

Numéro d'ordre

THÈSE

pour l'obtention du grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ D'ÉVRY-VAL-D'ESSONNE

Spécialité : Automatique

présentée et soutenue publiquement
devant la Commission d'Examen le XX octobre 2009

par

Olivier Orfila

Influence de l'infrastructure routière sur l'occurrence des pertes
de contrôle de véhicules légers en virage : modélisation et
validation sur site expérimental

Directeur de thèse
Saïd Mammar

Composition du jury

Michel Basset	Professeur, Université de Haute-Alsace, Mulhouse	Rapporteur
Fawzi Nashashibi	HdR, INRIA, Paris-Rocquencourt	Rapporteur
Fahim Belarbi	Responsable Systèmes d'Exploitation, Cofiroute, Sèvres	Examinateur
Sébastien Glaser	Chargé de recherche, LCPC, Satory	Examinateur
Dominique Meizel	Professeur, ENSIL, Limoges	Examinateur
Saïd Mammar	Professeur, Université d'Évry-Val-d'Essonne, Évry	Directeur de thèse
Alex Coiret	Chargé de recherche, LCPC, Nantes	Encadrant

*À mon grand père, Opa,
À ma famille,
À Marianne*

Remerciements

Même si une thèse n'est signée que d'un auteur, elle est rarement le fruit d'un seul individu, tant le soutien psychologique et technique de toute une équipe est indispensable. Pour cette raison, il est d'usage de rédiger quelques lignes de remerciements même si celles-ci ne suffiront pas à exprimer l'estime et la reconnaissance que je porte à l'ensemble des personnes m'ayant entouré et conseillé.

Ce travail a été mené au sein de la division Entretien, Sécurité et Acoustique des Routes (ESAR). Pour cela, je remercie Monsieur Philippe Lepert, chef de la division ESAR au LCPC et Monsieur Minh-Tan Do, chef de la section Infrastructure et Sécurité Routière (ISR), de m'avoir accueilli au sein de leur équipe et de l'intérêt porté à mon travail au cours de ces trois années.

Je remercie particulièrement Monsieur Saïd Mammar, Professeur à l'université d'Évry-Val-d'Essonne, d'avoir accepté de diriger ma thèse et de m'avoir guidé avec justesse au cours des étapes difficiles de la thèse et Monsieur Alex Coiret, chargé de recherche au Laboratoire Central des Ponts et chaussées, de m'avoir encadré au quotidien avec patience, humour et détermination.

Je suis honoré et je remercie sincèrement Monsieur Michel Basset, Professeur à l'Université de Haute-Alsace et Monsieur Fawzi Nashashibi, HdR à l'INRIA, d'avoir accepté d'être rapporteurs et pour l'attention portée à mon mémoire. Je remercie également les membres du jury, Monsieur Dominique Meizel, Professeur à l'ENSIL et Sébastien Glaser, chargé de recherche au LCPC, d'avoir accepté de participer à mon jury de thèse.

Pendant ces quelques mois, un collège de scientifiques a suivi et apporté des critiques essentielles à ce travail et je leur dois beaucoup. Parmi eux, Michel Bérengier, chef adjoint de la division ESAR et Marie-Line Galenne, adjointe au directeur technique ISR, ont su m'apporter des conseils éclairés et partager leur expérience. Je remercie aussi Hocine Imine, chargé de recherche au LCPC Paris, Bernard Jacob, directeur technique ISR et Jean-Michel Piau, directeur scientifique délégué pour le LCPC Nantes d'avoir pris du temps pour participer aux différents comités de suivi et pour leurs indications très intéressantes sur mon travail.

Je tiens particulièrement à remercier Gérard Louah, chargé d'études au CETE de l'Ouest et Véronique Cérézo, responsable de l'équipe adhérence et sécurité au LR de Lyon d'avoir activement participé à la réalisation de mon travail en me fournissant des données et connaissances indispensables. Merci à Pierre-Olivier Vandajon, grand philosophe des sciences et chargé de recherche au LCPC, de m'avoir confié une partie de son expérience et de ses ruses de calculs.

Bien évidemment, cette thèse étant constituée d'une importante quantité d'essais, parfois très complexes à mettre en place pour des raisons techniques, de sécurité et d'environnement,

je remercie toute l'équipe technique de la section ISR. Cette équipe a des compétences très importantes dans des domaines variés comme la gestion de l'état de glissance de la piste pour Patrice Bernier, le pilotage extrême, l'enregistrement des données et l'instrumentation pour Patrick Daburon, la correction des fautes d'orthographe et l'assistance aux essais pour Sylvie Dauvergne, les mesures SRT pour Patrick Maisonneuve, la sécurité, l'environnement et la mise au point des essais pour Alexandra Mosset et la communication sans fil et la gestion de la piste pour Jean-Marie Prual. Une petite pensée pour notre technicien retraité, Michel Lecerf, qui a su faire parler son expérience au cours de quelques essais de perte de contrôle. Un grand merci à Odile Dudouet, secrétaire des sections ARU et ISR, pour son dévouement à son travail et sa bonne humeur. Sans la participation motivée de toutes ces personnes, cette thèse n'aurait jamais pu arriver à son terme.

Enfin, pour tous les moments de détente passés ensemble, nécessaire pour ne pas devenir monomaniaque, je remercie chaleureusement l'informaticien acousticien, docteur ès water cooling, Nicolas Fortin, l'ancien éleveur de dragons reconvertis en rédacteur de thèse et accessoirement père de famille, Gwenaël Guillaume, la doctorante globe-trottineuse, Olivia Leroy et les deux voyageurs vers l'ouest Zhengzhong Tang et Dan Zhao (*xièxie*).

Table des matières

Remerciements	v
Liste des figures	xiii
Liste des tableaux	xv
Liste des symboles	xvii
1 Introduction générale	1
1.1 La sécurité routière en France et dans le monde	1
1.2 Rôle de l'infrastructure dans le système Véhicule Infrastructure Conducteur	2
1.3 Evaluation du niveau de sécurité offert par l'infrastructure	3
1.4 Objectifs de la thèse	3
1.5 Organisation du mémoire	4
2 Bibliographie	5
2.1 Paramètres de l'infrastructure routière	5
2.1.1 Les paramètres géométriques	5
2.1.2 L'adhérence	14
2.1.3 La visibilité	20
2.2 Les critères de perte de contrôle	25
2.2.1 Critères dynamiques	25
2.2.2 Critères psychologiques	32
2.2.3 Critères de LAMM	35
2.3 Méthodes d'analyse d'itinéraire	36
2.3.1 Alertinfra	37
2.3.2 MARVin	38
3 Étude analytique des pertes de contrôle	41
3.1 Introduction	42
3.1.1 Outils existants d'évaluation des itinéraires	42
3.1.2 Règles de conception des routes	43
3.1.3 Méthodes basés sur l'expérience d'experts	44
3.2 Une méthode d'évaluation améliorée	44
3.3 Calcul des critères analytiques	45
3.3.1 Critère point	45
3.3.2 Critère bicyclette	51
3.4 Analyse de sensibilité aux paramètres routiers : critère point	53

3.4.1	Sensibilité à l'adhérence	54
3.4.2	Sensibilité à la pente	54
3.4.3	Sensibilité au rayon	55
3.4.4	Sensibilité au dévers	56
3.4.5	Sensibilité à la vitesse	56
3.5	Sensibilité : critère bicyclette	56
3.5.1	Sensibilité à l'adhérence	57
3.5.2	Sensibilité à la pente	57
3.5.3	Sensibilité au rayon	58
3.5.4	Sensibilité au dévers	58
3.5.5	Sensibilité à la vitesse	59
3.6	Choix des critères	59
3.6.1	Comparaison des critères point et bicyclette en stabilité	60
3.7	Comparaison des critères	61
3.7.1	Règles de conception	62
3.7.2	ALERTINFRA	62
3.7.3	Comparaison des observations	64
3.7.4	Critère bicyclette	64
3.8	Vers un outil performant pour les gestionnaires routiers	64
3.9	conclusions	65
4	Étude numérique de trajectoires	67
4.1	Introduction	67
4.2	Méthodes d'optimisation de trajectoire	68
4.2.1	Méthodes d'optimisation continues	68
4.2.2	Méthodes d'optimisation discrètes	70
4.3	Modélisation par l'AVT	71
4.3.1	Bases de l'AVT : définition de l'algorithme génétique	72
4.3.2	AVT : Algorithme du Ver de Terre	73
4.3.3	Modèle de véhicule	76
4.3.4	Modèle du pneumatique	77
4.3.5	Modèle de route	78
4.4	Résultats de l'algorithme	79
4.4.1	Influence des paramètres de l'algorithme	81
4.4.2	Effet des paramètres conducteurs	82
4.4.3	Effet des paramètres de la route	83
4.4.4	Résultats sur un site réel	83
4.5	Conclusions	84
5	Essais de la dynamique des véhicules	87
5.1	Introduction	87
5.2	Essais en limite de perte de contrôle	88
5.2.1	Procédure et matériel d'essai	88
5.2.2	Résultats	93
5.2.3	Synthèse sur les essais en limite de perte de contrôle	103
5.3	Essais de perte de contrôle	103
5.3.1	Procédure et matériel d'essai	103

5.3.2	Résultats	104
5.3.3	Synthèse	108
5.4	Essais in-situ	108
5.4.1	description des sites d'expérimentation	108
5.4.2	Résultats sur la bretelle	112
5.4.3	Résultats sur les rond-points	112
5.5	Conclusions sur les expérimentations	113
6	Analyse des résultats	115
6.1	Introduction	115
6.2	Analyse des vitesses limites	115
6.3	Applications aux sites réels	118
6.3.1	Bretelle de sortie périphérique nantais	118
6.3.2	Rond-point 1	120
6.3.3	Rond-point 2	122
6.3.4	Rond-point 3	123
6.4	Conclusions	125
7	Conclusion générale	127
7.1	Conclusions	127
7.2	Perspectives	128
Références		132
Index		135

Liste des figures

2.1 Evolution de la vitesse maximale	7
2.2 Prévision du nombre d'accidents par an	8
2.3 Niveau de sécurité perçu : 2.3(a), en fonction du rayon ; 2.3(b), en fonction de la longueur de virage	8
2.4 Repère lié au dévers de la route	9
2.5 Dévers en fonction du rayon par la méthode d'optimisation	10
2.6 Effet de la pente	11
2.7 Effet du rayon de pente	11
2.8 Effet des forces d'inertie	12
2.9 Rôle de la pente, accidents par million de véhicules miles	13
2.10 Phénomènes de contact : 2.10(a), indentation ; 2.10(b), adhésion. Source : [18]	15
2.11 Forces latérales	16
2.12 Adhérences de revêtements	17
2.13 Modèle de Stefani	17
2.14 Taux d'accident par gamme d'adhérence SCRM : source [30]	18
2.15 Relation adhérence-hauteur d'eau	19
2.16 Relation adhérence-note d'ondes courtes (uni)	20
2.17 Visibilité en courbe	21
2.18 Distance de visibilité en courbe	21
2.19 Visibilité en pente	22
2.20 Distance de visibilité en pente	22
2.21 Calcul de l'accotement libre	22
2.22 Champ de vision de nuit	23
2.23 Distance de visibilité par temps de pluie	24
2.24 Modèle point	26
2.25 Relation dévers, adhérence, rayon avec l'ARP	26
2.26 Relation rayon, dévers, pente avec le critère de Glaser	29
2.27 Exemple de portrait de phase sur un modèle « bicyclette », en abscisse la dérive globale en rad et en ordonnée le taux de lacet en $rad.s^{-1}$ pour une vitesse de 10 $m.s^{-1}$	30
2.28 diagramme de bifurcation ou valeur de la dérive globale des points d'équilibre stable (en bleu) et des points d'équilibre instable (en rouge) en fonction de la vitesse en $m.s^{-1}$	31
2.29 Domaine de stabilité (croix bleues) et d'instabilité (points verts) en fonction de la vitesse du poids lourd et de l'adhérence de la chaussée	31
2.30 Vitesses pratiquées : 2.30(a), en fonction du rayon ; 2.30(b), en fonction de la montée	33
2.31 Ellipse d'accélération limite	33

2.32 Ellipse d'accélération limite en fonction de la vitesse	34
2.33 Accélération verticale limite en fonction du rayon de pente pour différentes vitesses	34
2.34 Rayon minimal pour avoir une bonne conception avec le critère III en fonction de la vitesse et du dévers	36
2.35 Appareil de mesure VANI	38
2.36 Appareil de mesure RoadSTAR : 1, roue de mesure; 2, cylindre pneumatique; 3, unité de mouillage; 4, système de pré-mouillage; 5, réducteur de vitesse; 6, réservoir d'eau; 7, unité de rangement; 8, cabine conducteur	39
2.37 Sortie graphique de MARVin	39
3.1 Repères utilisés	46
3.2 Forces s'exerçant sur le véhicule	46
3.3 Limite de variation de rayon pour un dévers nul	50
3.4 Limite de variation de rayon en fonction du rayon pour différents dévers	50
3.5 Modèle bicyclette	51
3.6 Sensibilité à la pente du critère point pour différents rayons de courbure	55
3.7 Sensibilité au rayon du critère point pour différentes vitesses	55
3.8 Sensibilité au dévers du critère point pour différents rayons	56
3.9 Sensibilité à la vitesse du critère point pour différents rayons	57
3.10 Sensibilité à la pente du critère bicyclette	58
3.11 Sensibilité au rayon du critère bicyclette	59
3.12 Sensibilité au dévers du critère bicyclette	59
3.13 Sensibilité à la vitesse du critère bicyclette	60
3.14 Evolution des critères en fonction de la distance	61
3.15 Site réel	61
3.16 Evaluation de la route	63
3.17 Analyse du tracé : actions correctives	65
4.1 Trajectoire à base de courbes de Reeds et Shepp	69
4.2 Trajectoire à base de courbes de Dubins	69
4.3 Transition en arc de cercle	70
4.4 Méthode du suivi de carotte	71
4.5 Algorithmes exploratoires	71
4.6 Méthode des perturbations	71
4.7 Algorithme du Ver de Terre	75
4.8 Repères utilisés	76
4.9 Modèle bicyclette	77
4.10 Forces de contact	78
4.11 Evaluation des routes	80
4.12 Profil de vitesse $R = 300m$, $\mu = 0,9$, $\theta = 0\%$, $p = 0\%$ partant à $V=70$ km/h	80
4.13 Influence du nombre d'itérations	81
4.14 Effet du temps de réaction	82
4.15 Effet du temps de réaction sur l'écart type de la vitesse	82
4.16 Influence de l'accélération maximale supportée	83
4.17 Vitesse maximale en fonction de la pente et de l'adhérence $R = 300m$ et $\theta = 0\%$	84
4.18 Résultats sur un site réel	84
5.1 Virage contrôlabilité sur piste de référence	88

5.2	Tracé des trajectoires : 5.2(a), Positionnement GPS des repères 5.2(b), Aperçus des tracés (Croix rouges et vertes)	89
5.3	Véhicule d'essai : Peugeot 406	89
5.4	Schéma roue dynamométrique	91
5.5	Aquasens	92
5.6	Adhérence consommée	94
5.7	Adhérence consommée en fonction de la vitesse	95
5.8	Force latérale en fonction de l'angle de dérive	97
5.9	Hauteur d'eau	97
5.10	Gradient de sous-virage en fonction de la vitesse	99
5.11	Taux de lacet en fonction de l'angle de braquage	100
5.12	Chasse pneumatique en fonction de la vitesse	101
5.13	Angle de roulis sur l'essieu avant	102
5.14	Angle de torsion de la caisse	103
5.15	Conditions de chaussées particulières	104
5.16	Mesure SRT	105
5.17	Moment d'auto-alignement (M_z)	105
5.18	Chasse pneumatique	106
5.19	Rayon apparent de la roue	106
5.20	Effort normal sur la roue dynamométrique	107
5.21	Taux de lacet pour les différents véhicules	107
5.22	Paramètres routiers des rond-points étudiés	110
5.23	Sites d'expérimentation nantais	111
5.24	Caractéristiques géométriques	111
5.25	Adhérence en fonction de la distance	111
5.26	Vitesse du véhicule en fonction de la distance	112
5.27	Niveaux de sollicitation	113
5.28	Braquage sur les rond-points	114
6.1	Vitesse limite en fonction de l'adhérence	116
6.2	Vitesse limite en fonction du rayon	117
6.3	Vitesse limite en fonction du véhicule	117
6.4	Niveau de dangerosité sur la bretelle	118
6.5	Trajectoires de l'AVT sur la bretelle	119
6.6	Vitesse de l'AVT sur la bretelle	119
6.7	Adhérence consommée selon trois méthodes	120
6.8	Critère bicyclette appliqué au rond-point 1	121
6.9	Résultats de l'AVT	121
6.10	Adhérence consommée sur le rond point 1	122
6.11	Critère bicyclette appliqué au rond point 2	122
6.12	Résultats de l'AVT	123
6.13	Adhérence consommée sur le rond point 2	123
6.14	Critère bicyclette appliqué au rond point 3	124
6.15	Résultats de l'AVT	124
6.16	Adhérence consommée sur le rond point 3	125

Liste des tableaux

2.1	Classement psychologique de l'influence des paramètres de l'infrastructure sur le choix de la vitesse d'usage	13
2.2	Exemple de coefficients pour le modèle BURCKHARDT	16
2.3	Coefficient d'adhérence en fonction de la vitesse	27
2.4	Formules de calcul de V_{85} (km/h) SETRA avec p en % et R_c en m	32
2.5	Calcul des critères de Lamm	35
2.6	Exemple d'alerte ALERTINFRA	38
4.1	Paramètres standard	81
5.1	Caractéristiques accéléromètres	90
5.2	Caractéristiques gyromètres	90
5.3	Caractéristiques Kistler RoadDyn S625	90
5.4	Caractéristiques Keyence	91
5.5	Caractéristiques Aquasens	92
5.6	Caractéristiques Correvit	93
5.7	Coefficients de K_{sv}	99
5.8	Vitesses caractéristiques V_{car}	99
5.9	Vitesses limites V_{max}	100
5.10	Vitesses limites V_{tp}	101
5.11	Vitesses limites en fonction de rayon	103
5.12	Coefficients SRT	104
5.13	Vitesses limites en fonction de l'adhérence	108
5.14	Vitesses limites en fonction du véhicule	108
6.1	Vitesses limites	116

Liste des symboles

Symbol	Nom	Unité
\vec{a}	vecteur accélération	$m.s^{-2}$
a_j^i	sensibilité du critère j	$m.s^{-2}$
a_{min}	accélération minimale AVT	$m.s^{-2}$
a_{max}	accélération maximale AVT	$m.s^{-2}$
a_x	accélération longitudinale	$m.s^{-2}$
a_y	accélération transversale	$m.s^{-2}$
a_z	accélération normale	$m.s^{-2}$
C	contraste apparent	
C_0	contraste à la source	
C_{bic}^s	critère bicyclette en stabilité	
C_f	rigidité de dérive avant	N/rad
C_{poi}^c	critère point couplé	
C_{poi}^{cl}	critère point en longitudinal	
C_{poi}^{ct}	critère point en transversal	
C_{poi}^s	critère point en stabilité	
C_r	rigidité de dérive arrière	N/rad
CCR	taux de changement de courbure	gr/km
CFT	coefficient de frottement transversal	
d	distance de brouillard	m
D_a	distance d'arrêt	m
D_{det}	distance de détectabilité	m
D_{fix}	distance de fixation	m
D_i	classement de sensibilité	
D_{lis}	distance de lisibilité	m
D_{reac}	distance de réaction	m
D_{vis}	distance de visibilité	m
E_i^{angle}	évaluation de l'individu i	m
\vec{F}_f	force avant	N
\vec{F}_r	force arrière	N
F_i	force selon l'axe i	N
F_{if}	force selon l'axe i avant	N
F_{ir}	force selon l'axe i arrière	N
g	constante de gravité	ms^{-2}
G_{lacet}	gain de lacet	s^{-1}
h_{eau}	hauteur d'eau	mm
H_g	hauteur du centre de gravité	m
h_o	hauteur de l'œil	m
h_v	hauteur visée	m
I	intensité de pluie	mm/h
I_{yy}	inertie du véhicule selon \vec{y}	$N.m.s^2$
I_{zz}	inertie du véhicule selon \vec{z}	$N.m.s^2$
J	jerk	ms^{-3}
K_{sv}	gradient de sous-virage	rad
L	empattement du véhicule	m
l_a	largeur libre en bord de voie	m
l_e	longueur d'écoulement	m
L_f	bras de levier avant	m
L_{fond}	luminance du fond	$cd.m^{-2}$
L_o	luminance de l'objet	$cd.m^{-2}$
L_r	bras de levier arrière	m
m	masse du véhicule	kg
M	marge de sécurité	km/h
M_{ext}	moments extérieurs	Nm
M_z	moment d'auto alignement	Nm
N	note d'onde courte	

