaptées [GOL94].

Les reproducteurs sont sélectionnés en fonction de la valeur de leur adaptation en utilisant la méthode de la roue de la fortune. Chaque chaîne occupe un secteur angulaire de la roue proportionnel à son adaptation (fitness). L'exemple de la figure C.2 montre que l'individu N° 3 est le mieux adapté et que l'individu N° 5 n'a qu'une faible chance d'être sélectionné.

Le nombre d'individus dans une population doit rester constant. Dans l'exemple de la figure C.2, 5 individus occupent la roue. Après la sélection, ils devront rester 5. Pour sélectionner les reproducteurs, on fait tourner la roue autant de fois qu'il y a d'individus dans la population initiale. Un même individu peut être sélectionné plusieurs fois. Dans notre exemple, on peut imaginer que les individus 1, 2 et 4 sont sélectionnés, que le N° 3 est sélectionné deux fois et que le N° 5 ne l'est pas. Une fois la sélection des reproducteurs

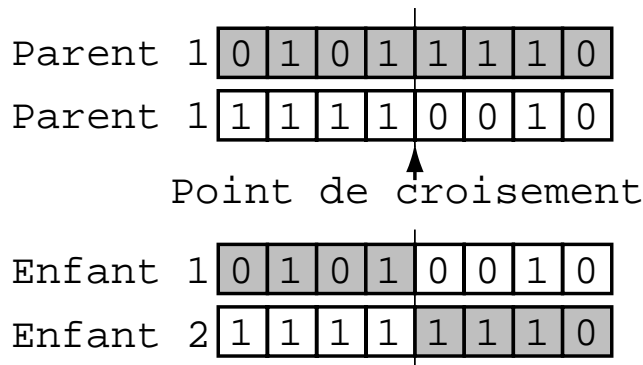


FIG. C.3 – Croisement

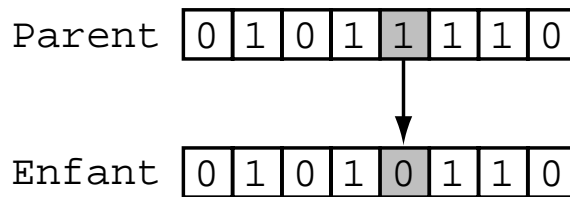


FIG. C.4 – Mutation

opérée, un croisement peut avoir lieu.

### C.3 Croisement

Le croisement consiste à interchanger une partie du code génétique de deux individus<sup>3</sup> en un ou plusieurs points de croisement dont la position est choisie aléatoirement (figure C.3). Le résultat de cette opération permet d'obtenir deux descendants<sup>4</sup>. Dans notre exemple le croisement s'effectue en un seul point et il s'opère avec une probabilité  $p_c$  sur un couple d'individus nommé "diploïde".

### C.4 Mutation

L'opérateur de croisement combiné avec celui de sélection donne aux algorithmes génétiques l'essentiel de leur puissance. Malgré tout, afin de limiter la convergence de la population vers des minima locaux, il est nécessaire de faire muter certains individus avec une probabilité  $p_m$  très faible. L'opération de mutation consiste à changer la valeur d'un allèle<sup>5</sup> d'un individu. L'allèle est sélectionné au hasard dans le code génétique (figure C.4). On donne ainsi aux AG la possibilité d'explorer de nouvelles voies.

### C.5 Boucle principale

La boucle principale d'un algorithme génétique peut être écrite de la façon décrite par le pseudo-code C.1

Après avoir créé une population initiale constituée d'individus dont les allèles sont générés au hasard, l'algorithme entre dans la boucle principale. On calcule la fonction d'adaptation

3. Les parents

4. Les enfants

5. Correspond à un bit dans notre cas

```

Creer(population)
TANTQUE n <= NbGeneration FAIRE
    population.fitness = fitness(population);
    Solution = MeilleurFitness(population);
    POUR i DE 1 A NbIndividus FAIRE
        NouvellePopulation[i] = Selection(population[i]);
        NouvellePopulation[i] = Croisement(population[i]);
        NouvellePopulation[i] = Mutation(population[i]);
    FPOUR
    population = NouvellePopulation;
    n = n+1;
FTQ

```

**Pseudo-code C.1:** Algorithme génétique : boucle principale

de tous les individus de la population et on conserve en mémoire l'individu présentant la meilleure adaptation. On utilise ensuite les trois opérateurs définis précédemment sur toute la population. On obtient ainsi une nouvelle population qui remplace l'ancienne. On parcourt à nouveau la boucle principale, et ce autant de fois que de générations. La solution finale sera l'individu qui aura atteint la meilleure valeur de l'adaptation.