Symbol	Nom	Unité
n_{chrom}	nombre de chromosomes	
n_{genes}	nombre de gènes	
N_{min}	note AVT à a_{min}	
N_{max}	note AVT à a_{max}	
p	pente	%
P_1, P_2	matrices de passage	
p_c	probabilité de croisement	
p_e	pente d'écoulement	%
p_m	probabilité de mutation	
$q(s)$	trajectoire	
$q_{def}(s)$	trajectoire déformée	
r	taux de lacet	$rad.s^{-1}$
r_a	rayon apparent de la roue	m
r_f	répartition de freinage	
R_c	rayon de courbure	m
R_p	rayon de pente	m
s	abscisse curviligne	m
s_0	abscisse curviligne initiale	m
T_r	trafic annuel moyen	$veh.jour$
t_{reac}	temps de réaction	s
\mathbf{u}	vecteur commande	
V	vitesse du véhicule	$m.s^{-1}$
V_{85}	vitesse « pratiquée »	$m.s^{-1}$
V_d	vitesse de conception	$m.s^{-1}$
W	largeur d'écoulement	m
\mathbf{X}	vecteur d'état	
α	secteur angulaire	rad
α_f	angle de dérive avant	rad
α_i	angle de dérive	rad
α_r	angle de dérive arrière	rad
β	angle de dérive global	rad
$\vec{\gamma}$	vecteur accélération angulaire	$rad.s^{-2}$
δ	angle de braquage	rad
$\eta(s)$	écart de trajectoire	
θ	angle de dévers	%
κ	angle de courbure	rad
λ_s	nombre d'accidents sévères	
λ_t	nombre d'accidents	
λ_{lon}	coefficent conducteur	
λ_{lat}	coefficent conducteur	
μ	adhérence	
μ_a	adhérence disponible	
μ_c	adhérence consommée	
μ_{uf}	adhérence consommée avant	
μ_{ur}	adhérence consommée arrière	
ν	petite perturbation	
ρ	courbure de la route	km^{-1}
σ	glissement résultant	%
φ	angle de tangage	rad
ϕ	angle polaire	rad
Φ	intensité du flux lumineux	cd
Φ_0	intensité lumineuse de la source	cd
ψ	angle de lacet	rad
ω	poids d'alerte ALERTINFRA	
ω_i^{angle}	poids d'un individu i	

Chapitre 1

Introduction générale

« Le système général des sciences et des arts est une espèce de labyrinthe, de chemin tortueux, où l'esprit s'engage sans trop connaître la route qu'il doit tenir. »

Jean le Rond d'Alembert

Dans l'optique de diminuer la mortalité causée par le transport en général, les autorités des différents pays dits « développés » ont depuis plusieurs années, axé leur politique sur la recherche en matière de sécurité routière. Ceci s'explique par le nombre important de décès sur les routes par rapport à d'autres modes de transport tels que le transport maritime, ferroviaire ou aérien. A titre d'exemple, à travers le monde, l'équivalent des passagers de 4 Airbus A380 transportant chacun près de 800 personnes meurt sur la route chaque jour. Une étude européenne a montré que le risque de mourir sur les routes, pour une même distance parcourue, est 27 fois plus important qu'en avion. Selon l'interprétation statistique, les conclusions peuvent être radicalement différentes : en effet, si les données sont écrites en fonction du temps de parcours, le transport aérien ne fait plus partie des moyens de transport les plus sûrs. Cependant, dans les deux cas, la route reste le mode de transport le plus risqué. Cette singularité provient non seulement de l'hétérogénéité et du volume du trafic routier mais aussi du manque de guidage permettant aux véhicules d'éviter des sorties de voies et du manque de séparation entre voies pouvant empêcher les collisions.

La sécurité routière reste un sujet complexe, reposant sur un équilibre fragile entre la route et son environnement de conduite, les véhicules et les différents comportements de conducteurs. Ces trois acteurs constituent le système Véhicule-Infrastructure-Conducteur (VIC) et la prise en compte de chacun de ces acteurs est indispensable à la réussite d'une étude de sécurité routière. Cependant, il est difficile, voire impossible, d'étudier de manière exhaustive l'influence de ces trois acteurs et il faut donc cibler plus précisément les recherches. Pour cela, il est tout d'abord intéressant de réaliser un état des lieux de la sécurité routière en France et dans le monde.

1.1 La sécurité routière en France et dans le monde

La sécurité routière que ce soit en France ou dans le reste du monde demeure un sujet d'étude très complexe pouvant faire appel à plusieurs des connaissances scientifiques allant de

la mécanique à la chimie en passant par la physique du contact ou la géostatistique. En effet, la diversité et le nombre des usagers de la route ainsi que la complexité de leur réactions rendent difficile une étude globale. Selon un rapport de 2008 de l'OMS (Organisation Mondiale de la Santé), établissant un bilan de la sécurité routière dans 178 pays, les accidents de la circulation provoquent 1,2 millions de morts par an et de 20 à 50 millions de traumatismes. D'après les données de l'IRTAD (International Road Traffic and Accident Database), le nombre de tués sur les routes n'a cessé de diminuer dans le monde depuis les années 80. Cependant, ceci n'est vrai que pour les pays à revenu élevé car le nombre de décès sur les routes, dans les pays à revenu faible ou intermédiaire, est en augmentation. Par ailleurs, ces pays concentrent près de 90% des morts alors que l'on y compte que 48% du parc automobile mondial. Cette augmentation est telle que l'OMS prévoit que, d'ici 2030, les accidents de la route deviendront la cinquième cause de mortalité portant ainsi à près de 2,4 millions le nombre de décès. De plus, en 2004, les accidents de la route étaient déjà la première cause de mortalité pour les 15-29 ans, la deuxième pour les 5-14 ans et la troisième pour les 30-44 ans. Dans les pays à faible revenu, la majorité des décès sont dus à une réglementation trop laxiste et à des infrastructures incompatibles avec la sécurité d'usagers vulnérables tels que les piétons ou les deux roues.

En France, comme dans la plupart des pays à revenu élevé, le nombre de morts a fortement baissé depuis 1980 alors que le trafic et le nombre de véhicules ont augmenté. Le risque d'accident a donc largement diminué. Cependant, en France, en 2007, il reste encore près de 140 000 accidents recensés, soit environ 1 accident toutes les 4 minutes pour un total de 4620 morts. 45% des cas d'accidents mortels se sont produits en rase campagne en impliquant des véhicules de tourisme soit 2080 morts. Une étude détaillée d'accidents a mis en avant le fait que 20% des accidents impliquaient un véhicule seul en virage mais que ces accidents provoquaient 30% des morts. Ces situations sont donc particulièrement graves et ont motivé les travaux présentés dans cette thèse.

1.2 Rôle de l'infrastructure dans le système Véhicule Infrastructure Conducteur

Dans ces situations statistiquement rares que constituent les accidents -bien que trop nombreuses dans l'absolu-, le véhicule, l'infrastructure routière et le conducteur ont chacun leur part de responsabilité. Une étude portant sur les accidents aux États-Unis a permis d'estimer le rôle isolé du conducteur à 68%, celui du véhicule à 4% et celui de l'infrastructure à 4%. Pourtant, le rôle combiné de l'infrastructure et du conducteur s'élève à 28%. Ceci signifie que l'infrastructure peut être inadaptée par rapport au comportement des conducteurs. Mais quelles sont les paramètres de l'infrastructure ayant une influence sur le conducteur, sur le véhicule et sur les accidents ? Cette question est complexe, tant le nombre de paramètres de l'infrastructure est important et les types de véhicules et de conducteurs variés. Le premier problème consiste donc à comprendre et à étudier le rôle des différentes caractéristiques de la route telles que le rayon, le dévers, l'adhérence, la texture de chaussée ou la structure de l'accotement. Ces paramètres ont un déjà un rôle très important lorsqu'on les étudie de manière isolée mais on suppose que leur influence combinée est encore plus grande. Par exemple, la texture de chaussée, la température du revêtement et la hauteur d'eau sur la chaussée participent ensemble à déterminer la force maximale de contact mobilisable à l'interface entre le pneumatique et la chaussée. De la même manière, l'uni et le dévers modifient à la fois le comportement du véhicule et la quantité d'eau présente sur la chaussée. Une donnée particulièrement importante qui sera étudiée est la

visibilité. En effet, si les paramètres géométriques tels que le rayon, le dévers ou la pente et des paramètres météorologiques ont une influence importante sur le comportement du conducteur, celui-ci ne peut se fier qu'à deux de ses sens que sont la vue et le toucher. Le toucher participe au ressenti des sollicitations à travers le comportement du véhicule, comme lors d'un passage sur une route dont l'uni est fortement dégradé. La vue permet d'évaluer en permanence l'environnement direct du conducteur, dont la signalisation routière, et les conditions météorologiques.

1.3 Evaluation du niveau de sécurité offert par l'infrastructure

Bien que l'étude paraisse très importante, plusieurs méthodes existent déjà pour évaluer une infrastructure en fonction de ses caractéristiques. La plus simple est de vérifier si la route respecte les règles de conception. Ces règles énoncent des valeurs limites que ne doivent pas dépasser les paramètres routiers. Dans la plupart des cas les paramètres sont pris de manière isolée. Par exemple, une règle énonce que la pente de doit pas dépasser 7%. Pour d'autres, comme le dévers et le rayon, les règles tiennent compte de leurs influences combinées. Cette première méthode peut être appliquée pour effectuer un diagnostic. Une deuxième méthode consiste à réaliser des simulations de la dynamique des véhicules sur le tracé étudiée. Cette méthode, *a priori* infaillible, demande de connaître parfaitement les véhicules et les conducteurs étudiés. Ces deux premières méthodes ont le désavantage de ne pas donner de conseils sur l'amélioration des tracés. Enfin, des techniques ont été spécialement développées pour établir un diagnostic routier et fournir des conseils sur l'amélioration de l'itinéraire. C'est le cas d'ALERTINFRA en France et de MARVin en Autriche. Ces méthodes sont basées sur une première étape qui consiste à mesurer les caractéristiques de la route et sur une deuxième étape de traitement de ces données. Le traitement repose sur des relevés d'accidents et leur corrélation avec les paramètres routiers. Les conclusions sont souvent justifiées mais afin d'augmenter leurs fiabilités et leurs performances dans le temps, une validation physique est attendue. De plus, l'effet couplé de certains paramètres est encore difficile à modéliser.

1.4 Objectifs de la thèse

Le premier objectif de la thèse est d'approfondir la compréhension du rôle des caractéristiques de l'infrastructure dans l'occurrence de perte de contrôle de véhicules légers en virage d'un point de vue numérique et expérimental. Le but est de déterminer les vitesses limites d'usage en fonction des paramètres de la chaussée. Pour cela, sur des bases physiques, la dynamique du véhicule et le comportement du conducteur seront pris en compte pour établir des critères permettant de prévoir la perte de contrôle. Expérimentalement, l'évolution des variables de la dynamique du véhicule seront analysées, principalement en fonction de la vitesse du véhicule pour comprendre l'origine des pertes de contrôle.

Le deuxième objectif est de fixer les bases d'une méthode d'évaluation des tracés routiers. Deux approches seront appliquées de front : une méthode théorique basée sur les critères de perte de contrôle et leur sensibilité aux caractéristiques de l'infrastructure et une méthode numérique, modélisant finement le système Véhicule-Infrastructure-Conducteur (VIC).

Plusieurs séries d'expérimentations participeront aux études du premier objectif et permettront de valider les méthodes utilisées pour répondre au deuxième.

1.5 Organisation du mémoire

Ce mémoire s'organise autour de cinq chapitres dont le premier est le chapitre bibliographie. Il expose les travaux antérieurs à cette thèse ainsi que les critères et les méthodes d'évaluation d'itinéraires. Le deuxième chapitre présente les critères de perte de contrôle et la façon dont ils ont été construits. De plus, il détaille le calcul de la sensibilité de ces critères aux paramètres de l'infrastructure. Une modélisation complète du système VIC -empruntée aux algorithmes génétiques- est développée dans le troisième chapitre et plusieurs résultats de simulation sont exposés. Le quatrième chapitre présente la campagne expérimentale qui a été réalisée, le matériel d'essai ainsi que les résultats. Le dernier chapitre compare les résultats expérimentaux aux résultats théoriques et numériques.

Chapitre 2

Bibliographie

Sommaire

2.1	Paramètres de l'infrastructure routière	5
2.1.1	Les paramètres géométriques	5
2.1.2	L'adhérence	14
2.1.3	La visibilité	20
2.2	Les critères de perte de contrôle	25
2.2.1	Critères dynamiques	25
2.2.2	Critères psychologiques	32
2.2.3	Critères de LAMM	35
2.3	Méthodes d'analyse d'itinéraire	36
2.3.1	Alertinfra	37
2.3.2	MARVin	38

Ce premier chapitre consiste tout d'abord en un recensement des travaux réalisés jusqu'ici sur l'influence des paramètres de l'infrastructure routière sur l'occurrence de pertes de contrôle. Les principaux critères de calcul de risque basés sur ces paramètres sont ensuite exposés et, enfin, les méthodes actuelles d'évaluation des tracés routiers sont présentées.

2.1 Paramètres de l'infrastructure routière

Cette section détaille les paramètres de la route qui ont une influence reconnue sur le risque de perte de contrôle d'un véhicule. Les sources bibliographiques permettent généralement d'identifier ces influences de manière individuelle, notre ambition étant de déterminer aussi les influences combinées que nous suspectons d'être d'une importance assez forte.

2.1.1 Les paramètres géométriques

Les principaux paramètres liés à la définition et à l'étude d'un tracé routier sont les paramètres géométriques suivants :

- le rayon de courbure : le rayon de courbure est le rayon du cercle de courbure, c'est à dire le rayon du cercle le plus proche de la courbe au point étudié. Un véhicule circulant à une vitesse V dans un virage de rayon R_c subit une accélération transversale a_y , dite accélération centripète, dont la valeur est donnée par :

$$a_y = \frac{V^2}{R_c}$$

- le dévers : ou plus précisément l'angle de dévers est l'angle entre le profil transversal de la route et le plan horizontal au point considéré et est généralement exprimé en %. L'emploi d'un dévers non nul sur les routes est d'abord justifié pour permettre l'écoulement des eaux de pluie vers le bas-côté et ainsi réduire les risques d'aquaplanage. Il est aussi employé de manière plus appuyée (plus de 2%) pour contrer en partie l'effet de l'accélération centrifuge en y opposant une fraction de l'accélération de la pesanteur. Dans certains cas, notamment dans les ronds points, le dévers est dit « inversé » car son orientation est opposée au principe de sécurité et une partie de poids s'ajoute alors à la force centrifuge. Cela est nécessaire pour des raisons d'écoulement des eaux de pluie ou de faisabilité de raccordement géométrique de différentes sections ;
- la pente : l'angle de pente est l'angle entre le profil longitudinal de la route et le plan horizontal au point considéré. Cet angle, exprimé en %, n'est généralement pas voulu mais imposé par le passage des déformations du terrain. Sous l'effet de la pente, un transfert de charge de l'essieu avant à l'essieu arrière est observé ou l'inverse selon l'orientation de la pente. Ce transfert de charge modifie fortement le comportement du véhicule ;
- l'uni : caractérise les déformations longitudinales de la chaussée de plus d'un mètre de longueur d'onde, qui sont ressenties par le conducteur sous la forme d'inconfort, de pompage ou de tangage par exemple. Les véhicules sont équipés de suspensions permettant d'amortir les oscillations dues à l'uni, ce qui améliore le confort mais ne peut éviter des délestages et des surcharges successifs sur les pneumatiques, ce qui nuit à leur fonctionnement.

A ces paramètres, il est nécessaire de rajouter leurs amplitudes et vitesses de variations ainsi que des paramètres modifiant le comportement du conducteur tels que la largeur de voie de la chaussée, la longueur de la portion de ligne droite précédent un virage, la largeur de la zone de récupération en bord de voie. Enfin, un paramètre considéré comme primordial dans la survenue d'accidents est le taux de changement de courbure ou *Curvature Change Rate* (CCR). Ce paramètre représente la variation du rayon de courbure en fonction de l'abscisse curviligne.

Ce qui suit détaille l'influence des différents paramètres géométriques.

Le rayon de courbure

D'un point de vue dynamique, pour un véhicule se déplaçant à vitesse constante V dans un virage de rayon R_c et de dévers et de pente nuls, l'adhérence latérale consommée diminue quand le rayon augmente. En considérant, dans ce cas simple, que la perte de contrôle du véhicule apparaît lorsque l'adhérence consommée μ_c devient supérieure à l'adhérence disponible μ_a , on peut écrire comme condition de sécurité :

$$\mu_c = \frac{F_y}{F_z} = \frac{V^2}{R_c g} \leq \mu_a$$

La vitesse maximale V_{max} à laquelle un véhicule peut parcourir un virage de rayon R_c est donc définie par :

$$V_{max} = \sqrt{\mu_a R_c g}$$

L'évolution de la vitesse maximale en fonction du rayon de courbure pour différentes adhérences disponibles est présentée sur la figure 2.1. Les valeurs de l'adhérence choisies sont de 0,3 pour un revêtement usé, 0,6 pour un revêtement classique et 0,9 pour un revêtement neuf. Cette figure montre l'importance du rayon dans la contrôlabilité d'un véhicule. Cependant, le rayon de courbure est un paramètre sur lequel on peut difficilement agir tant en conception pour des raisons d'encombrement qu'en réfection pour des raisons de coût d'infrastructure. Pour cette

raison il est indispensable de s'intéresser aux autres paramètres géométriques qui peuvent être intégrés à un diagnostic de sécurité.

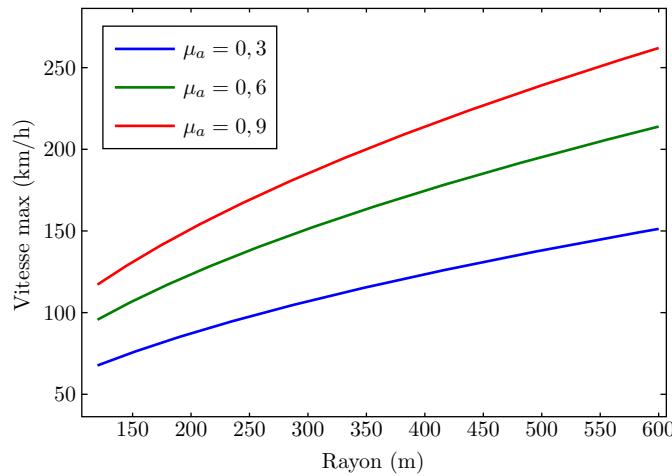


FIGURE 2.1 – Evolution de la vitesse maximale

D'un point de vue statistique, plusieurs études ont montré l'importance du rayon de courbure R_c ou de la courbure ρ qui n'est que l'inverse du rayon : $\rho = \frac{1}{R_c}$. Ces études définissent souvent un modèle d'accident qui prédit le nombre d'accidents pour un virage donné en fonction du rayon de courbure et d'autres paramètres jugés importants. Par exemple, dans [1], l'auteur obtient le modèle de prédiction suivant :

$$\begin{cases} \lambda_t = e^{-0.07130 + 0.80311 \ln L + 0.27017 \rho + 0.32660 T_r \times 10^{-4}} \\ \lambda_s = e^{-1.45703 + 0.86881 \ln L + 0.33793 \rho + 0.40863 T_r \times 10^{-4}} \end{cases} \quad (2.1)$$

où λ_t est le nombre total d'accidents prévus par an sur le virage, λ_s , le nombre d'accidents sévères par an, T_r le trafic annuel moyen en véhicules par jour, L la longueur du virage en km et ρ la courbure en km^{-1} . La figure 2.2 illustre l'évolution du nombre d'accidents en fonction du rayon de courbure et de la longueur du virage. Le trafic a été pris à sa valeur minimale autorisée par le modèle soit 17 640 véhicules jour. Cette modélisation, issue des statistiques montre l'effet important du rayon mais aussi celui de la longueur du virage. D'un point de vue psychologique, une étude [2] a comparé le niveau de sécurité perçu par les usagers pour différentes géométries de virages. 4 groupes de niveaux d'expérience différents constitués de 10 conducteurs ont jugé le niveau de sécurité offert par des virages à l'aide d'un dispositif expérimental simple combinant un écran de grande dimension à des séquences filmées de virages variés. Le niveau de sécurité perçu est traduit sur une échelle allant de 1 pour très dangereux à 7 pour très sûr. La figure 2.3 présente les résultats obtenus pour cette série de tests. L'influence du rayon est confirmée d'un point de vue psychologique. Le niveau de sécurité perçu augmente avec le rayon de courbure. Par contre, l'effet de la longueur de virage est différent selon le type de conducteur. Plus le conducteur est expérimenté et moins la longueur de virage a d'effet.

Le dévers

En ligne droite, un dévers est systématiquement mis en œuvre pour faciliter l'écoulement des eaux pluviales. En France, le dévers en ligne droite doit être de 2,5% au minimum vers l'extérieur de la chaussée. Le dévers, étant une rotation autour de l'axe longitudinal du véhicule, a pour effet de transférer une partie de la force de gravité sur les forces de contact transversales des

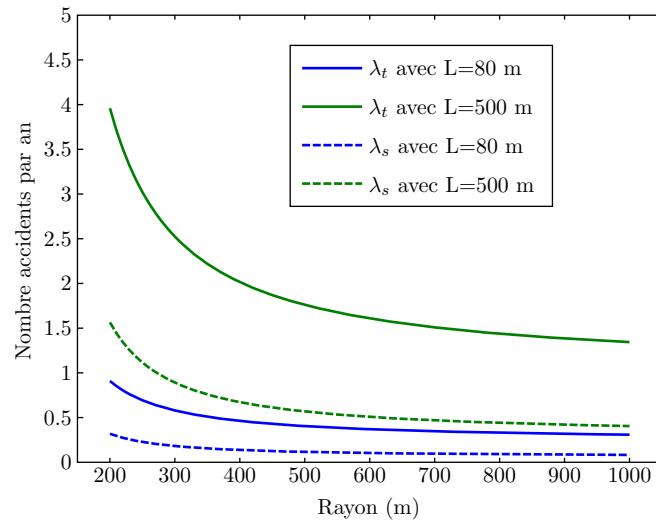


FIGURE 2.2 – Prévision du nombre d'accidents par an

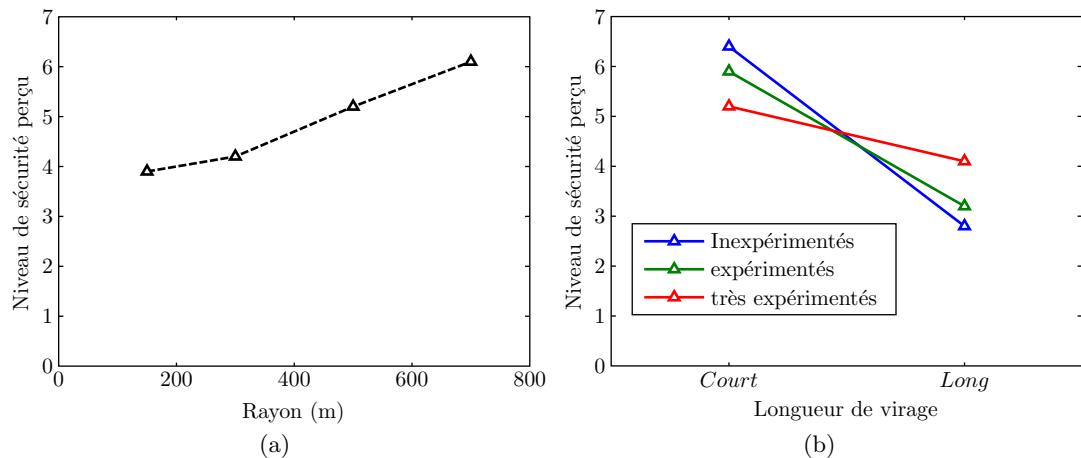


FIGURE 2.3 – Niveau de sécurité perçu : 2.3(a), en fonction du rayon ; 2.3(b), en fonction de la longueur de virage

pneumatiques. Selon son orientation et le rayon de courbure, ce transfert peut être bénéfique ou pénalisant pour la sécurité. En réalisant l'équilibre statique d'un véhicule modélisé par sa masse

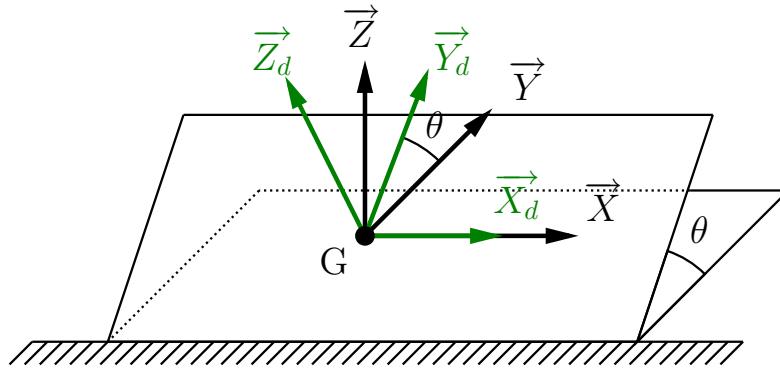


FIGURE 2.4 – Repère lié au dévers de la route

concentrée en son centre de gravité, on peut calculer les efforts globaux de contact transversal F_y et normal F_z .

$$\begin{pmatrix} 0 \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ m \frac{V^2}{R_c} \\ mg \end{pmatrix} \Rightarrow \begin{pmatrix} 0 \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ m \frac{V^2}{R_c} \cos \theta - mg \sin \theta \\ m \frac{V^2}{R_c} \sin \theta + mg \cos \theta \end{pmatrix} \quad (2.2)$$

Quatre situations se présentent alors :

- le dévers est négatif comme sur la figure 2.4 et le rayon est positif (le véhicule tourne vers la gauche). Cette situation va dans le sens de la sécurité ;
- le dévers est négatif et le rayon est négatif (le véhicule tourne vers la droite). Cette situation augmente le risque de sortie de voie ;
- le dévers est positif à l'inverse de la figure 2.4 et le rayon est négatif. Cette situation va aussi dans le sens de la sécurité ;
- le dévers est positif et le rayon est positif. Cette situation augmente le risque de sortie de voie.

Le choix du dévers pour un virage donné doit être fait en fonction du rayon de courbure et de l'adhérence. Certaines recherches ont privilégié le dévers comme variable d'étude. Le problème est de choisir correctement les dévers à appliquer pour plusieurs virages successifs sur un même itinéraire. En effet, pour qu'un conducteur, dans un souci de confort et de perception aisée, ait une impression de cohérence du tracé, il faut que la différence de sensation entre les différents virages de la route soit la plus faible possible. Pour cela, le concept de marge de sécurité, très utilisé en génie civil a été appliqué. Une proposition de définition de la marge de sécurité par NICHOLSON [3] la présente comme la différence entre la vitesse limite de passage en courbe et la vitesse de conception. La vitesse de conception étant la vitesse limite de passage déterminée par une formule de l'AASHTO [4].

$$V_{limAASHTO} = \sqrt{\frac{R(\theta + \mu)}{0,00787}}$$

Au final, pour qu'un itinéraire soit le plus cohérent possible, il faut que la variance de la marge de sécurité sur cet itinéraire soit minimale et que la marge de sécurité soit maximale.

EASA [5] a proposé une méthode d'optimisation permettant de déterminer le dévers à utiliser sur un itinéraire. La contrainte principale de cette technique est la minimisation de la variance de la marge de sécurité. Pour cela, il suppose que l'adhérence μ varie de manière quadratique avec la courbure ρ soit : $\mu = a + b\rho + c\rho^2$. Les coefficients de ce polynôme sont les variables de décision de l'algorithme d'optimisation. Ensuite, le dévers est calculé par :

$$\theta = \frac{0.00787V^2}{R_c} - \mu,$$

puis la marge de sécurité M est $M = V_{limAASHTO} - V$. Les résultats de cette méthode sont présentés sur la figure 2.5. On constate que le dévers est très fort pour des rayons faibles et atteint une valeur proche du dévers requis en ligne droite pour un rayon de 350 m.

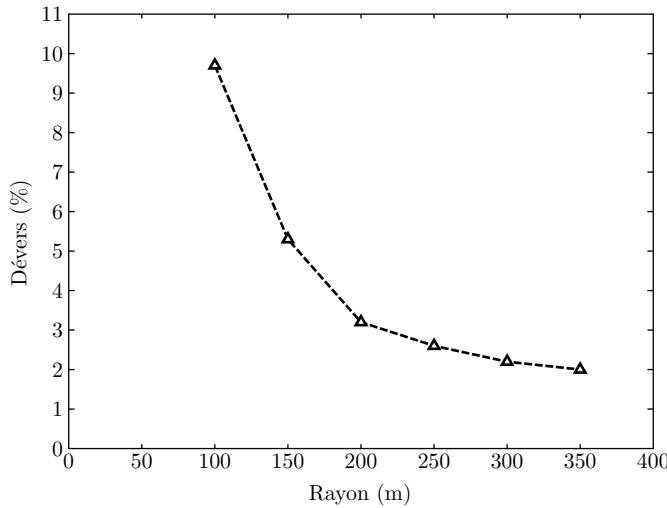


FIGURE 2.5 – Dévers en fonction du rayon par la méthode d'optimisation

La pente

Les personnes travaillant dans le domaine de la conception des routes définissent une pente comme une route qui descend et le rampe comme une route qui monte. Dans ce mémoire, la pente est le terme générique qui définit l'angle de la route autour d'un axe transversal par rapport au plan horizontal, qu'il soit positif ou négatif. D'un point de vue dynamique, la pente p a trois effets :

- un transfert de charge longitudinal. En montée, une partie de la charge sur l'essieu avant se transfère sur l'essieu arrière ce qui indique que des véhicules à propulsion seraient aptes à gravir de plus fortes pentes que des véhicules à traction. En descente, l'inverse se produit ;
- un pompage. La variation de la géométrie et l'inertie du véhicule génèrent un pompage de la caisse dont l'intensité augmente avec la vitesse du véhicule et la courbure de la pente ;
- une force centrifuge. Lorsque la pente varie, un rayon de pente apparaît et donc une force centrifuge. En sommet de côte, la force centrifuge déleste les deux essieux alors qu'en bas de côte chaque essieu est lesté.

Pour un véhicule se déplaçant à vitesse constante en pente et à partir des lois de la mécanique et du modèle simple représenté sur le schéma de la figure 2.6 (où $p < 0$ ce qui correspond à un transfert de charge vers l'essieu avant), on peut calculer que le transfert de charge ΔF_z sur les

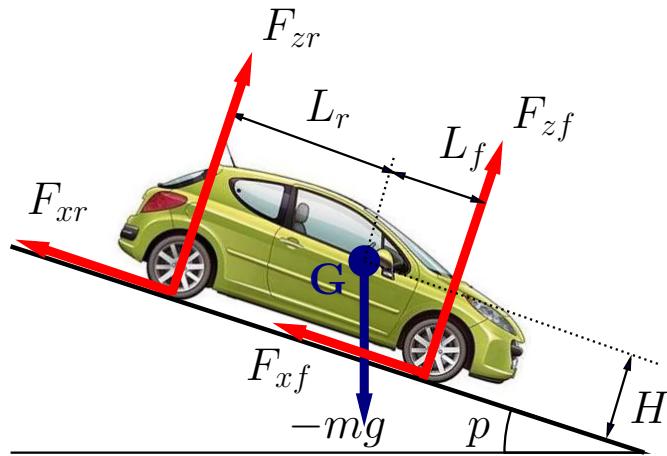


FIGURE 2.6 – Effet de la pente

différents essieux peut être exprimé comme :

$$\begin{cases} \Delta F_{zf} = -mgp\frac{H_g}{L} \\ \Delta F_{zr} = mgp\frac{H_g}{L} \end{cases} \quad (2.3)$$

où F_{zf} et F_{zr} sont respectivement les forces normales de réaction sur les essieux avant et arrière, m est la masse du véhicule, H_g la hauteur du centre de gravité et L l'empattement du véhicule. Ces équations montrent le rôle important du rapport $\frac{H_g}{L}$ lié aux paramètres du véhicule. La force centrifuge s'exerçant sur la caisse du véhicule quand il parcourt une route ayant un rayon de pente R_p fini, a pour effet de lever ou délester les essieux. Cependant, cet effet peut être négligeable si le rayon de pente est important.

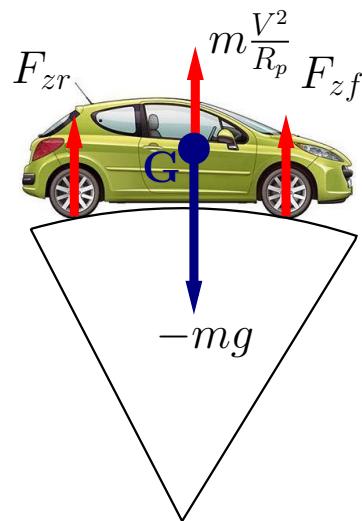


FIGURE 2.7 – Effet du rayon de pente

En recherchant l'équilibre dynamique du modèle représenté par la figure 2.7, les efforts normaux de réaction sur les essieux avant et arrière, F_{zf} et F_{zr} , peuvent s'exprimer comme :

$$\begin{cases} F_{zf} = \left(mg - \frac{V^2}{R_p} \right) \frac{L_r}{L} \\ F_{zr} = \left(mg - \frac{V^2}{R_p} \right) \frac{L_f}{L} \end{cases} \quad (2.4)$$

Le rayon de pente R_p est positif en sommet de côte (dit en « angle saillant ») et les essieux sont



FIGURE 2.8 – Effet des forces d'inertie

donc délestés alors qu'il est négatif en bas de côte (dit en « angle rentrant ») où les essieux sont lestés. On comprend facilement que le cas le plus dangereux, sur le plan dynamique, est celui en « angle saillant » lorsque le rayon de pente est faible. Un recueil des différentes études statistiques [6] concernant l'effet de la pente sur les accidents a été établi en 2001. Ces études, relativement anciennes (de 1956 à 1992) montrent l'effet non négligeable de la pente, notamment en descente, dans la génération d'accidents. MULLINS [7] a analysé le rôle du placement du véhicule dans la pente sur les accidents (Figure 2.9). Cette figure montre l'importance du nombre d'accidents en approche d'un creux. Ceci peut s'expliquer par le transfert de charge du train arrière au train avant, situation favorisant la perte de contrôle du train arrière (en virage). Cet effet peut être combiné à une faible visibilité et donc à des commandes plus brusques. Dans la plupart des études portant sur le niveau de danger en pente, la part prépondérante des descentes a été détectée.

L'uni

L'uni est un paramètre important mais dont l'influence sur les pertes de contrôle est difficile à quantifier. En effet, il a un rôle primordial dans le choix de la vitesse par le conducteur. Lors d'un passage sur une zone dont l'uni est fortement dégradé, le conducteur réduit naturellement son allure pour augmenter son confort. Il est avec la hauteur d'eau, le deuxième paramètre de l'infrastructure choisi par le conducteur pour moduler sa vitesse [8]. Dans une étude, KANEL-LAIDIS liste quatorze paramètres (Table 2.1) de l'infrastructure et leur influence dans le choix du conducteur d'une vitesse à pratiquer. L'influence a été analysée d'un point de vue psychologique. Le paramètre arrivant en tête est la distance de visibilité et est détaillé dans la section suivante. Le rayon arrive en troisième, le dévers en huitième et la pente en onzième position. Aussi, l'uni a pour effet de délester de manière périodique les pneumatiques et avec les caractéristiques hystérotiques des pneumatiques et de la suspension, la force normale moyenne est plus faible que

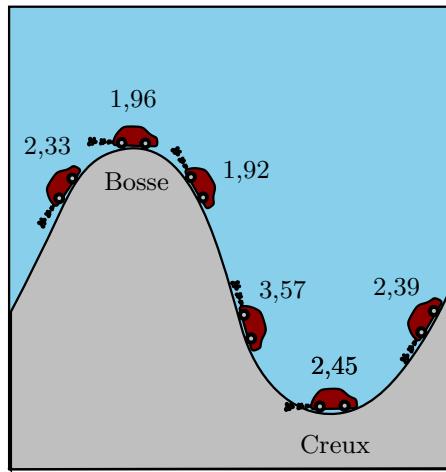


FIGURE 2.9 – Rôle de la pente, accidents par million de véhicules miles

Paramètre routier	Classement
État de surface (uni, hauteur d'eau,...)	2
Nombre de voies	10
Largeur de voie	12
Existence d'un accotement libre	14
Existence d'une ligne médiane	6
Existence de barrières de sécurité	7
Rayon de courbure	3
Signalisation standard	5
Signalisation additionnelle	4
Signalisation de limite de vitesse	13
Dévers	8
Distance de visibilité	1
Longueur du virage	9
Pente	11

TABLE 2.1 – Classement psychologique de l'influence des paramètres de l'infrastructure sur le choix de la vitesse d'usage

sur une route à l'uni parfait [9, 10, 11]. Au final l'adhérence mobilisable est plus faible sur un uni dégradé que sur un uni de bonne qualité. Cet effet a été mis en avant par GOTHIÉ au cours d'essais sur l'influence de l'uni sur les distances d'arrêt [12, 13]. Les fréquences qui délestent la roue sont comprises entre 10 et 17 Hz ce qui représente un véhicule se déplaçant à 72 km/h sur des déformations entre 1,2 et 2 mètres. Pour une vitesse initiale de 120 km/h sur sol mouillé, les distances d'arrêt ont varié de 112 m pour un uni de note d'onde courte 5 à 102 mètres pour une note d'onde courte de 8. La note d'onde courte est une note quantifiant l'importance des défauts d'uni et est comprise entre 0 pour un uni fortement dégradé et 10 pour un uni parfait. Elle est calculée pour des défauts d'uni dont la longueur varie entre 0,7 et 2,8 m.

Le taux de changement de courbure

Le taux de changement de courbure (CCR pour Curvature Change Rate) est un des paramètres de l'infrastructure le plus traité lors d'études d'accidentologie [14, 15, 16]. Ce taux s'exprime généralement en grade par kilomètre (gr/km) et pour un virage isolé et conforme à la norme en vigueur, c'est à dire introduit et conclut par une clohoïde, il peut être calculé à l'aide de la formule suivante :

$$CCR = \frac{200 \times 10^3 \left(\frac{L_1}{2R} + \frac{L_c}{R} + \frac{L_2}{2R} \right)}{L\pi} \quad (2.5)$$

Où $L = L_1 + L_c + L_2$ avec L_c la longueur centrale du virage à rayon constant et L_1 et L_2 les longueurs des clohoïdes d'entrée et de sortie de virage. R est le rayon de courbure dans la partie centrale du virage. A partir de ce taux de courbure, LAMM [14] considère que si :

- $0 < CCR < 180$, la conception est bonne ;
- $180 < CCR < 360$, la conception est moyenne ;
- $CCR > 360$, la conception est mauvaise.

Une autre formule permet de calculer le CCR lorsque la mesure du rayon de courbure R est discrète et que deux mesures consécutives sont espacées d'une distance ds :

$$CCR = \frac{2}{ds} \arcsin \left(\frac{ds}{2R} \right) \quad (2.6)$$

2.1.2 L'adhérence

L'adhérence est un phénomène complexe générant des forces de contact qui s'opposent au mouvement relatif de deux corps. Pour obtenir, dans certains cas particuliers, le comportement de deux corps en contact, il faudra s'intéresser au problème à l'échelle moléculaire. Mais sans aller jusque là, des lois simplifiées permettent d'exprimer ce que sont les forces de frottement. DOWSON a réalisé en 1979 un historique de la tribologie (définie comme étant la science du contact) et parmi ses travaux figurent les lois d'AMONTONS qui énoncent que la force tangentielle de frottement F_x est proportionnelle à la force normale F_z :

$$F_x = \mu F_z, \quad (2.7)$$

où μ est nommé coefficient de frottement et en prenant pour hypothèse que la force tangentielle ne dépend pas de la surface apparente de contact entre les deux corps. La suite de cette partie détaillera l'influence des différents facteurs sur l'adhérence des chaussées.

Phénomènes mécaniques

Pour l'étude de l'adhérence des chaussées, on s'intéresse plus particulièrement au couple pneumatique-chaussée, pour lequel les phénomènes d'adhérence sont complexes car le pneuma-

tique a un comportement viscoélastique [17]. De ce comportement découlent deux propriétés du contact :

- l'hystérèse : déphasage entre contraintes et déformations ;
- la dissipation.

Ces phénomènes, couplés à une chaussée de texture complexe entraînent deux comportements : l'adhésion et l'indentation.

L'indentation [18] provient de la flexibilité du caoutchouc qui lui permet de s'adapter aux irrégularités de surface de la route. Lorsque le pavé de caoutchouc entre en contact avec les aspérités de la chaussée, il se déforme. Cependant, à cause du caractère viscoélastique du pneumatique, le pavé ne revient pas à sa forme d'origine immédiatement de l'autre côté de l'aspérité. L'indentation provient d'aspérités de dimensions comprises entre un micromètre et quelques millimètres. Ce phénomène est présent même en présence d'eau [19], hors situation de séparation complète des corps (aquaplanage).