# Personnes habilitées a diriger les recherches au 1<sup>er</sup> septembre 1997

## Professeurs d'Université SCIENCES

NOMS, Prénoms	Section CNU	Intitulé	UFR
DREAN Jean-Yves	60	Mécanique, génie mécanique, génie civil	ENSITM
DUPUIS Dominique	60	Mécanique, génie mécanique, génie civil	ENSITM
RENNER Marc	60	Mécanique, génie mécanique, génie civil	ENSITM
VIALIER-RAYNARD Pierre	60	Mécanique, génie mécanique, génie civil	ENSITM
AMBS Pierre	61	Génie informatique, automatique et traitement du signal	ESSAIM
BINDER Gérard	61	Génie informatique, automatique et traitement du signal	ESSAIM
GISSINGER Gérard	61	Génie informatique, automatique et traitement du signal	ESSAIM
SCHMITT François-Marie	61	Génie informatique, automatique et traitement du signal	ESSAIM
THIRION Bernard	61	Génie informatique, automatique et traitement du signal	ESSAIM
BOLMONT Dominique	28	Milieux denses et matériaux	FST
BRILLARD Alain	26	Mathématiques appliquées et applications mathématiques	FST
CHEZEAU Jean-Michel	31	Chimie théorique, physique, analytique	FST
DELFOSE Lucien	62	Energétique, génie des procédés	FST
DURAND Bernard	60	Mécanique, génie mécanique, génie civil	FST
CABELICA Zelimir	32	Chimie organique, minérale, industrielle	FST
GEWINNER Gérard	28	Milieux denses et matériaux	FST
GILOT Patrick	62	Energétique, génie des procédés	FST
GOZE Michel	25	Mathématiques	FST
GRESSER Julien	61	Génie informatique, automatique et traitement du signal	FST
GUTH Jean-Louis	33	Chimie des matériaux (EMERITE)	FST
HAMMAN Théophile	29	Constituants élémentaires	FST
HANGAN Théodore	25	Mathématiques	FST
KALT André	35	Structure et évolution de la Terre et des autres planètes	FST
KOULMANN Jean-Jacques	28	Milieux denses et matériaux	FST
KUBLER Lucien	28	Milieux denses et matériaux	FST
LAHAYE Jacques	31	Chimie théorique, physique, analytique	FST
LAVILLE-SAINT-MARTIN Bernard	30	Milieux dilués et optiques	FST
LE DRED Ronan	35	Structure et évolution de la Terre et des autres planètes	FST
LOEGEL Bernard	28	Milieux denses et matériaux	FST
LUTZ Robert	25	Mathématiques	FST
METZGER Gérard	61	Génie informatique, automatique et traitement du signal	FST
MUCKENSTURM Bernard	32	Chimie organique, minérale, industrielle	FST
PRADO Gilles	62	Energétique, génie des procédés	FST
RAUCH Gérard	25	Mathématiques	FST
ROTH Jean-Pierre	26	Mathématiques appliquées et applications mathématiques	FST
SARI Tewfik	25	Mathématiques	FST
SCHMITT Bruno	26	Mathématiques appliquées et applications mathématiques	FST
SCHULTZ Jacques	33	Chimie des matériaux (EMERITE)	FST
SPEHNER Jean-Claude	27	Informatique	FST
STAUFFER Louise	28	Milieux denses et matériaux	FST
WENDLING Serge	27	Informatique	FST
ACCARY Armand	62	Energétique, génie des procédés	ENSCMu
CAULLET Philippe	32	Chimie organique, minérale, industrielle	ENSCMu
DONNET Jean-Baptiste	33	Chimie des matériaux (EMERITE)	ENSCMu
DUMAS Philippe	33	Chimie des matériaux	ENSCMu
DURAND Bernard Maurice	32	Chimie organique, minérale, industrielle	ENSCMu
EUSTACHE Jacques	32	Chimie organique, minérale, industrielle	ENSCMu
FLEURY Jean-pierre	32	Chimie organique, minérale, industrielle (EMERITE)	ENSCMu
FOUASSIER Jean-Pierre	31	Chimie théorique, physique, analytique	ENSCMu
JACQUES Patrice	31	Chimie théorique, physique, analytique	ENSCMu
LE DRIAN Claude	32	Chimie organique, minérale, industrielle	ENSCMu
LOUATI Alain	31	Chimie théorique, physique, analytique	ENSCMu
PENIGAULT Edouard	31	Chimie théorique, physique, analytique	ENSCMu
STREITH Jacques	32	Chimie organique, minérale, industrielle	ENSCMu
BLAES Rainer	29	Constituants élémentaires	IUTC
HASSLER Théophile	1	Droit privé et sciences criminelles	IUTC
HOLL Yves	33	Chimie des matériaux	IUT M
HUSS Daniel	29	Constituants élémentaires	IUT M
JACQUEY Serge	61	Génie informatique, automatique et traitement du signal	IUT M
MERCKLE Jean	61	Génie informatique, automatique et traitement du signal	IUT M
MEYER Jean-Marie	61	Génie informatique, automatique et traitement du signal	IUT M
SCHULTZ Guy	63	Electronique, optronique et systèmes	IUT M
TUILIER Marie-Hélène	28	Milieux denses et matériaux	IUT M