L'adhésion résulte des interactions présentes entre le sol et la gomme du pneumatique (forces de Van der Waals) [18, 20]. Ces liens se forment, s'étirent, se brisent puis se reforment un peu après. Les frottements internes aux matériaux augmentent l'ampleur du phénomène d'adhésion par un facteur 100 à 1000 selon la température et la vitesse de glissement. La condition essentielle à l'adhésion est le contact direct entre le pneumatique et la chaussée. La distance entre la chaussée et le pneumatique doit être inférieure à un nanomètre ce qui correspond à une route propre et sèche. L'adhésion moléculaire intervient à des fréquences de sollicitations comprises entre 1 MHz et 1 GHz. Ces deux phénomènes de contact sont représentés sur la figure 2.10.

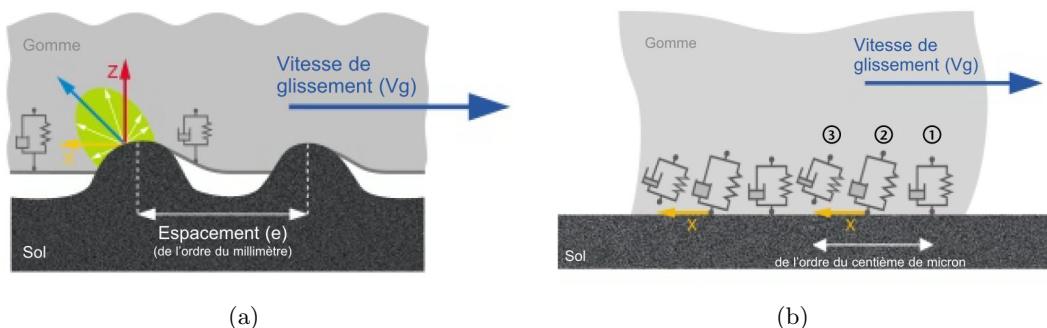


FIGURE 2.10 – Phénomènes de contact : 2.10(a), indentation ; 2.10(b), adhésion. Source : [18]

Modèles globaux

Les manufacturiers de pneumatiques utilisent des modèles leur permettant de calculer les forces de frottement à partir de données globales comme les angles d'inclinaison des pneumatiques, la force normale appliquée à la roue ainsi que les angles de dérive et de glissement du pneumatique. Un des modèles les plus utilisés est le modèle de PACEJKA [21], souvent présenté comme la « formule magique ». Généralement, les manufacturiers réalisent des expériences pour obtenir les coefficients nécessaires à l'utilisation de ce modèle sur leur gamme de pneumatiques. La « formule magique » permet en ne modifiant que quatre paramètres, de formuler différents efforts de contact. Par exemple la force de contact latérale est donnée par :

$$F_y = D \sin \{C \arctan[B\alpha - E(B\alpha - \arctan(B\alpha))]\}, \quad (2.8)$$

où α est l'angle de dérive du pneumatique considéré. Les coefficients B, C, D et E varient en fonction des données globales énoncées précédemment. Une exemple de force latérale pour les roues avant et arrière d'un véhicule en fonction de l'angle de dérive est donné sur la figure 2.11. Un autre modèle empirique est celui de BURCKHARDT [22] utilisé dans la thèse de MENDOZA

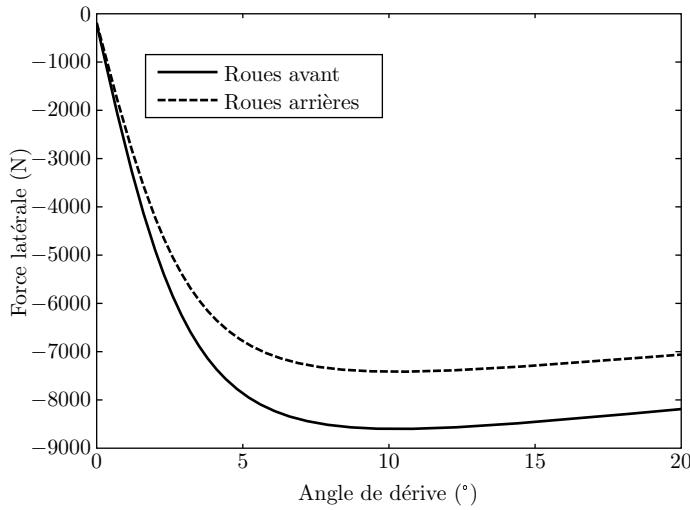


FIGURE 2.11 – Forces latérales

[23]. Ce modèle permet de calculer l'adhérence globale consommée par le contact pneumatique chaussée :

$$\mu(\sigma) = [c_1(1 - e^{-c_2\sigma}) - c_3\sigma]e^{-c_4\sigma v}(1 - c_5F_z^2), \quad (2.9)$$

où F_z est la force normale, v la vitesse du véhicule, σ le glissement résultant du pneumatique. Les coefficients de ce modèle peuvent être exprimés en fonction du revêtement (table 2.2). A

Surface	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5
Asphalte (sec)	1.2801	23.99	0.52	0.02	0.0015
Asphalte (humide)	0.857	33.822	0.347	0.02	0.0015
Béton (humide)	1.1973	25.168	0.5373	0.02	0.0015
Enneigée	0.1946	94.129	0.0646	0.02	0.0015
Glacée	0.05	306.39	0	0.02	0.0015

TABLE 2.2 – Exemple de coefficients pour le modèle BURCKHARDT

partir de coefficients de ce type, il est possible de tracer la figure 2.12.

Adhérence et texture

Comme cela a été vu précédemment, la fréquence de sollicitation du pneumatique a un rôle majeur dans la génération des forces d'adhérence. Or, cette fréquence est fonction de la vitesse de glissement du pneumatique et des caractéristiques géométriques de la texture de chaussée. La texture étant une irrégularité de la chaussée, elle peut être décomposée en deux échelles appelées macrotexture et microtexture. La macrotexture représente des aspérités dont les dimensions sont comprises entre 0,1 mm et 20 mm verticalement et entre 0,5 et 50 mm horizontalement. La microtexture représente des irrégularités dont les dimensions sont comprises entre 0,001 mm et

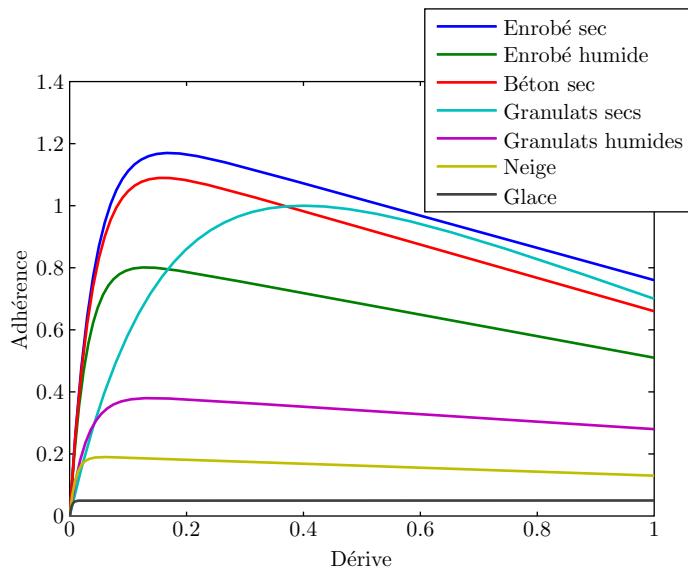


FIGURE 2.12 – Adhérences de revêtements

0,5 mm verticalement et inférieures à 0,5 mm horizontalement [24]. Généralement, il est admis que l'adhérence dépend principalement de la microtexture sauf à grande vitesse où la présence d'eau peut l'obstruer complètement [25]. En partant de ce constat et sachant qu'en présence d'eau le phénomène d'adhésion est négligeable, un modèle basé sur le mécanisme d'hystéresis a été développé au LCPC (modèle de STÉFANI). Ce modèle représente le pneumatique par un solide de KELVIN avançant à une vitesse de glissement V par rapport à la microtexture. L'intégration sur les durées de contact t_1 et t_2 (Figure 2.13) à partir du modèle permet d'obtenir les efforts horizontaux F_x et verticaux F_z et donc le coefficient de frottement μ :

$$\mu = \frac{F_x}{F_z} \quad (2.10)$$

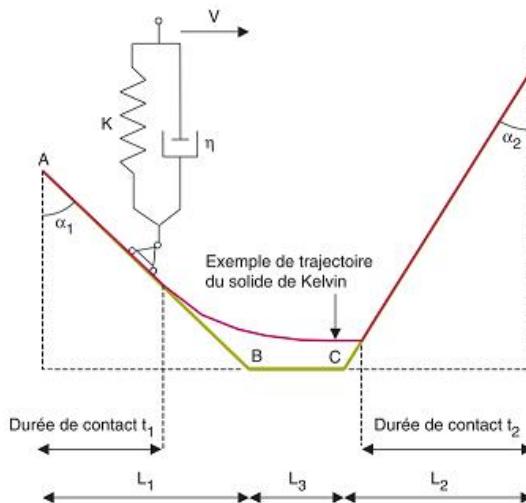


FIGURE 2.13 – Modèle de Stefani

D'un point de vue expérimental, DELANNE a réalisé des essais sur différents revêtements

pour analyser l'effet de la texture sur l'adhérence. Les résultats sont disponibles dans [26] où l'auteur a mis en évidence la dépendance de l'adhérence à la vitesse.

Adhérence en présence d'eau

Lors d'études de sécurité routière et plus généralement pour toute étude de sécurité, il est prudent de se placer dans le cas le plus défavorable. Pour l'estimation de l'influence de l'adhérence sur le nombre d'accidents, il faut se placer dans le cas où les chaussées ont l'adhérence la plus faible. L'adhérence sur chaussée mouillée est le cas le plus répandu [27, 28]. Comme cela a été vu dans la section précédente, l'eau a pour effet non seulement d'annuler les forces d'adhésion mais aussi de diminuer les forces de contact dues à la macrotexture. De plus, lorsque la hauteur d'eau devient importante le phénomène d'aquaplanage peut apparaître [29]. Une étude statistique a montré l'influence de la présence d'eau et de l'adhérence de la chaussée sur les accidents [30]. Un des principaux résultats de ces travaux est présenté sur la figure 2.14

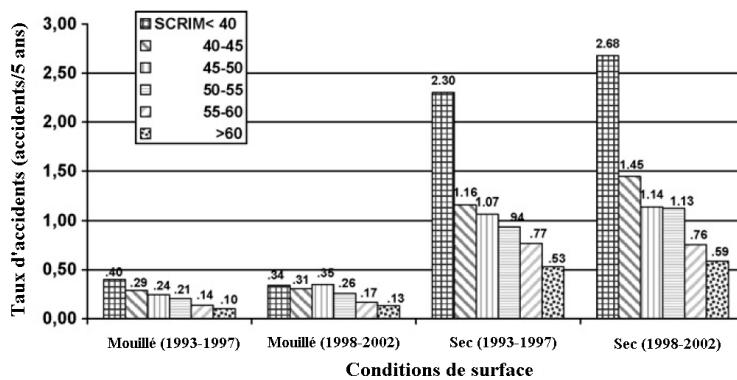


FIGURE 2.14 – Taux d'accident par gamme d'adhérence SCRIM : source [30]

Premièrement, ils montrent qu'il y a moins d'accidents sur route mouillée mais aucune indication n'est donnée sur la durée pendant laquelle la chaussée est mouillée. Dans tous les cas, l'auteur constate une augmentation du taux d'accident lorsque l'adhérence diminue. Un point particulier est l'augmentation brutale du taux d'accident à faible adhérence sur chaussée sèche. Cet effet n'est pas visible lorsque la chaussée est mouillée.

Un autre problème concernant l'état de mouillage des chaussées est de connaître l'influence de la hauteur d'eau sur le niveau d'adhérence. Ce travail a été réalisé par GOTHIÉ qui a déterminé la formule empirique suivante :

$$\mu = -0.081 \ln h_{eau} + (CFT - 0,05), \quad (2.11)$$

où le coefficient CFT est le coefficient de frottement transversal, tel que mesuré à l'aide du SCRIM qui est un appareil largement utilisé pour le suivi de l'adhérence du réseau national. Une illustration de la décroissance de l'adhérence avec la hauteur d'eau par cette formule est donnée sur la figure 2.15.

CHESTERTON [31] donne des formules empiriques pour calculer la hauteur du film d'eau h_{eau} en mm en fonction de l'intensité de la pluie I en mm/h, de la longueur d'écoulement L_e en m et de la pente le long de l'écoulement p_e :

$$h_{eau} = 0,046 \frac{\sqrt{L_e I}}{p_e^{1/5}} \quad (2.12)$$

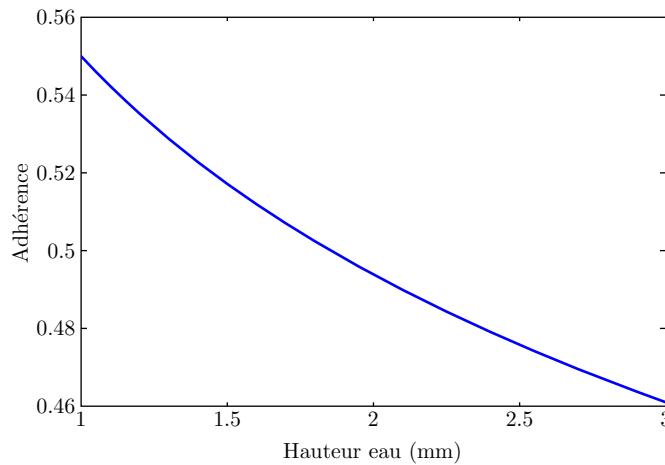


FIGURE 2.15 – Relation adhérence-hauteur d'eau

La pente le long de l'écoulement est exprimée en fonction des pentes longitudinale p et transversale θ :

$$p_e = \sqrt{p^2 + \theta^2} \quad (2.13)$$

La longueur de l'écoulement peut s'exprimer en fonction du dévers, de la largeur de la route participant à l'écoulement W et de p_e .

$$L_e = W \frac{p_e}{\theta} \quad (2.14)$$

Adhérence en fonction de l'uni

L'uni, combiné aux caractéristiques hystérétiques des pneumatiques et de la suspension a pour effet de délester en partie les roues du véhicule. L'intensité du délestage dépend des caractéristiques des défauts d'uni. Les travaux de GOTHIÉ [12] à ce sujet ont permis de constater que la distance d'arrêt s'allongeait lorsque l'uni se dégradait. Un des résultats de cette étude est une relation entre la distance d'arrêt et la note d'uni d'ondes courtes pour une vitesse initiale du véhicule de 120 km/h :

$$D_a = -3,29N + 128,6 \quad (2.15)$$

où D_a est la distance d'arrêt et N la note d'ondes courtes. Cette note est comprise entre 0 pour un uni fortement dégradé et 10 pour un uni parfait. A l'aide d'un modèle mécanique simple, on trouve que :

$$D_a = \frac{V_0^2}{2\mu g} \Rightarrow \mu = \frac{V_0^2}{2D_a g} \quad (2.16)$$

où V_0 est la vitesse initiale en ms^{-1} , μ le coefficient de frottement et g l'accélération de la pesanteur ($g = 9,1ms^{-2}$). D'après cette équation et les travaux de [12], on peut écrire :

$$\mu = \frac{V_0^2}{2(-3,29N + 128,6)g} \quad (2.17)$$

Cette équation est valable sur le revêtement d'essai (béton bitumineux très mince, BBTM) et avec une vitesse initiale de 120 km/h. Un graphique montrant la variation de l'adhérence en fonction de l'uni est fourni sur la figure 2.16

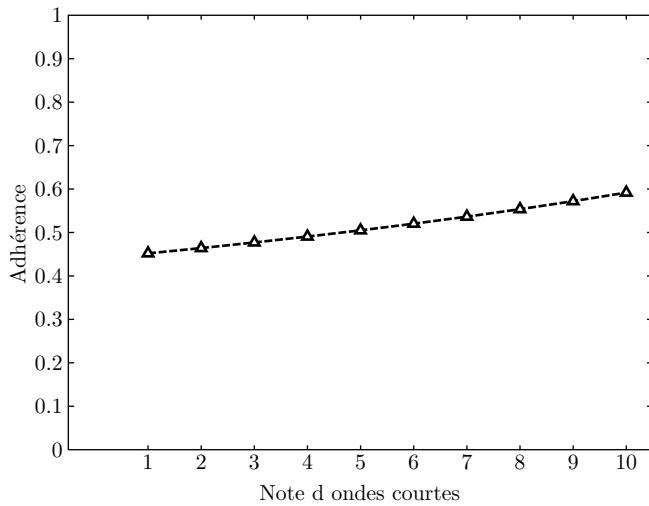


FIGURE 2.16 – Relation adhérence-note d'ondes courtes (uni)

2.1.3 La visibilité

La visibilité est un paramètre majeur dans l'étude de la sécurité routière. Comme vu précédemment, la distance de visibilité est le premier facteur pris en compte par le conducteur pour adapter sa vitesse. La visibilité est un domaine de recherche très vaste qui peut être décomposé en trois thématiques :

- la visibilité géométrique : elle est liée aux caractéristiques géométriques du tracé (rayon de courbure, pente, dévers, uni, accotement libre en bord de voie,...) ;
- la visibilité photométrique : la perception de l'environnement varie en fonction du contraste des couleurs des différents éléments du paysage routiers ainsi que de la luminosité ambiante et plusieurs autres paramètres. La visibilité photométrique concerne ces différents facteurs ;
- la visibilité météorologique : elle dépend des conditions météorologiques. Principalement, les études concernent la présence de brouillard, de fortes pluies ou d'aveuglement liés au soleil [32, 31].

La suite de cette section présente quelques travaux dans ces trois thématiques qui visent à calculer les distances de visibilité dans différentes situations.

La visibilité géométrique

Dans l'absolu, l'analyse de la visibilité géométrique paraît très simple. Cependant, ce n'est pas le cas. En effet, pour calculer une distance de visibilité en fonction de la géométrie, il faut combiner les différents paramètres de la chaussée avec les caractéristiques visuelles du conducteur. L'étude du champ de vision est très complexe car il varie en fonction du conducteur et en fonction du temps et de la physiologie (fatigue, ébriété, drogue,...) pour un même conducteur. Les formules largement utilisées sont celles du SETRA [33] qui permettent de calculer la distance de visibilité en courbe et en pente. En courbe 2.17, la distance de visibilité est ainsi exprimée :

$$D_{vis} = 2d = 2\sqrt{(R_c + e)^2 - R_c^2} = \sqrt{8R_ce + 4e^2} \approx \sqrt{8R_ce} \quad (2.18)$$

où D_{vis} est la distance de visibilité en courbe, R_c le rayon de courbure et e l'espacement latéral entre le véhicule et le bord de voie. En posant $e = 2 + l_a$, où l_a est la largeur libre de l'accotement, la distance de visibilité devient :

$$D_{vis} = \sqrt{8R_c(2 + l_a)} \quad (2.19)$$

Des illustrations de la distance de visibilité en courbe sont fournies sur la figure 2.18 Pour la

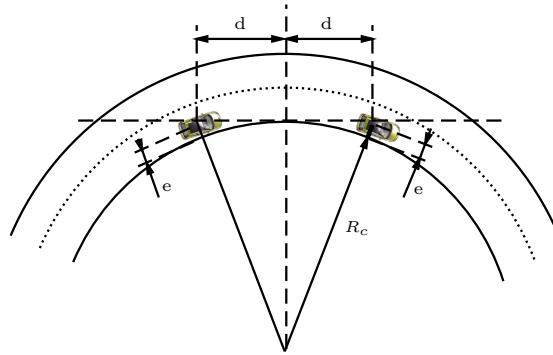


FIGURE 2.17 – Visibilité en courbe

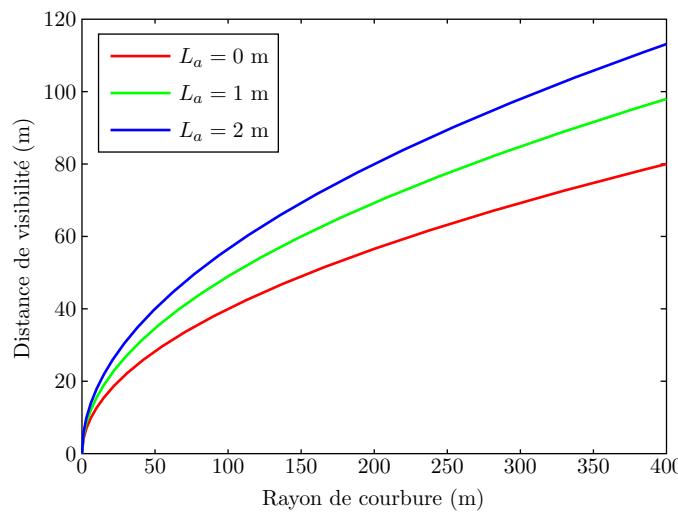


FIGURE 2.18 – Distance de visibilité en courbe

distance de visibilité en pente, le schéma de calcul est représenté sur la figure 2.19. Avec ce schéma et à partir de l'équation d'un cercle, les distances x_0 et x_v peuvent s'écrire comme :

$$x_0 = \sqrt{2R_p h_0}, \quad x_v = \sqrt{2R_p h_v} \quad (2.20)$$

où R_p est le rayon de pente, h_0 la hauteur de l'œil du conducteur et h_v la hauteur visée par le conducteur. Ceci permet d'obtenir la distance de visibilité en pente :

$$D_{vis} = x_0 + x_v = \sqrt{2R_p}(\sqrt{h_0} + \sqrt{h_v}) \quad (2.21)$$

Un exemple est illustré sur la figure 2.20. Une remarque est que le calcul de la distance de visibilité est séparé en une partie en courbe et qui plus est à rayon constant et en une partie en pente. En réalité, la courbure d'un virage et la pente sont souvent combinées. La recommandation du SETRA consiste alors à prendre comme distance de visibilité réelle la valeur minimale entre la visibilité en pente et en courbe :

$$D_{vis} = \min(D_{vis}(courbe), D_{vis}(pente)) \quad (2.22)$$

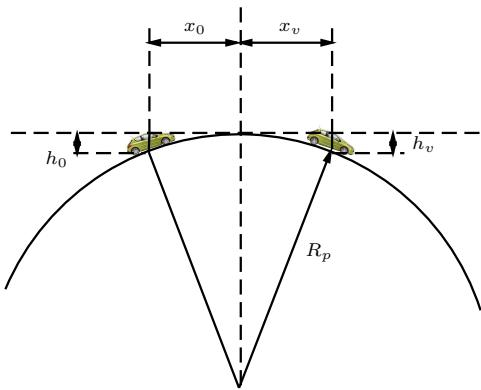


FIGURE 2.19 – Visibilité en pente

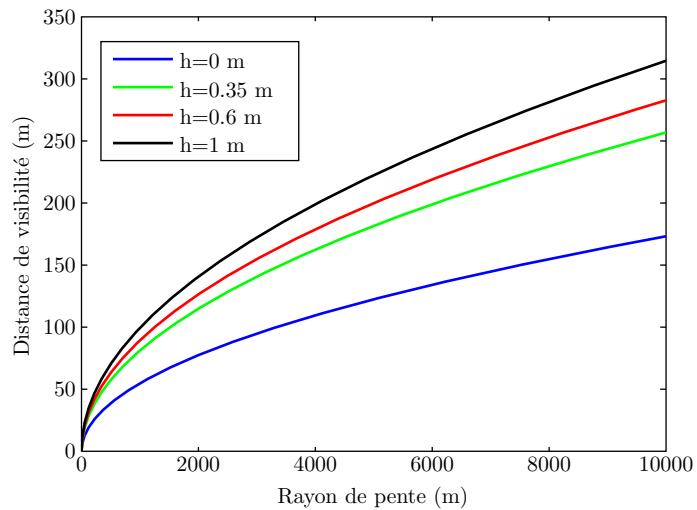


FIGURE 2.20 – Distance de visibilité en pente

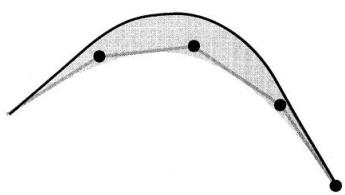


FIGURE 2.21 – Calcul de l'accotement libre

Une étude de LOVELL [34] expose une méthode de calcul de la largeur libre de l'accotement en utilisant une approximation linéaire par morceaux (Fig. 2.21). De nombreux autres travaux ont permis l'analyse de la distance de visibilité en trois dimensions [35, 36, 37]. Par exemple, dans [36], la visibilité de nuit en bas de côte est étudiée en trois dimensions. L'ampleur du champ de vision est donc contraint par la lumière fournie par les phares du véhicule. Sur la figure 2.22 est représentée l'approximation choisie pour le champ de vision de nuit. Chaque phare génère une pyramide de lumière. À partir de ce modèle et de la distance de visibilité recommandée

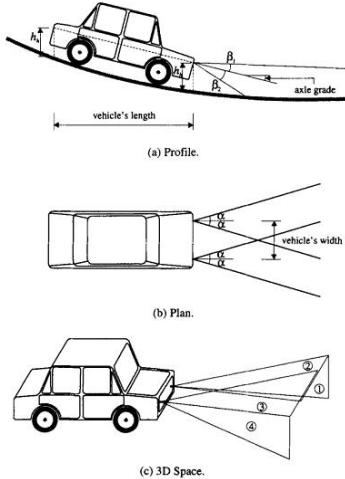


FIGURE 2.22 – Champ de vision de nuit

$D_{vis} = 220 \text{ m}$, HASSAN a calculé une vitesse limite de passage :

$$D_{vis} = 0,278tV + \frac{V^2}{254(\mu \pm p)} \quad (2.23)$$

où V est la vitesse du véhicule en km/h, $t = 2,5 \text{ s}$ le temps de perception et de réaction, μ le coefficient d'adhérence et p la pente moyenne de la route sur la distance de visibilité.

La visibilité photométrique

La visibilité photométrique a été largement abordée dans le numéro spécial du BLPC de février 1993 dans le cadre de la visibilité d'un panneau de signalisation. COLOMB [38] sépare la notion de visibilité nocturne en deux parties :

- la détectabilité d'un objet, sur un fond supposé uniforme, est fonction de la taille de l'objet, de son contraste avec le fond et de la luminance du fond. Le contraste avec le fond C est fonction de la luminance de l'objet L et de la luminance du fond L_f :

$$C = \left| \frac{L - L_f}{L_f} \right| \quad (2.24)$$

Ensuite, une formule empirique permet de calculer la distance de détectabilité en fonction de la taille h de l'objet pour une luminance du fond constante ($L_f = 1 \text{ cd/m}^2$).

$$D_{det} = \frac{h}{a} (\log C + b) \quad (2.25)$$

où a et b sont des constantes à déterminer expérimentalement.

- la lisibilité d'un message dépend de l'acuité visuelle de l'observateur et de la taille du détail observé. Une formule empirique permet de calculer la distance de lisibilité en fonction de la luminance du fond, du contraste et de la taille x du détail à lire.

$$D_{lis} = 3438x(0,06298L_f^{0,2131}C^{0,53158}) \quad (2.26)$$

La visibilité météorologique

La visibilité météorologique est liée aux conditions extérieures. Par exemple, la pluie affecte directement la vision par interposition de gouttes qui forment un écran plus ou moins dense entre le conducteur et l'objet regardé, diminuant ainsi la visibilité totale. CHESTERTON [31] présente la formule de IVEY pour calculer la distance de visibilité en mètres en fonction de l'intensité de pluie I en mm/h et de la vitesse du véhicule V en km/h.

$$D_{vis} = \frac{350230}{I^{0,68}V} \quad (2.27)$$

Des résultats de calcul en utilisant cette formule sont présentés sur la figure 2.23. En présence

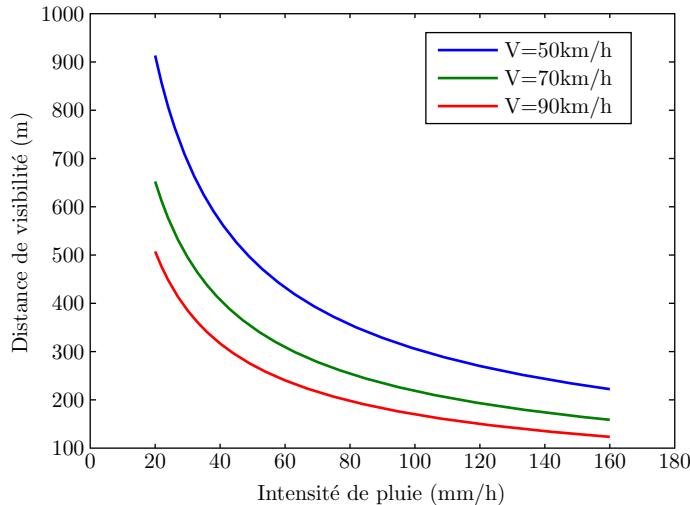


FIGURE 2.23 – Distance de visibilité par temps de pluie

de brouillard, non seulement la distance de visibilité diminue fortement mais les comportements des conducteurs sont plus fortement modifiés que par temps de pluie. En effet, la mauvaise perception et le côté inhabituel de la situation entraîne des comportements fragilisant la sécurité globale. Ainsi, en présence de brouillard, 96% des usagers de la route roulent à une vitesse telle que leur distance d'arrêt est supérieure à la distance de visibilité [32]. De plus, le taux de non respect des distances inter-véhiculaires double en présence de brouillard. Aussi, les travaux de HAUTIÈRE [39] exposent l'influence du brouillard sur la visibilité. Le brouillard est constitué de fines gouttelettes d'eau qui absorbent et diffusent la lumière. La combinaison de ces deux phénomènes est appelée extinction. Il est donc possible de caractériser le brouillard par un facteur k appelé facteur d'extinction. Ce coefficient dépend de la répartition volumétrique des gouttes d'eau. L'intensité d'un flux lumineux traversant une zone de brouillard diminue avec la distance selon une fonction exponentielle.

$$\Phi(d) = \Phi_0 e^{-kd} \quad (2.28)$$

où d est l'épaisseur du brouillard, $\phi(d)$ l'intensité du flux lumineux à une distance d et Φ_0 , l'intensité du flux lumineux à la source. La loi de KOSCHMIEDER permet de relier la distance de visibilité dans le brouillard en fonction du contraste apparent d'un objet à l'horizon C et du contraste apparent de ce même objet à proximité C_0 .

$$D_{vis} = -\frac{1}{k} \ln \frac{C}{C_0} \quad (2.29)$$

Cette équation peut être approximée en prenant un seuil de contraste défini arbitrairement [39] par :

$$\frac{C}{C_0} = 0,05\% \Rightarrow D_{vis} \approx \frac{3}{k} \quad (2.30)$$

2.2 Les critères de perte de contrôle

Les critères de perte de contrôle sont des formules analytiques permettant de calculer une valeur limite pour une variable de la dynamique du véhicule, de la route ou du conducteur au delà de laquelle le système Véhicule-Infrastructure Conducteur (VIC) n'est plus contrôlé. Pour plus de clarté, les critères présentés dans la suite de ce chapitre sont classés selon différentes catégories :

- critères portant sur la dynamique du véhicule et l'adhérence de la chaussée ;
- critères portant sur la psychologie des conducteurs ;
- critères de LAMM ;
- critères des systèmes d'assistance à la conduite.

2.2.1 Critères dynamiques

Afin de comprendre l'origine des critères dynamiques, il faut présenter les bases théoriques sur lesquelles ils s'appuient. Les organismes auteurs des règles de conception des chaussées, ont chacun développé leurs critères à partir d'un modèle mathématique simple, le modèle « point » avec prise en compte du dévers mais pas de la pente. Dans ce modèle, le véhicule est représenté par sa masse concentrée en son centre de gravité G (Figure 2.24).

Règles de conception

Les efforts de contact F_y et F_z s'expriment dans le repère route R_r défini par son origine G et ses axes \vec{y}_r et \vec{z}_r alors que l'accélération centripète \vec{a} et le poids \vec{P} s'expriment dans le repère terrestre R dont l'origine est en G et les axes sont \vec{y} et \vec{z} . A partir du principe fondamental de la dynamique énoncé par NEWTON, $\sum \vec{F} = m\vec{a}$, l'équilibre du modèle point s'écrit :

$$\begin{pmatrix} 0 \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ m\frac{V^2}{R} \\ mg \end{pmatrix} \quad (2.31)$$

En utilisant le principe d'AMONTONS, l'adhérence consommée par le contact entre G et la chaussée s'écrit :

$$\mu = \frac{F_y}{F_z} = \frac{m\frac{V^2}{R} \cos(\theta) - mg \sin(\theta)}{m\frac{V^2}{R} \sin(\theta) + mg \cos(\theta)} \quad (2.32)$$

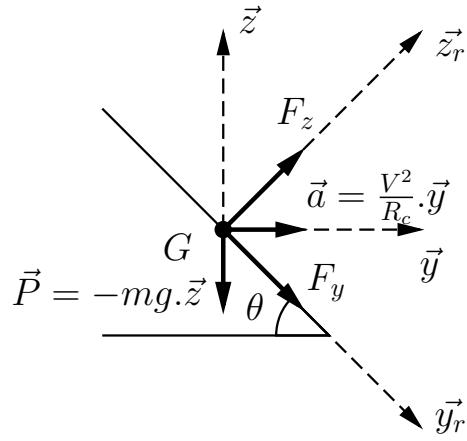


FIGURE 2.24 – Modèle point

La simplification utilisée par l'organisme chargé des transports aux États-unis (NHTSA) est celle des petits angles : $\cos \theta = 1$ et $\sin \theta = \theta$. Ceci donne :

$$\mu = \frac{m \frac{V^2}{R} - mg\theta}{m \frac{V^2}{R}\theta + mg} \Rightarrow V = \sqrt{\frac{Rg(\mu + \theta)}{1 - \mu\theta}} \quad (2.33)$$

En France, les règles de conception sont énoncées dans un guide du SETRA, l'ARP (Aménagement des Routes Principales) [40] et adoptent une simplification encore plus importante qui est que le terme $\mu\theta$ est négligeable. Le SETRA obtient alors :

$$V = \sqrt{R_c g (\mu + \theta)} \quad (2.34)$$

ce qui est très proche de la formule sans dévers $V = \sqrt{R_c g \mu}$. Au final, la vitesse projet, décidée par les concepteurs et ne correspondant pas forcément à la vitesse réglementaire qui sera appliquée, permet d'établir le rayon de courbure ainsi que le dévers sachant que des coefficients de sécurité, généralement importants, sont intégrés dans le terme d'adhérence. La figure 2.25 pré-

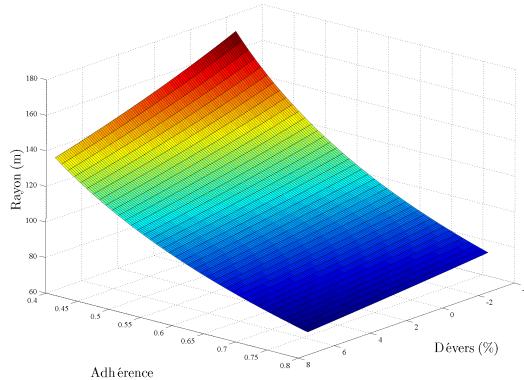


FIGURE 2.25 – Relation dévers, adhérence, rayon avec l'ARP

sente les résultats directs de l'utilisation de la formule ARP. Cependant, les règles de conception associent des coefficients de sécurité importants intégrés dans le terme d'adhérence. En effet,

dans cette formule l'adhérence est considérée beaucoup plus faible qu'en réalité afin de représenter la marge de sécurité préservée par les conducteurs. La table 2.3 fournit les coefficients d'adhérence correspondant à une vitesse projet tels qu'utilisés dans les règles de conception. La principale remarque est que ces coefficients sont très faibles et correspondent à environ le tiers de l'adhérence réellement disponible sur une chaussée mouillée.

V (km/h)	40	60	80	100	120	140
μ	0,25	0,16	0,13	0,11	0,10	0,09

TABLE 2.3 – Coefficient d'adhérence en fonction de la vitesse

Critères dynamique latérale du véhicule

En virage, à vitesse stabilisée, l'équilibre du véhicule permet de comprendre les phénomènes liés à la perte de contrôle. En effet, pour que le véhicule soit à l'équilibre, il faut que les forces latérales avant et arrière le stabilisent. Cependant, ces forces dépendent de la position longitudinale du centre de gravité. Du fait de l'effet de levier, plus le centre de gravité est proche d'un essieu et plus la force latérale sur cet essieu devra être importante pour contrebalancer le faible bras de levier associé. La consommation du potentiel d'adhérence est donc plus importante sur l'essieu le plus proche du centre de gravité et la perte de contrôle s'effectue donc sur cet essieu du fait de la saturation des forces de contact. Trois catégories de véhicules peuvent alors être distinguées [41, 23] :

- les véhicules survireurs qui ont tendance à prendre une trajectoire dont le rayon est plus court que le rayon de la route. La perte de contrôle est initiée sur l'essieu arrière du véhicule. Les véhicules à propulsion arrière sont réputés survireurs car la masse est concentrée vers l'arrière (position du moteur) et les efforts de propulsion aussi. Pour éviter ce phénomène, le conducteur doit appliquer un angle de braquage inférieur à l'angle de braquage nécessaire au passage du virage ;
- les véhicules sous-vireurs ont tendance à suivre une trajectoire de rayon supérieur au rayon de la route. C'est le cas de la majorité des véhicules disponibles sur le marché. La perte de contrôle est initiée sur l'essieu avant du véhicule comme pour les véhicules à traction avant dont la masse et les efforts de traction sont concentrés sur l'avant. Pour contrer le sousvirage, il faut augmenter l'angle de braquage. Contrairement au survirage, le sousvirage est considéré comme stable car il n'y a pas de forte variation du taux de lacet et une décélération douce suffit généralement au rétablissement d'un contact commandable entre les pneumatiques avant et la chaussée ;
- les véhicules neutres pour lesquels la perte de contrôle est initiée sur les quatre roues simultanément.

Pour un véhicule roulant sans glissement, l'angle de braquage à appliquer pour suivre un virage de rayon de courbure R_c avec un véhicule d'empattement L vaut :

$$\delta = \frac{L}{R_c} \quad (2.35)$$

Cet angle est appelé angle d'ACKERMANN [41]. En réalité, les pneumatiques glissent par rapport au sol et l'angle de braquage varie alors avec la vitesse du véhicule :

$$\delta = \frac{L}{R_c} + K_{sv} \frac{V^2}{gR_c} \quad (2.36)$$

où K_{sv} est le gradient de sous-virage qui est utilisé pour caractériser le comportement du véhicule. Si $K_{sv} < 0$, alors l'angle volant à appliquer est inférieur à l'angle d'ACKERMANN et le véhicule est survireur. Si $K_{sv} > 0$, alors l'angle volant à appliquer est supérieur à l'angle d'ACKERMANN et le véhicule est sous-vireur. Le gradient de sous-virage peut être exprimé à partir des forces normales sur l'essieu avant F_{zf} et arrière F_{zr} et à partir des rigidités de dérive des pneumatiques à l'avant C_f et à l'arrière C_r :

$$K_{sv} = \frac{F_{zf}}{C_f} - \frac{F_{zr}}{C_r} \quad (2.37)$$

Deux critères de perte de contrôle peuvent alors être définis selon que le véhicule est sur ou sous-vireur. En cas de survirage, une vitesse critique V_{crit} a été définie en fonction de l'empattement du véhicule L :

$$V_{crit} = \sqrt{\frac{gL}{-K_{sv}}} \text{ avec } K_{sv} < 0 \quad (2.38)$$

En cas de sousvirage, la vitesse ne peut pas être considérée comme critique au sens mathématique. En effet, la perte de contrôle est atteinte lorsque la vitesse du véhicule est égale à une vitesse caractéristique V_{car} qui est calculée pour un angle de braquage valant deux fois l'angle d'ACKERMANN :

$$V_{car} = \sqrt{\frac{gL}{K_{sv}}} \quad (2.39)$$

Un exemple d'application de critère dynamique : les systèmes de contrôle du taux de lacet

Les systèmes de contrôle du taux de lacet, tels que L'ESP (*Electronic Stability Program*) comparent la trajectoire estimée comme souhaitée par le conducteur et la trajectoire réelle suivie par le véhicule afin d'appliquer des actions permettant de rapprocher le plus possible la trajectoire réelle de la trajectoire désirée. Les actions correctives ont pour objectif d'appliquer un moment de rotation au véhicule autour de son axe principal vertical sans modifier la commande volant pour des raisons évidentes de sécurité. Pour générer un moment de rotation, plusieurs possibilités sont utilisées, du contrôle du différentiel au contrôle de la traction en passant par le contrôle du freinage. Cette dernière solution est celle utilisée par l'ESP. En effet, en freinant la roue arrière droite par exemple, un moment autour du centre de gravité va apparaître et le véhicule va tourner vers la droite. En cas de survirage dans un virage à droite, la roue avant gauche sera freinée. La roue avant car aucun freinage ne peut être opéré sur les roues arrières, l'adhérence disponible étant déjà entièrement consommée et gauche car il faut générer un moment entraînant le véhicule vers la gauche pour contrer l'effet du survirage. Quatre situations peuvent alors se présenter :

- survirage dans un virage à droite : la roue avant gauche est freinée ;
- sous-virage dans un virage à droite : la roue arrière droite est freinée ;
- survirage dans un virage à gauche : la roue avant droite est freinée ;
- sous-virage dans un virage à droite : la roue arrière gauche est freinée ;

En plus de cette fonction, l'ESP stabilise aussi la vitesse de rotation des roues que ce soit en freinage pur ou en accélération pure. Ceci correspond à des systèmes d'antipatinage pour l'accélération et d'antiblocage pour le freinage. Pour réaliser cela, l'ESP nécessite un équipement minimal :

- capteurs de vitesse de rotation des roues pour estimer la vitesse du véhicule et pour détecter le glissement d'une ou plusieurs roues ;

- capteur angle volant pour pouvoir calculer, à l'aide d'un modèle bicyclette, la trajectoire désirée par le conducteur (en terme de taux de lacet) connaissant la vitesse du véhicule ;
 - gyromètre mesurant le taux de lacet réel pour pouvoir le comparer au taux de lacet désiré
 - accéléromètre mesurant l'accélération latérale pour détecter les situations particulières.
- Par exemple le glissement des quatre roues ;
- groupe hydraulique, calculateur et gestion de la communication moteur pour l'interface entre les capteurs et les actionneurs.