NOMS, Prénoms	Section CNU	Intitulé	UFR
ACCARY Armand	62	Energétique, génie des procédés	ENSCMu
CAULLET Philippe	32	Chimie organique, minérale, industrielle	ENSCMu
DONNET Jean-Baptiste	33	Chimie des matériaux (EMERITE)	ENSCMu
DUMAS Philippe	33	Chimie des matériaux	ENSCMu
DURAND Bernard Maurice	32	Chimie organique, minérale, industrielle	ENSCMu
EUSTACHE Jacques	32	Chimie organique, minérale, industrielle	ENSCMu
PLEURY Jean-pierre	32	Chimie organique, minérale, industrielle (EMERITE)	ENSCMu
POUASSIER Jean-Pierre	31	Chimie théorique, physique, analytique	ENSCMu
JACQUES Patrice	31	Chimie théorique, physique, analytique	ENSCMu
LE DRIAN Claude	32	Chimie organique, minérale, industrielle	ENSCMu
LOUATI Alain	31	Chimie théorique, physique, analytique	ENSCMu
PENIGAUULT Edouard	31	Chimie théorique, physique, analytique	ENSCMu
STREITH Jacques	32	Chimie organique, minérale, industrielle	ENSCMu
BLAES Rainer	29	Constituants élémentaires	IUTC
HASSLER Théophile	1	Droit privé et sciences criminelles	IUTC
HOLL Yves	33	Chimie des matériaux	IUT M
HUSS Daniel	29	Constituants élémentaires	IUT M
JACQUEY Serge	61	Génie informatique, automatique et traitement du signal	IUT M
MERCKLE Jean	61	Génie informatique, automatique et traitement du signal	IUT M
MEYER Jean-Marie	61	Génie informatique, automatique et traitement du signal	IUT M
SCHULTZ Guy	63	Electronique, optronique et systèmes	IUT M
TUILIER Marie-Hélène	28	Milieux denses et matériaux	IUT M

## Professeurs d'Université LETTRES

NOMS, Prénoms	Section CNU	Intitulé	UFR
BEM Jeanne	9	Langues et littérature françaises	FLSH
BEYER Roland	10	Littérature comparées (EMERITE)	FLSH
BLOCH Peter	12	Langues et littératures germaniques et scandinaves	FLSH
COUDRY Marianne	21	Histoire et civilisations:mondes anciens et mondes médiévaux de l'art	FLSH
DUQUESNE François	1	Droit privé et sciences criminelles	FSSE
FAURE Michel	11	Langues et Littérature anglaises et anglo-saxonnes	FLSH
FILIPPINI Jean-Pierre	22	Histoire et civilisations:mondes modernes contemporains,art,musique	FLSH
FLUCK Pierre	72	Epistémologie, histoire des sciences et techniques	FLSH
FREYBURGER M. LAURE	8	Langues et littératures anciennes	FLSH
HUDLETT Albert	12	Langues et littératures germaniques et scandinaves	FLSH
HURE Jacques	10	Littérature comparées	FLSH
KELLER André	5	Sciences économiques	FSSE
LEHMANN Yves	8	Langues et littératures anciennes (latin)	FLSH
LYSOE Eric	10	Littérature comparées	FLSH
MOSSER François	11	Langues et Littérature anglaises et anglo-saxonnes	FLSH
REMORQUET Jack	70	Sciences de l'éducation	IUPC
SALMON Gilbert	9	Langues et littérature françaises	FLSH
SCHILLINGER Jean	12	Langues et littératures germaniques et scandinaves	FLSH