L'ESP neutralise donc le comportement de véhicule. En aucun cas il n'augmente le potentiel d'adhérence, il ne fait que tenter de l'exploiter au mieux. Par ailleurs, ce système n'est pas utilisé en compétition car les pilotes expérimentés sont capables de se rapprocher beaucoup plus de l'adhérence disponible. La technique de contrôle souvent utilisée est la commande linéaire quadratique [42, 43, 44]. Les mêmes méthodes de calcul peuvent être appliquées pour contrôler d'autres variables que le taux de lacet. Par exemple, dans les travaux de KIM [45], cette méthode est appliquée au contrôle du roulis du véhicule.

Critère dynamique avancé

L'utilisation de critères plus performants peut être nécessaire pour éviter d'utiliser des coefficients de sécurité trop conservatifs. Pour cela, ces critères peuvent être fondés sur des modèles dynamiques plus précis comme le modèle bicyclette. Dans la thèse de GLASER [46], un critère décrivant la vitesse limite de passage en courbe a été déduit d'un modèle bicyclette :

$$\left\{ \begin{array}{l} \forall p < 0, V_{max}^2 = gR \left(\left(1 - \frac{H_g}{L_f} p \right) \sqrt{1 - \left(\frac{p}{\lambda_{lon}\mu} \right)^2} \lambda_{lat}\mu - \theta \right) \\ \forall p > 0, V_{max}^2 = gR \left(\left(1 + \frac{H_g}{L_r} p \right) \sqrt{1 - \left(\frac{p}{\lambda_{lon}\mu} \right)^2} \lambda_{lat}\mu - \theta \right) \end{array} \right. \quad (2.40)$$

où H_g est la hauteur du centre de gravité du véhicule et λ_{lon} et λ_{lat} deux coefficients modulateurs de l'adhérence qui permettent de tenir compte des comportements longitudinal et latéral du conducteur. La multiplication de ces termes avec l'adhérence disponible μ représente les adhérences longitudinales et transversales maximales. La figure 2.26 représente le rayon minimal

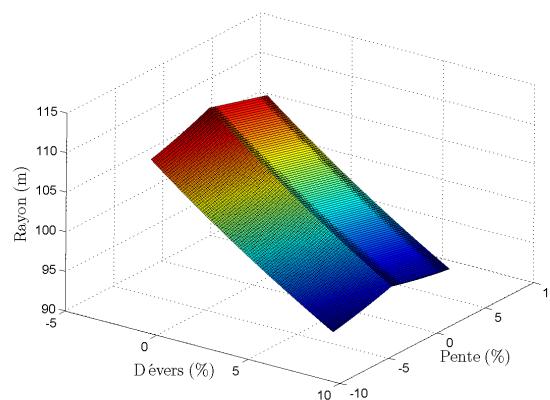


FIGURE 2.26 – Relation rayon, dévers, pente avec le critère de Glaser

pour garantir la stabilité du véhicule en fonction du dévers et de la pente. La particularité est la

forme en toit de la surface due à la discontinuité de la fonction. Ce critère est plus sensible aux paramètres géométriques de la chaussée mais nécessite plusieurs données du véhicule comme la position de son centre de gravité. Il pourra donc être appliqué à différentes catégories de véhicules à condition d'en connaître les caractéristiques. Un critère du même type, basé sur un modèle quatre roues, donc requérant beaucoup plus de paramètres liés au véhicule (rigidités des pneumatiques, glissement résultant,...) est décrit dans [47].

Les autres méthodes dynamiques

Une méthode aussi utilisée consiste à tracer l'évolution des variables d'état du système dans le temps pour différentes valeurs initiales avec une commande conducteur fixée (en vitesse et en angle volant). Ce tracé s'appelle portrait de phase et permet de détecter et de comprendre l'évolution de systèmes vers des points d'équilibre stable et instable ou encore à mettre en évidence des bifurcations. Dans sa thèse, NGUYEN [48] utilise cet outil pour étudier la stabilité d'un véhicule modélisé par un modèle « bicyclette » comme sur la figure 2.27. Sur cette figure

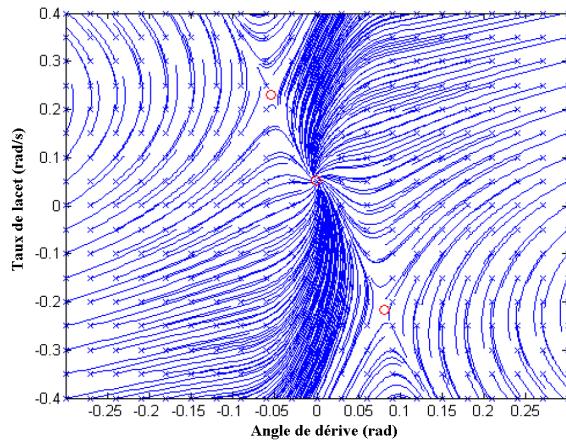


FIGURE 2.27 – Exemple de portrait de phase sur un modèle « bicyclette », en abscisse la dérive globale en rad et en ordonnée le taux de lacet en $rad.s^{-1}$ pour une vitesse de $10\ m.s^{-1}$

apparaissent les points d'équilibre instables aux valeurs de dérive les plus importantes et un point d'équilibre stable entre les deux pour lequel le taux de lacet et l'angle de dérive sont faibles. Le point d'équilibre stable est plus proche d'un des deux points d'équilibre instable et NGUYEN a montré que lorsque la vitesse augmente, le point d'équilibre stable se rapproche de ce point d'équilibre instable jusqu'à fusionner en un noeud de bifurcation. A cet instant, la vitesse est la vitesse maximale à laquelle le virage peut être négocié d'un point de vue physique. Ce phénomène peut être constaté sur le diagramme de bifurcation associé aux portraits de phase à plusieurs vitesses (figure 2.28) La vitesse maximale est atteinte au noeud de bifurcation entre la branche stable en bleu et la branche instable en rouge. GLASER a utilisé cette méthode dans sa thèse [46] pour la stabilité en roulis d'un poids lourd. Un résultat sur le domaine de stabilité en fonction de l'adhérence et de la vitesse est présenté sur la figure 2.29. Le domaine de stabilité se situe aux points de basse adhérence ce qui est logique pour la problématique de stabilité du roulis.

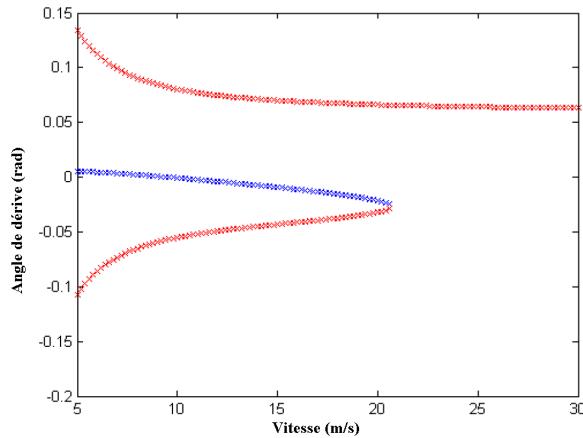


FIGURE 2.28 – diagramme de bifurcation ou valeur de la dérive globale des points d'équilibre stable (en bleu) et des points d'équilibre instable (en rouge) en fonction de la vitesse en $m.s^{-1}$

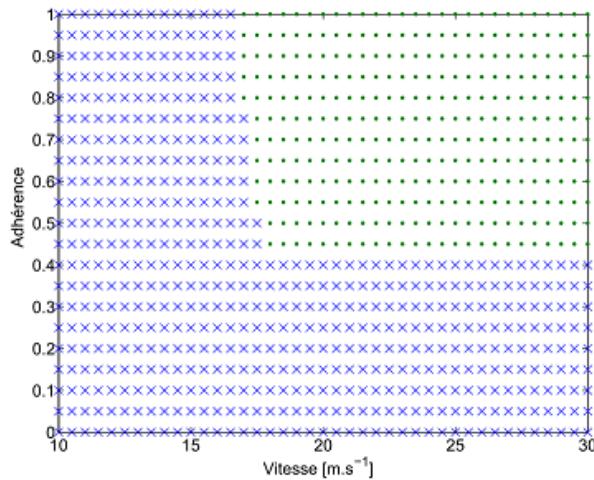


FIGURE 2.29 – Domaine de stabilité (croix bleues) et d'instabilité (points verts) en fonction de la vitesse du poids lourd et de l'adhérence de la chaussée

2.2.2 Critères psychologiques

En parallèle à ces critères dynamiques, il est nécessaire de présenter des critères fondés sur la psychologie des conducteurs. En effet, le conducteur limite naturellement, principalement pour des raisons de confort, sa vitesse, son accélération latérale ressentie et sa variation d'accélération latérale (jerk).

Vitesse limite psychologique

La vitesse limite psychologique est difficile à définir car, en pratique, les conducteurs ont des comportements très différents. Pour cela, une vitesse pratiquée V_{85} est couramment définie comme la vitesse en dessous de laquelle roulent 85% des usagers. Cette vitesse peut être utilisée comme vitesse limite psychologique car elle est principalement fondée sur des statistiques et donc des relevés de vitesse. Elle est ensuite exprimée en fonction des paramètres de l'infrastructure tels que le rayon de courbure, le dévers, la pente, le CCR ou la largeur de voie. La difficulté dans l'expression de V_{85} réside dans le choix de ces variables explicatives. Dans de nombreux cas, la vitesse V_{85} est exprimée en fonction d'une variable en lien avec la courbure du virage (rayon, courbure, ou degré de courbure). Par exemple, JOANNE dans [15] utilise la formule :

$$V_{85} = e^{4,561 - \frac{33,2}{R_c}} \quad (2.41)$$

Aussi, LAMM [14] définit une vitesse V_{85} , limitée à une pente inférieure à 6%, en fonction du CCR :

$$V_{85} = 105,31 + 2 \cdot 10^{-5} CCR^2 - 0,071 CCR \quad (2.42)$$

Les formules utilisées en France et développées par le SETRA tiennent compte du rayon de virage, de la pente et de la largeur de voie (table 2.4). Cette table permet de calculer V_{85} en

Type de voies	En fonction du rayon	En fonction de la pente
2 voies (5 m)	$\frac{92}{1 + \frac{346}{R_c^{1,5}}}$	$92 - 0,31p^2$
2 et 3 voies (6 et 7 m)	$\frac{102}{1 + \frac{346}{R_c^{1,5}}}$	$102 - 0,31p^2$
4 voies	$\frac{120}{1 + \frac{346}{R_c^{1,5}}}$	$120 - 0,31p^2$

TABLE 2.4 – Formules de calcul de V_{85} (km/h) SETRA avec p en % et R_c en m

fonction des paramètres de l'infrastructure. Le calcul doit être effectué en fonction du rayon et de la pente. La plus petite de ces deux vitesses est alors V_{85} . Ces formules ont été actualisées récemment pour les virages [49].

La figure 2.30 illustre la variation de cette vitesse en fonction du rayon et de la montée pour différents types d'infrastructure. Les descentes n'ont pas d'incidence sur la vitesse pratiquée.

Accélération limite psychologique

L'accélération est une donnée à laquelle les conducteurs sont très sensibles. En moyenne, ils ne supportent pas une accélération supérieure à une valeur limite. Dans la très grande majorité des

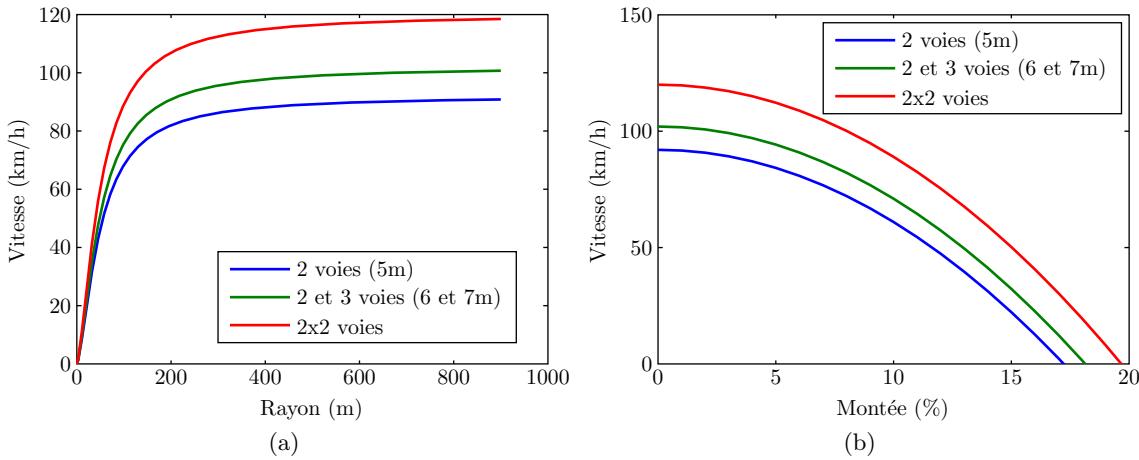


FIGURE 2.30 – Vitesses pratiquées : 2.30(a), en fonction du rayon ; 2.30(b), en fonction de la montée

cas, cette limite est inférieure à l'adhérence conventionnellement¹ « disponible » sur la chaussée et elle diminue lorsque la vitesse augmente ce qui est cohérent avec la diminution d'adhérence disponible à haute vitesse. Les travaux de LECHNER [50] ont montré que la valeur limite pour l'accélération est de 0,4 g en latéral et 0,2 g en longitudinal. Une ellipse d'accélération maximale peut alors être définie, elle est représentée sur la figure 2.31. Toutes les valeurs d'accélération

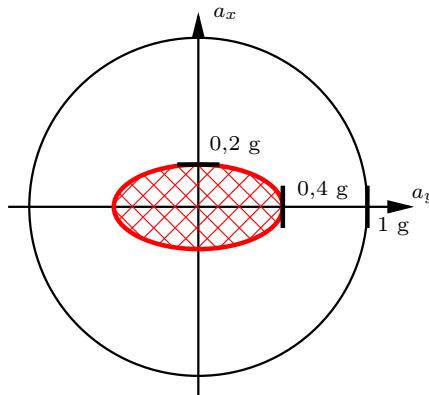


FIGURE 2.31 – Ellipse d'accélération limite

situées dans cette ellipse sont viables pour le système VIC (Véhicule-Infrastructure-Conducteur) alors que celles situées à l'extérieur rendent le système instable ou du moins ressenti comme tel par le conducteur. Dans le cas où l'accélération limite diminue quand la vitesse augmente, la zone définissant les accélérations « sûres » pour un conducteur se transforme en un volume de révolution représenté sur la figure 2.32. Enfin, il existe dans un guide du SETRA [33] une accélération verticale limite en angle rentrant c'est à dire en bas de côte. En effet, comme vu précédemment, en présence d'un rayon de pente, une accélération centripète apparaît. Les valeurs limites de cette accélération, telles que définies pour la conception des routes, sont exposées sur

1. au sens d'une mesure dite conventionnelle par un appareil dédié, puisque l'adhérence n'est pas une qualité intrinsèque de la chaussée et est conditionnée à la fois par cette dernière et par le pneumatique/véhicule qui y circule

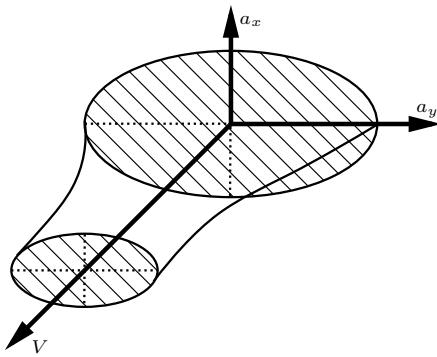


FIGURE 2.32 – Ellipse d'accélération limite en fonction de la vitesse

la figure 2.33. L'accélération verticale limite ne dépasse pas 0,16 g. Elle du même ordre que

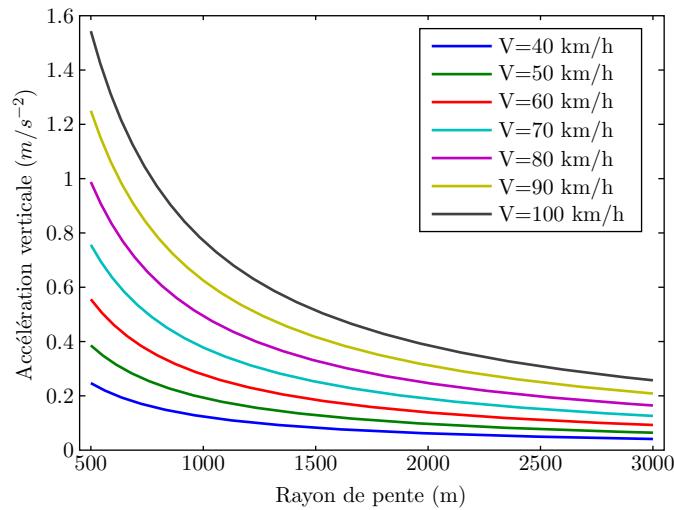


FIGURE 2.33 – Accélération verticale limite en fonction du rayon de pente pour différentes vitesses

l'accélération limite longitudinale.

Jerk limite psychologique

La dernière notion sur la psychologie du conducteur est la perception du jerk. Le jerk est la variation de l'accélération par rapport au temps. Les règles de conception considèrent comme valeur limite du jerk $J < \frac{g}{50}$ sur autoroute. Dans cette formule, $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$, 50 est en seconde et J en ms^{-3} . Dans le cas d'une accélération transversale pure, il est possible de calculer le jerk latéral en dérivant par rapport au temps cette accélération :

$$J(t) = \dot{a}_y(t) = \frac{d}{dt} \left(\frac{V^2(t)}{R(t)} \right) = \frac{2\dot{V}(t)V(t)R(t) - V^2(t)\dot{R}(t)}{R^2(t)} \quad (2.43)$$

où $R(t)$ et $V(t)$ sont le rayon de courbure et la vitesse en fonction du temps. Or, dans l'hypothèse d'une accélération latérale pure, la vitesse est constante et $V(t) = V$.

$$J(t) = -V^2 \frac{\dot{R}(t)}{R^2(t)} \Rightarrow J(s) = -V^3 \frac{R'(s)}{R^2(s)} \quad (2.44)$$

En se plaçant à la valeur limite constante du jerk $J(t) = J_{lim}$ et en supposant que la courbure initiale est nulle $\frac{1}{R(0)} = 0$, la primitive peut être calculée de chaque côté de l'équation.

$$\int J_{lim} ds = \int \left[-V^3 \frac{R'(s)}{R^2(s)} \right] ds \Rightarrow J_{lim}s = \frac{V^3}{R(s)} \quad (2.45)$$

Cette dernière équation est de la forme d'une équation de clothoïde $2R(s)s = k^2$ définie par :

$$2R(s)s = \frac{2V^3}{J_{lim}} \quad (2.46)$$

Ce résultat signifie que le passage d'une ligne droite à un virage de rayon constant peut être effectué à jerk latéral constant à condition d'utiliser une courbe de type clothoïde. Ce type de courbe est d'ailleurs utilisé que ce soit en entrée ou en sortie de virage. De plus, cette forme de courbure permet au conducteur d'avoir une variation constante de l'angle volant. La longueur de la clothoïde est définie par :

$$L = \frac{V^3}{J_{lim} R(s)} \quad (2.47)$$

En prenant $J_{lim} = \frac{g}{50} \approx 0,19 \text{ ms}^{-3}$, pour un rayon de virage de 1000 m sur autoroute, la longueur minimale de clothoïde est de 240 m. Or le guide d'aménagement des routes prévoit une longueur de clothoïde maximale de 133 m. Dans certains cas, la longueur de clothoïde ne respecte pas la condition de limite de jerk. Par exemple pour ce même rayon de 1000 m avec une longueur de clothoïde de 133 m, le jerk vaut $0,35 \text{ ms}^{-3}$ soit quasiment deux fois plus que la valeur préconisée.

2.2.3 Critères de Lamm

Les trois critères de LAMM [14] sont aujourd'hui une référence en terme d'évaluation de tracé routier. De nombreux chercheurs les ont utilisés [51, 52, 15]. Ces critères concernent trois types d'informations liées au tracé et à la succession de différents éléments ou virages d'une route :

Critère I ce critère vérifie que la vitesse pratiquée dans chaque élément d'indice i , V_{85i} du tracé reste proche de la vitesse de conception V_d . Il concerne donc la cohérence en vitesse pratiquée tout au long du parcours ;

Critère II ce critère analyse la cohérence de vitesse pratiquée entre deux éléments successifs ;

Critère III ce critère vérifie que l'adhérence consommée par le véhicule ne dépasse pas l'adhérence disponible.

En fait, ces critères permettent de classer les différentes parties d'un itinéraire en trois catégories : bonne conception, conception moyenne et mauvaise conception. Le calcul à effectuer pour classer les éléments pour les critères sont fournis dans la table 2.5. Pour effectuer ces calculs, il faut

Critère	Bon	Moyen	Mauvais
I	$ V_{85i} - V_d \leq 10 \text{ km/h}$	$10 \leq V_{85i} - V_d \leq 20 \text{ km/h}$	$ V_{85i} - V_d \geq 20 \text{ km/h}$
II	$ V_{85i} - V_{85i+1} \leq 10 \text{ km/h}$	$10 \leq V_{85i} - V_{85i+1} \leq 20 \text{ km/h}$	$ V_{85i} - V_{85i+1} \geq 20 \text{ km/h}$
III	$\mu_d - \mu_c \geq 0,01$	$-0,04 \leq \mu_d - \mu_c < 0,01$	$\mu_d - \mu_c < -0,04$

TABLE 2.5 – Calcul des critères de Lamm

tout d'abord connaître la vitesse de conception V_d . Or dans certains cas, cette vitesse n'est pas

connue. Par exemple, pour les tracés anciens, il est impossible de connaître les consignes de conception. Dans ce cas, LAMM propose une formule permettant de l'estimer à partir du *CCR* moyen \overline{CCR} :

$$\overline{CCR} = \frac{\sum CCR_i L_i}{\sum L_i} \quad (2.48)$$

\overline{CCR} permet de calculer la vitesse pratiquée moyenne en utilisant la formule 2.42. Un arrondi de la vitesse trouvée à la vitesse réglementaire supérieure permet d'obtenir une valeur proche de la vitesse de conception V_d . Ensuite, pour des tracés existants, l'adhérence disponible μ_d est calculée avec la formule suivante :

$$\mu_d = 0,6 \cdot 0,925(0,59 - 4,85 \cdot 10^{-3}V_d + 1,51 \cdot 10^{-5}V_d^2) \quad (2.49)$$

avec V_d exprimé en km/h. L'adhérence consommée μ_c est déduite d'une formule issue de la dynamique des véhicules :

$$\mu_c = \frac{V_{85}^2}{127R_c} - \theta \quad (2.50)$$

avec V_{85} en km/h et θ en %.

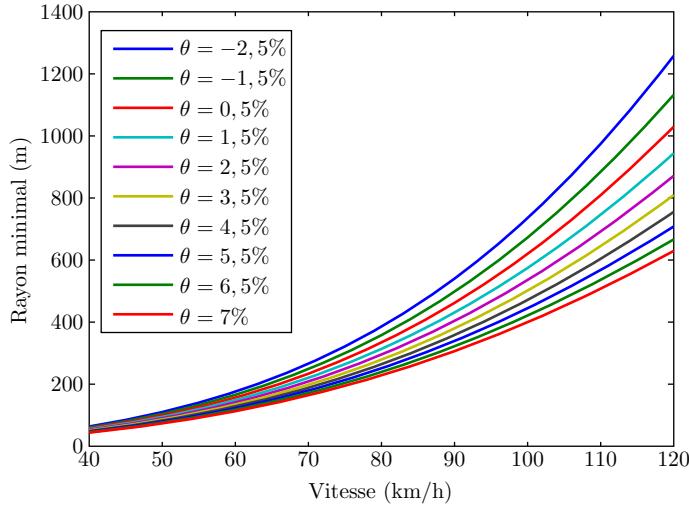


FIGURE 2.34 – Rayon minimal pour avoir une bonne conception avec le critère III en fonction de la vitesse et du dévers

2.3 Méthodes d'analyse d'itinéraire

Pour l'analyse et l'évaluation des tracés routiers, plusieurs méthodes peuvent être utilisées. Les plus simples consistent à vérifier que les caractéristiques de la route respectent les règles de conception ou à réaliser des simulations dynamiques. Il est aussi possible d'utiliser les critères de LAMM sur un tracé en connaissant les caractéristiques de la chaussée. Les méthodes utilisées par les gestionnaires routiers reposent sur une première étape de mesure des paramètres géométriques de la chaussée puis d'une étape de traitement de ces données permettant d'émettre des alertes sur différentes parties du tracé si besoin est. Dans cette partie, deux de ces méthodes sont présentées : ALERTINFRA développée en France et MARVIN développée en Autriche.

2.3.1 Alertinfra

Alertinfra [53] est un logiciel permettant de détecter, à partir des données recueillies par un appareil de mesure des caractéristiques de chaussée, des situations *a priori* dangereuses. Pour chaque situation une alerte est générée. Ces alertes sont utilisées pour hiérarchiser les situations dangereuses. Les caractéristiques de la chaussée sont mesurées par le Véhicule d'ANalyse d'Itinéraires (VANI).

VANI

L'instrument VANI a été réalisé en 1987 par le LRPC de Lyon afin de recueillir et de traiter automatiquement plusieurs paramètres de l'infrastructure. Le véhicule est un Renault Master (Fig. 2.35) équipé de plusieurs capteurs répartis dans quatre modules de mesure :

Module vidéo il a pour fonction de fournir des images vidéo de la route et de son environnement à intervalles réguliers avec incrustation des points de repère liés à la route. Trois positions sont prévues pour la caméra : à 1,2 m du sol sur la capot pour être à la hauteur de l'œil du conducteur, sur le toit du véhicule pour observer les accotements et à l'intérieur du véhicule pour des mesures par temps de pluie. Les images sont enregistrées au pas de mesure de VANI, par exemple tous les mètres ;

Module géométrie de la route Les éléments de ce module permettent d'obtenir avec un pas d'un mètre le rayon de courbure des virages, la pente et le dévers. Le rayon est mesuré par un gyromètre dans une plage de mesure de 20 à 500 m à condition que le véhicule roule à plus de 40 km/h. La pente et le dévers sont mesurés avec deux gyromètres et un inclinomètre permettant de vérifier l'étalonnage des gyromètres. Les données sont couplées à trois capteurs Laser de hauteur de caisse afin de procéder à des corrections en fonction des angles entre le chassis du véhicule et la route. La précision de mesure des angles de dévers et de pente est de l'ordre de 15% ;

Module caractéristiques de surface Ce module permet d'obtenir en fonction de l'abscisse curviligne l'adhérence, la macrotexture et une image de l'uni de la chaussée. L'adhérence est mesurée avec une remorque GRIPTESTER qui délivre un coefficient de frottement longitudinal avec une roue de mesure en glissement de 15% par rapport à la chaussée. Pour cet appareil, la vitesse maximale est de 40 km/h. Les valeurs d'adhérence sont ensuite converties en équivalent SCRIM qui est un appareil plus largement utilisé pour le suivi de l'adhérence du réseau national. La macrotexture est évaluée par le RUGOLASER mesurant une moyenne de l'altitude des éléments constitutifs de chaussée tous les 25 cm ce qui permet d'obtenir un équivalent de la « hauteur au sable ». L'uni est évalué avec un accéléromètre placé sur le moyeu de la roue arrière droite. La valeur donnée est celle du troisième quartile de la distribution de l'amplitude des accélérations verticales à 200 Hz ;

Module description de l'accotement la description de l'accotement est réalisée en post traitement à partir d'une analyse des séquences vidéos.

Traitement des données

Les données mesurées par VANI sont traitées par un logiciel émettant des alertes en fonction de critères définis par des experts en sécurité routière. 14 alertes différentes sont définies pour les virages, 1 pour les intersections et 4 pour les portions de lignes droites. Des exemples d'alertes sont fournis dans la table 2.6. Aussi, à chaque alerte est associé un poids d'alerte ω_i ce qui



FIGURE 2.35 – Appareil de mesure VANI

Type d'alerte	description
En virage	dévers insuffisant
En ligne droite	uni insuffisant
Intersection	Intersection dans une courbe

TABLE 2.6 – Exemple d'alerte ALERTINFRA

permet d'attribuer un index ω_g de dangerosité à chaque virage ou portion de route :

$$\omega_g = \frac{\sum \omega_i}{0,217} \quad (2.51)$$

Ces index servent à classer les portions de route par niveau de dangerosité. Ensuite, en analysant les poids pour un même index, le paramètre majoritairement en cause peut être extrait.

2.3.2 MARVin

Le projet MARVin [54] traite de l'évaluation de la relation entre les paramètres de l'infrastructure et les accidents de la route. La relation a été établie à partir de données statistiques (540 000 procès verbaux d'accidents et 22 500 km de routes mesurées). Les résultats issus de cette analyse statistique peuvent être étendus sur des tracés non mesurés mais similaires. Le véhicule de mesure utilisé dans ce projet est le RoadSTAR développé par Arsenal Research.

RoadSTAR

Le RoadSTAR mesure les principaux paramètres de surface et de géométrie de la route dans des conditions normales de trafic entre 20 et 120 km/h sachant que la vitesse préconisée est de 60 km/h. Les valeurs mesurées sont géotagguées à l'aide d'un GPS différentiel. Ce véhicule (Fig. 2.36) est basé sur un poids lourd à deux essieux dont la puissance suffit pour mesurer une adhérence de 1 dans une pente de 8% à une vitesse de 80 km/h. Les propriétés mesurées sont :

- adhérence :
- avec 18% de glissement ;
- roue bloquée ;
- adhérence ABS ;
- température du revêtement ;
- température du pneumatique de mesure (PIARC).
- macrotexture (profondeur moyenne de profil) ;

- uni (hauteur de profil et dimensions des ornières) ;
- rugosité (index international de rugosité IRI) ;
- géométrie de la route :
 - courbure ;
 - dévers ;
 - pente ;
 - coordonnées dGPS (GPS différentiel).



FIGURE 2.36 – Appareil de mesure RoadSTAR : 1, roue de mesure ; 2, cylindre pneumatique ; 3, unité de mouillage ; 4, système de prémoillage ; 5, réducteur de vitesse ; 6, réservoir d'eau ; 7, unité de rangement ; 8, cabine conducteur

Traitement des données

Les données collectées ont été corrélées aux données d'accidents afin de lier les paramètres routiers aux accidents. Ensuite, pour étendre ces conclusions à des tracés non mesurés, des similarités entre le tracé non mesuré et les tracés mesurés sont recherchées. Un exemple de résultat du modèle MARVin est présenté sur la figure 2.37. Les méthodes d'évaluation des

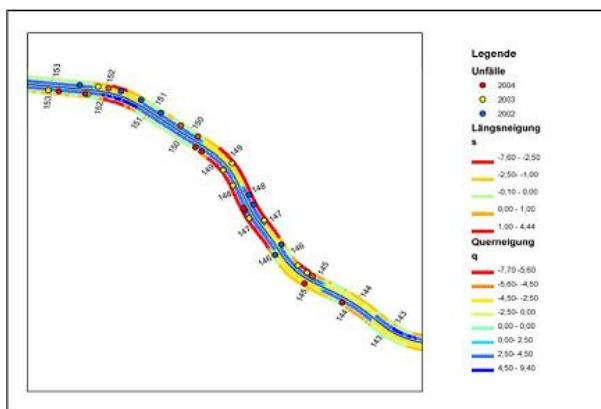


FIGURE 2.37 – Sortie graphique de MARVin

tracés routiers présentées dans ce chapitre sont entièrement basées sur des statistiques et des

dires d'experts en sécurité routière. Cependant, la validité de ces méthodes peut varier dans le temps et selon la localisation géographique. Afin de compléter et de valider ces méthodes, il est indispensable de disposer d'un modèle physique tenant compte des différentes variables.

Chapitre 3

Étude analytique des pertes de contrôle

Sommaire

3.1	Introduction	42
3.1.1	Outils existants d'évaluation des itinéraires	42
3.1.2	Règles de conception des routes	43
3.1.3	Méthodes basés sur l'expérience d'experts	44
3.2	Une méthode d'évaluation améliorée	44
3.3	Calcul des critères analytiques	45
3.3.1	Critère point	45
3.3.2	Critère bicyclette	51
3.4	Analyse de sensibilité aux paramètres routiers : critère point	53
3.4.1	Sensibilité à l'adhérence	54
3.4.2	Sensibilité à la pente	54
3.4.3	Sensibilité au rayon	55
3.4.4	Sensibilité au dévers	56
3.4.5	Sensibilité à la vitesse	56
3.5	Sensibilité : critère bicyclette	56
3.5.1	Sensibilité à l'adhérence	57
3.5.2	Sensibilité à la pente	57
3.5.3	Sensibilité au rayon	58
3.5.4	Sensibilité au dévers	58
3.5.5	Sensibilité à la vitesse	59
3.6	Choix des critères	59
3.6.1	Comparaison des critères point et bicyclette en stabilité	60
3.7	Comparaison des critères	61
3.7.1	Règles de conception	62
3.7.2	ALERTINFRA	62
3.7.3	Comparaison des observations	64
3.7.4	Critère bicyclette	64
3.8	Vers un outil performant pour les gestionnaires routiers	64
3.9	conclusions	65

3.1 Introduction

Dans les pays développés en particulier et depuis les 10 dernières années, la sécurité routière est une préoccupation majeure. La conception et donc les caractéristiques des routes jouent un rôle primordial dans la sécurité mais pour améliorer cette dernière il est nécessaire d'étudier les trois acteurs du système Véhicule-Infrastructure-Conducteur. Pour les véhicules, la sécurité active a connu des progrès substantiels avec l'avènement de systèmes tels que l'anti-bloquage des roues en freinage (ABS, *Anti Blockier System*) ou le contrôle dynamique de trajectoire (ESP, *Electronic Stability Program*). La sécurité passive a aussi atteint des niveaux jusque là inégalés avec des structures de châssis très performantes et les coussins gonflables de sécurité (airbags). Le conducteur est un acteur particulier pour lequel il est difficile d'induire des améliorations à grande échelle, si ce n'est en optimisant l'apprentissage de la conduite ou en influant sur les comportements individuels par des actions éducatives ou répressives. Sur ce point, la plupart des pays européens ont généralisé l'utilisation de dispositifs de contrôle de vitesse, ce qui, dans un premier temps, a conduit à une baisse très significative de la vitesse moyenne pratiquée et donc de la mortalité. Cependant, cet effet semble se stabiliser et une augmentation sans fin du nombre de dispositifs de contrôle de vitesse ne devrait plus sensiblement améliorer la sécurité. Le comportement du conducteur doit donc être pris en compte lors des phases de conception des véhicules et de tracé et des routes. Du côté de l'infrastructure, des améliorations peuvent être apportées au niveau de la stabilisation des accotements et des tracés routiers. Une méthode d'amélioration des tracés consiste à prendre des actions correctives sur des routes considérées comme dangereuses, méthode de potentiel d'impact *a priori* élevé puisque 30% des accidents ont une origine liée à la route [55]. De manière encore plus évidente, 30% de la mortalité routière est le fait de véhicules seuls en virage, ce qui a motivé de concentrer nos recherches pour ce cas spécifique. Cependant, pour améliorer les routes, la première étape est de l'évaluer. L'évaluation du niveau de sécurité offert par une infrastructure routière ou un projet d'infrastructure routière est d'une importance capitale pour déterminer la stratégie de maintenance ou pour garantir le niveau de sécurité prévu initialement. Pour des infrastructures existantes, les expertises et les mesures des propriétés de la route contribuent à la stratégie de maintenance d'un point de vue sécurité, sans faire abstraction d'autre facteurs liés à cette maintenance tels que la réparation de déformations de structure.

La première partie de ce chapitre présente quelques méthodes existantes pour l'évaluation du niveau de sécurité offert par l'infrastructure puis une étude physique des modèles de la dynamique du véhicule est utilisée pour développer une méthode alternative d'évaluation et d'amélioration des tracés routiers.

3.1.1 Outils existants d'évaluation des itinéraires

Généralement, trois types de méthodes sont appliquées à l'évaluation des itinéraires :

- s'assurer que la route respecte les règles de conception des routes en vigueur dans le pays concerné. En effet, chaque pays possède ses propres règles de conception. Cependant, dans la plupart de cas, ces règles sont récentes comparées à l'âge des routes. Donc, dans la majorité des cas, le gestionnaire vérifie si la route dont il a la responsabilité respecte les règles de conception ;
- méthodes basées sur les statistiques d'accidents et les dires d'experts comme ALERTIN-FRA en France. Ces méthodes, basées sur une corrélation de l'occurrence d'accidents avec les caractéristiques de la route peuvent être utilisées pour faire un diagnostic sur une route juste en mesurant certaines de ses caractéristiques ;

- méthodes basées sur une simulation complète du comportement d'un véhicule sur la route : les résultats très représentatifs du vrai risque d'accident nécessitent un modèle lourd et une parfaite connaissance d'un grand nombre de paramètres véhicule/route/commandes.

3.1.2 Règles de conception des routes

Dans l'étude qui va être faite ici des règles de conception des routes, seul le cas d'un véhicule isolé sur une route principale a été pris en compte. Les règles suivantes, données comme exemple, sont issues de l'ARP (Aménagement des Routes Principales) :

- le dévers doit être compris entre 2,5% et 7,5% ;
- le rayon minimum, au dévers maximum vaut 120 mètres ;
- après une section droite de plus d'un kilomètre, il ne doit pas y avoir un virage dont le rayon est inférieur à 300 mètres. Après une section droite de plus de 5 km, il ne doit pas y avoir un virage dont le rayon est inférieur à 400 mètres. Après une descente en ligne droite de plus de 500 mètres, il ne doit pas y avoir de virage dont le rayon est inférieur à 200 mètres ;
- si un virage de rayon $R_2 < 500$ mètres succède un virage de rayon $R_1 < 500$, alors il faut respecter l'inéquation $0,67 < \frac{R_1}{R_2} < 1,5$ même si une portion d'alignement droit est présent entre les deux ;
- pour un rayon R inférieur au rayon minimum, arrivant après une section de ligne droite L supérieure à 500 mètres, il faut que $R > \frac{L}{4}$;
- pour des rayons de virage plus petits que 250 mètres, il ne doit pas y avoir de variation de courbure dans le virage ;
- deux virages doivent être séparés par une ligne droite de longueur $L > 3V_{85}$, V_{85} étant une vitesse conventionnelle pour laquelle il est estimé qu'elle n'est pas dépassée par 85% des usagers. $V_{85} = \min\left(\frac{102}{1 + \frac{346}{R_c^{1,5}}}, 102 - 0,31p^2\right)$, avec V_{85} en km/h, R_c le rayon de courbure en mètres et p la pente en % ;
- un virage doit être introduit par une clothoïde d'une longueur $L = \min(6R^{0,64}, 67)$;
- la variation du dévers le long de la clothoïde doit être linéaire. Si la longueur de la clothoïde $L > 14\Delta\theta$, où $\Delta\theta$ est la variation de dévers requise, alors la longueur de variation de dévers doit être de $14\Delta\theta$ et doit se terminer à la fin de la clothoïde ;
- la pente maximale p est de 7% et le rayon minimal de pente est de 1500 mètres. Un virage ne doit pas commencer en haut d'une côte ;
- en tout point du tracé, la distance de visibilité D_{vis} doit être plus grande que le produit $3V_{85}$. La distance de visibilité est calculée avec $D_{vis} = \min(\sqrt{8R_c(2 + L_a)}, \sqrt{2R_p})$, où R_c est le rayon de courbure, R_p est le rayon de pente et L_a est la largeur libre en bord de voie.