## Assimilés Professeurs d'Université

NOMS, Prénoms	Section CNU	Intitulé	UFR
BRENDEL Marcel		Tribologie	CNRS
BHRBURGER Pierre		Eléments de transition, interfaces et catalyse	CNRS
NARDIN Michel		Systèmes moléculaires complexes	CNRS
PAPIRER Eugène		Systèmes moléculaires complexes	CNRS
SIFFERT Bernard		Systèmes moléculaires complexes	CNRS
VIDAL Alain		Systèmes moléculaires complexes	CNRS
DECKER Christian		Systèmes moléculaires complexes	ENSCMu
KESSELER Henri		Eléments de transition, interfaces et catalyse	ENSCMu
LOUGNOT Daniel Joseph		Molécules, structures et interactions	ENSCMu
PATARIN Joël		Chimie minérale	ENSCMu

## Maîtres de conférences (Docteurs d'Etat ou habilités)

NOMS, Prénoms	Section CNU	Intitulé	UFR
APERY François	25	Mathématiques (Habileté)	FST
HAMIEH Tayssir	33	Chimie des matériaux (Habileté)	FST
KLEIN Robert	61	Génie informatique, automatique, traitement de signal	FST
MARTZ Pierre	33	Chimie des matériaux	FST
RIEDINGER Michel	29	Constituants élémentaires	FST
TROUVE Gwanaëlle	62	Energétique, génie des procédés (Habileté)	FST
HASSENFORDER Michel	61	Génie informatique, automatique, traitement de signal (Habileté)	ESSAIM
ADOLPHE Dominique	60	Mécanique, génie mécanique, génie civil (Habileté)	ENSITM
LALLAM Abdelaziz	33	Chimie des matériaux	ENSITM
POLIZZI Gilles	9	Langues et littératures françaises (Habileté)	FLSH
REB Gérard	7	Sciences du langage : linguistique et phonétique générales	FLSH
ROUSVOAL Jacques	70	Sciences de l'éducation (Habileté)	FSSE
SCHEUBEL Joseph	5	Sciences économiques	FSSE
ALEBOYEH Azam	62	Energétique, génie des procédés	ENSCMu
ALEBOYEH Hamied	62	Energétique, génie des procédés	ENSCMu
HURTREZ Guy	33	Chimie des matériaux	ENSCMu
KILLE Gérard	32	Chimie organique, minérale, industrielle	ENSCMu
NEUNLIST Serge	32	Chimie organique, minérale, industrielle (Habileté)	ENSCMu
WALTER Serge	31	Chimie théorique, physique, analytique	ENSCMu
ABADIE Jean-Pierre	6	Sciences de gestion	IUTC
FABRE Bernard	32	Chimie organique, minérale, industrielle (Habileté)	IUTC
LIENHARD Claude	1	Droit privé et sciences criminelles	IUTC
STAUB Materne	2	Droit public	IUTC
AUCHTER Gérard	1	Droit privé et sciences criminelles	IUT M
FISCHER Gabriel	28	Milieux denses et matériaux	IUT M
HELLER Charles	2	Droit public	IUT M
ECKENSCHWILLER Michèle	70	Sciences de l'éducation	SERFA

## Assistants et autres enseignants (Docteurs d'Etat ou habilités)

NOMS, Prénoms	Section CNU	Intitulé	UFR
FURSTENBERGER Roland		Chimie	IUT
JUNG Paul	2	Droit public	IUT

## Chargés de recherche, Ingénieurs d'études, etc...(Docteurs d'Etat ou habilités)

NOMS, Prénoms	Intitulé	UFR
BALARD Henri	Systèmes moléculaires complexes	CNRS
EHRBURGER Françoise	Eléments de transition, interfaces et catalyse	CNRS
GANGHOFFER Jean-François	Adhésion	CNRS
HAIDAR Bassel	Systèmes moléculaires complexes	CNRS
VALLAT Marie-France	Systèmes moléculaires complexes	CNRS
BARON Jacques	Sciences Terre et synthèse minérale; Chimie analytique	ENSCMu
BISSERET Philippe	Chimie organique	ENSCMu
DEFOIN Albert	Chimie organique	ENSCMu
LAVIELLE Lisette	Systèmes moléculaires complexes	ENSCMu
MORLET-SAVARY Christiane	Chimie physique	ENSCMu
MORLET-SAVARY Fabrice	Molécules, structures et interactions	ENSCMu
SOULARD Michel	Eléments de transition, interfaces et catalyse	ENSCMu
TSCHAMBER Théophile	Chimie organique	ENSCMu