Cette méthode n'est pas optimale pour l'évaluation des tracés car elle n'a pas été développée pour cela mais pour concevoir des routes. Elle n'est donc assortie d'aucun conseil sur la façon d'améliorer le tracé routier. Cependant, cette technique permet de détecter si le tracé routier respecte les règles ce qui est, en principe, une garantie de sécurité. Aussi, les défauts du tracé ne sont pas précisément localisés dans un virage et l'information s'en trouve donc appauvrie. Elle se résume à trois conditions : si les règles de conception sont respectées alors la route est sûre, si elles ne sont pas respectées sur un point le défaut est identifié et il faut agir sur ce défaut, si elles ne sont pas respectées sur plusieurs points les défauts sont identifiés mais il est impossible de savoir sur quel défaut agir en premier. Un autre inconvénient de cette méthode est que les paramètres

routiers, tels que le dévers, la pente, etc ne sont pas toujours pris en compte de manière combinée. Par exemple les influences de la pente et du dévers sont considérées indépendantes alors que leur effet sur la sécurité routière peut être combiné.

3.1.3 Méthodes basés sur l'expérience d'experts

Ces méthodes reposent sur des études d'accidents et leur analyse par des experts. Ici est exposée une de ces méthodes, ALERTINFRA, développée en France. ALERTINFRA est un algorithme permettant de détecter les situations *a priori* dangereuses. Il s'agit d'une aide pour le diagnostic de sécurité des itinéraires sur routes interurbaines. Le principe du logiciel est le suivant : à partir de données de l'infrastructure, mesurées par un appareil à grand rendement comme VANI en France, le logiciel effectue une analyse et indique les zones sur lesquelles des avertissements doivent être déclenchés. Pour évaluer le niveau de sécurité offert par une infrastructure routière ALERTINFRA effectue les étapes suivantes :

- collecte des informations de la route ;
- analyse des défauts à travers différents avertissements. Par exemple, 14 avertissements différents peuvent être déclenchés en virage et 4 avertissements en ligne droite selon le défaut de l'itinéraire. Une même section de l'itinéraire peut cumuler plusieurs avertissements sachant que chaque avertissement a un poids ω_i dépendant de sa nature. Par exemple, l'avertissement numéro $v7$, représentant le septième avertissement en virage, décrivant un manque d'adhérence, a un poids de 0,2. Ces poids ont été calculés statistiquement. Alors, un poids global pour chaque section est déduit des différents poids avec la formule suivante :

$$\omega_g = \frac{\sum \omega_i}{0,217} ;$$

- enfin, les sections sont classées en fonction de leur poids global pour trouver les points noirs de l'itinéraire.

Cette méthode prend partiellement en compte l'influence combinée des paramètres routiers. Cependant, cette combinaison n'a pas été validée par des études physiques.

3.2 Une méthode d'évaluation améliorée

Pour développer une méthode en évitant les défauts connus des techniques présentées précédemment, une modélisation physique a été choisie. De plus, pour une utilisation par des gestionnaires routiers, la méthode doit être rapide et facile à utiliser. Les différentes étapes de la méthode proposée sont :

- calculer des critères à l'aide d'un modèle de la dynamique des véhicules simple et de données de la route. Les critères écrits reposent sur la saturation d'adhérence. Quand l'adhérence mobilisée au contact pneumatique-chaussée devient supérieure à l'adhérence disponible, alors le véhicule atteint la perte de contrôle. Ces critères sont calculés sur un itinéraire complet en utilisant des paramètres routiers tels que le dévers, la pente, la courbure et l'adhérence. Ces paramètres peuvent être mesurés par n'importe quel matériel disponible et qualifié pour relever ce type de données ;
- à partir de ces critères, il faut trouver les points de l'itinéraire les plus dangereux. Ces points peuvent être définis quand le critère est supérieur à une certaine valeur. Une étude a montré que la plupart des conducteurs ne tolérait pas une accélération transversale supérieure à 0,4 g [50]. Donc, dans une première approche, une valeur de 0,4 g peut être considérée ;

- ensuite, estimer l'influence des paramètres routiers sur ces critères pour trouver quel paramètre doit être modifié prioritairement. Cette étape est effectuée à chaque point du trouvé précédemment ;
- finalement, donner une interface graphique au gestionnaire routier pour visualiser rapidement où et quelles modifications doivent être apportées.

Pour estimer la validité de la méthode, les résultats issus des critères sont comparés aux résultats issus des règles de conception et d'ALERTINFRA. Les applications comparatives ont été réalisées au moyen de paramètres mesurés sur un site réel en Bretagne par le véhicule VANI.

3.3 Calcul des critères analytiques

En exploitant des critères analytiques on doit pouvoir être en mesure d'estimer quantitativement le niveau de risque d'accident sur une route. Ceci peut être réalisé en utilisant un principe simple de stabilité. Dans cette étude, on considère que la limite de contrôlabilité du véhicule est atteinte quand l'adhérence mobilisée au contact pneumatique-chaussée devient plus importante que l'adhérence réellement disponible. A partir de cette hypothèse deux critères ont été construits en utilisant deux modèles de la dynamique des véhicules distincts :

- modèle point : le véhicule est représenté par sa masse concentrée en son centre de gravité. De par sa simplicité, le modèle est largement utilisé pour les règles de conception ;
- modèle bicyclette : pour ce modèle, très largement utilisé lors d'études du mode transversal de la dynamique des véhicules, le véhicule est assimilé à une bicyclette, chaque essieu étant modélisé par une roue moyenne. Les hypothèses prises sont :
 - le roulement s'effectue sans glissement,
 - les mouvements de roulis et de tangage sont négligés.

3.3.1 Critère point

Notre objectif principal est de prendre en compte le plus possible de paramètres routiers. Pour cela trois repères ont été définis :

- le repère principal R : défini par son origine $G(x_g, y_g, z_g)$ et ses axes $(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})$, ce repère est lié au centre de gravité du véhicule ;
- le repère pente R_p : défini par son origine $G(x_g, y_g, z_g)$ et ses axes $(\vec{X}_p, \vec{Y}_p, \vec{Z}_p)$, ce repère est lié au centre de gravité du véhicule et est tourné d'un angle p , représentant la pente, autour de l'axe \vec{Y} ;
- le repère route R_r : défini par son origine $G(x_g, y_g, z_g)$ et ses axes $(\vec{X}_r, \vec{Y}_r, \vec{Z}_r)$, ce repère est tourné d'un angle θ , représentant le dévers de la route, autour de l'axe \vec{X}_p tel que représenté sur la figure 3.1.

Les forces externes s'exerçant sur le véhicule sont les forces de contact F_x , F_y et F_z . On a :

$$\vec{F} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix}_{R_r}, \quad (3.1)$$

où \vec{F} est la force de contact. Dans le repère principal, la force extérieure est le poids \vec{P} du véhicule :

$$\vec{P} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -mg \end{pmatrix}_R, \quad (3.2)$$

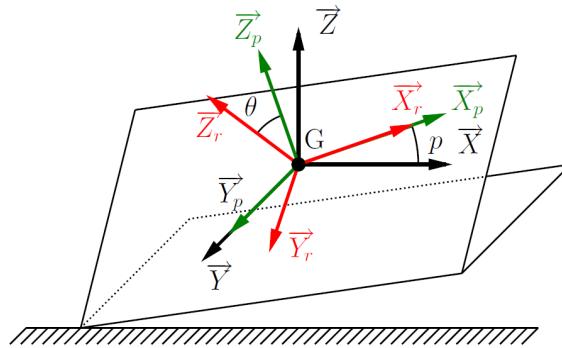


FIGURE 3.1 – Repères utilisés

où m est la masse du véhicule et g la constante de gravité. Le véhicule est soumis à une accélération \vec{a} dans le repère pente :

$$\vec{a} = \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{pmatrix}_{R_p}, \quad (3.3)$$

où a_x est l'accélération longitudinale du véhicule, $a_x = \dot{V}$; a_y est l'accélération transversale, soit l'accélération centripète, $a_y = \frac{V^2}{R_c}$, où V est la vitesse du véhicule et R_c le rayon de courbure du virage; a_z est l'accélération normale, $a_z = \frac{V^2}{R_p}$, où R_p est le rayon de pente. Pour écrire les équations d'équilibre, il faut exprimer toutes les forces (figure 3.2) dans le même repère.

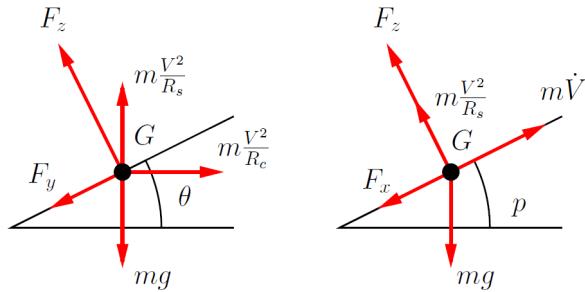


FIGURE 3.2 – Forces s'exerçant sur le véhicule

Une rotation est appliquée sur l'accélération et sur le poids pour les exprimer dans le repère route. Pour cela, deux matrices de transfert sont utilisées :

$$(\vec{P})_{R_r} = P_2 P_1 (\vec{P})_R, \quad (\vec{a})_{R_r} = P_2 (\vec{a})_{R_p}, \quad (3.4)$$

avec :

$$P_1 = \begin{pmatrix} \cos p & 0 & \sin p \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin p & 0 & \cos p \end{pmatrix}, \quad P_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix}, \quad (3.5)$$

P_2 et P_1 sont les matrices de transfert permettant d'effectuer les rotations des angles de pente p et de dévers θ . Finalement, en appliquant les équations d'équilibre, on obtient le système

suivant :

$$\begin{cases} F_x = (P_2 m \vec{a} - P_2 P_1 \vec{P}) \cdot \vec{X}_r \\ F_y = (P_2 m \vec{a} - P_2 P_1 \vec{P}) \cdot \vec{Y}_r \\ F_z = (P_2 m \vec{a} - P_2 P_1 \vec{P}) \cdot \vec{Z}_r \end{cases} \quad (3.6)$$

Le terme $P_2 P_1 (\vec{P})_R$ peut donc être exprimé en fonction de la pente et du dévers :

$$\begin{aligned} P_2 P_1 (\vec{P})_R &= P_2 \begin{pmatrix} \cos p & 0 & \sin p \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin p & 0 & \cos p \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -mg \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} -\sin(p)mg \\ 0 \\ -\cos(p)mg \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} -\sin(p)mg \\ \sin(\theta) \cos(p)mg \\ -\cos(\theta) \cos(p)mg \end{pmatrix} \end{aligned}$$

$P_2 m (\vec{a})_{R_p}$ s'exprime comme :

$$\begin{aligned} P_2 m (\vec{a})_{R_p} &= P_2 \begin{pmatrix} m \dot{V} \\ m \frac{V^2}{R_c} \\ m \frac{V^2}{R_p} \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} m \dot{V} \\ m \frac{V^2}{R_c} \\ m \frac{V^2}{R_p} \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} m \dot{V} \\ m \frac{V^2}{R_c} \cos(\theta) - m \frac{V^2}{R_p} \sin(\theta) \\ m \frac{V^2}{R_c} \sin(\theta) + m \frac{V^2}{R_p} \cos(\theta) \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Ce qui donne pour les efforts de contact :

$$\begin{cases} F_x = m \dot{V} + \sin(p)mg \\ F_y = m \frac{V^2}{R_c} \cos(\theta) - m \frac{V^2}{R_p} \sin(\theta) - \sin(\theta) \cos(p)mg \\ F_z = m \frac{V^2}{R_c} \sin(\theta) + m \frac{V^2}{R_p} \cos(\theta) + \cos(\theta) \cos(p)mg \end{cases} \quad (3.7)$$

Puis, avec la simplification des petits angles :

$$\begin{cases} F_x = m \dot{V} + mpg \\ F_y = \frac{m V^2}{R_c} - m \theta \left(g + \frac{V^2}{R_p} \right) \\ F_z = \theta \frac{m V^2}{R_c} + mg + \frac{m V^2}{R_p} \end{cases} \quad (3.8)$$

Limite de stabilité physique

La limite de stabilité physique est atteinte quand l'adhérence mobilisée μ_u est supérieure à l'adhérence disponible μ_a (quand $\mu_u \geq \mu_a$). Le véhicule est dans un domaine stable si :

$$\mu_u = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{|F_z|} \leq \mu_a \Rightarrow \frac{\sqrt{\left(\dot{V} + pg \right)^2 + \left(\frac{V^2}{R_c} - \theta \left(g + \frac{V^2}{R_p} \right) \right)^2}}{\left| \theta \frac{V^2}{R_c} + g + \frac{V^2}{R_p} \right| \mu_a} \leq 1, \quad (3.9)$$

Donc, le critère point, en stabilité physique, C_{poi}^s est :

$$C_{poi}^s = \frac{\sqrt{\left(\dot{V} + pg\right)^2 + \left(\frac{V^2}{R_c} - \theta \left(g + \frac{V^2}{R_p}\right)\right)^2}}{\left|\theta \frac{V^2}{R_c} + g + \frac{V^2}{R_p}\right| \mu_a}. \quad (3.10)$$

Pour $C_{poi}^s \in [0; 1]$, le véhicule est dans un état stable. Pour $C_{poi}^s > 1$ le véhicule n'est plus contrôlable. Cependant, la limite de stabilité physique est rarement atteinte sauf en cas de conditions très dégradées.

Limite de contrôle en mode longitudinal

Les conducteurs supportent une accélération maximale que ce soit selon l'axe longitudinal ou transversal du véhicule. Dans ses travaux LECHNER a défini approximativement ces limites. En mode longitudinal, la limite est de 0,2 g, ce qui peut être assimilé à une adhérence consommée par le couple véhicule-conducteur. Le conducteur se sent en sécurité quand l'adhérence consommée est inférieure à la limite longitudinale μ_l soit :

$$\left|\frac{F_x}{F_z}\right| \leq \mu_l \Rightarrow \left|\frac{\dot{V} + pg}{\theta \frac{V^2}{R_c} + g + \frac{V^2}{R_p}}\right| \leq \mu_l \quad (3.11)$$

Le critère de limite de contrôle en mode longitudinal, C_{poi}^{cl} , écrit à partir du modèle point est donc :

$$C_{poi}^{cl} = \frac{\left|\dot{V} + pg\right|}{\left|\theta \frac{V^2}{R_c} + g + \frac{V^2}{R_p}\right| \mu_l}. \quad (3.12)$$

Pour $C_{poi}^{cl} \in [0; 1]$, le conducteur garde le véhicule dans un état stable. Pour $C_{poi}^{cl} > 1$ le conducteur a la sensation d'avoir perdu le contrôle du véhicule.

Limite de contrôle en mode transversal

En mode latéral, la limite est de 0,4 g. Le conducteur se sent en sécurité quand l'adhérence consommée est inférieure à la limite transversale μ_t soit :

$$\left|\frac{F_y}{F_z}\right| \leq \mu_t \Rightarrow \left|\frac{\frac{V^2}{R_c} - \theta \left(g + \frac{V^2}{R_p}\right)}{\theta \frac{V^2}{R_c} + g + \frac{V^2}{R_p}}\right| \leq \mu_t \quad (3.13)$$

Le critère de limite de contrôle en mode transversal écrit à partir du modèle C_{poi}^{ct} point est donc :

$$C_{poi}^{ct} = \frac{\left|\frac{V^2}{R_c} - \theta \left(g + \frac{V^2}{R_p}\right)\right|}{\left|\theta \frac{V^2}{R_c} + g + \frac{V^2}{R_p}\right| \mu_t}. \quad (3.14)$$

Pour $C_{poi}^{ct} \in [0; 1]$, le conducteur garde le véhicule dans un état stable. Pour $C_{poi}^{ct} > 1$ le conducteur a la sensation d'avoir perdu le contrôle du véhicule.

Limite de contrôle en modes couplés

En modes couplés, c'est à dire en cas de sollicitations longitudinales et latérales simultanées, le conducteur tente de garder l'adhérence consommée dans une ellipse, dite ellipse d'adhérence, décrite par l'équation suivante :

$$\frac{\mu_x^2}{\mu_l^2} + \frac{\mu_y^2}{\mu_t^2} \leqslant 1 \quad (3.15)$$

En remplaçant dans cette équation μ_x par $\frac{F_x}{F_z}$ et μ_y par $\frac{F_y}{F_z}$, l'équation devient :

$$\frac{\mu_t^2 (\dot{V} + pg) + \mu_l^2 \left(\frac{V^2}{R_c} - \theta \left(g + \frac{V^2}{R_p} \right) \right)}{\mu_l^2 \mu_t^2 \left(\theta \frac{V^2}{R_c} + g + \frac{V^2}{R_p} \right)} \leqslant 1 \quad (3.16)$$

Le critère de limite de contrôle en modes couplés C_{poi}^c est donc défini par :

$$C_{poi}^c = \frac{\mu_t^2 (\dot{V} + pg) + \mu_l^2 \left(\frac{V^2}{R_c} - \theta \left(g + \frac{V^2}{R_p} \right) \right)}{\mu_l^2 \mu_t^2 \left(\theta \frac{V^2}{R_c} + g + \frac{V^2}{R_p} \right)} \quad (3.17)$$

Pour $C_{poi}^c \in [0; 1]$, le conducteur garde le véhicule dans un état stable. Pour $C_{poi}^c > 1$ le conducteur a la sensation d'avoir perdu le contrôle du véhicule.

Limite de stabilité psychologique

Une donnée à laquelle est très sensible le conducteur est le jerk qui est défini comme la dérivée de l'accélération par rapport au temps. En reprenant l'équation 3.14, l'accélération latérale peut être écrite comme :

$$|a_y| = g \frac{\left| \frac{V^2}{R_c} - \theta g \right|}{\left| \theta \frac{V^2}{R_c} + g \right|}. \quad (3.18)$$

Pour étudier l'effet de la variation de rayon sur le jerk latéral, on suppose que la vitesse du véhicule et le dévers de la route sont constants :

$$J(t) = \frac{da_y}{dt} = g \frac{-\frac{V^2 \dot{R}_c}{R_c} \left(\theta \frac{V^2}{R_c} + g \right) + \left(\frac{V^2}{R_c} - \theta g \right) \frac{\theta V^2 \dot{R}_c}{R_c}}{\left(\theta \frac{V^2}{R_c} + g \right)^2}. \quad (3.19)$$

En supposant que θ^2 est très petit devant 1, on a :

$$J(t) = \frac{-V^2 \dot{R}_c g^2}{(\theta V^2 + g R_c)^2} \Rightarrow J(s) = \frac{-V^3 R'_c g^2}{(\theta V^2 + g R_c)^2}. \quad (3.20)$$

Or, on peut supposer que le jerk doit être limité à $\frac{g}{50}$ comme sur autoroute et donc :

$$\left| \frac{-V^3 R'_c g^2}{(\theta V^2 + g R_c)^2} \right| \leqslant \frac{g}{50}. \quad (3.21)$$

Finalement la variation de rayon doit être limitée :

$$R'_c \leqslant \frac{(\theta V^2 + g R_c)^2}{50 V^3 g}. \quad (3.22)$$

Un aperçu de cette limite en fonction de la vitesse et du rayon de courbure est donné sur la figure 3.3. On remarque que plus le rayon est grand et plus la variation de rayon tolérée augmente. De

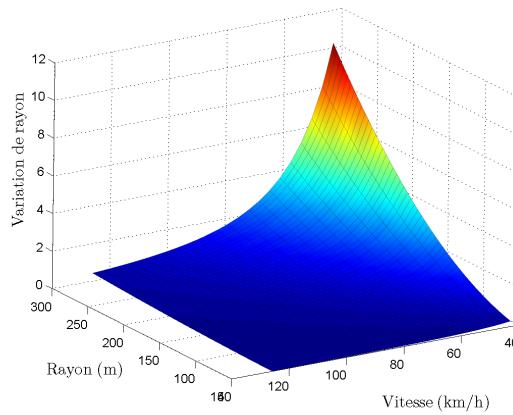


FIGURE 3.3 – Limite de variation de rayon pour un dévers nul

même, plus la vitesse diminue et plus la tolérance augmente. Cependant, les règles de conception des routes sont basées sur de formules liant le rayon à la vitesse projet ($V = \sqrt{(\mu + \theta)R_c g}$). En introduisant cette formule dans l'équation 3.22, on obtient :

$$R'_c \leq \frac{\sqrt{R}}{50g\sqrt{(\mu + \theta)^3}}. \quad (3.23)$$

En utilisant les données sur l'adhérence de la table 2.3, la variation de rayon divisée par le rayon ($\Delta R/R$) peut être tracée en fonction du rayon (Fig. 3.4).

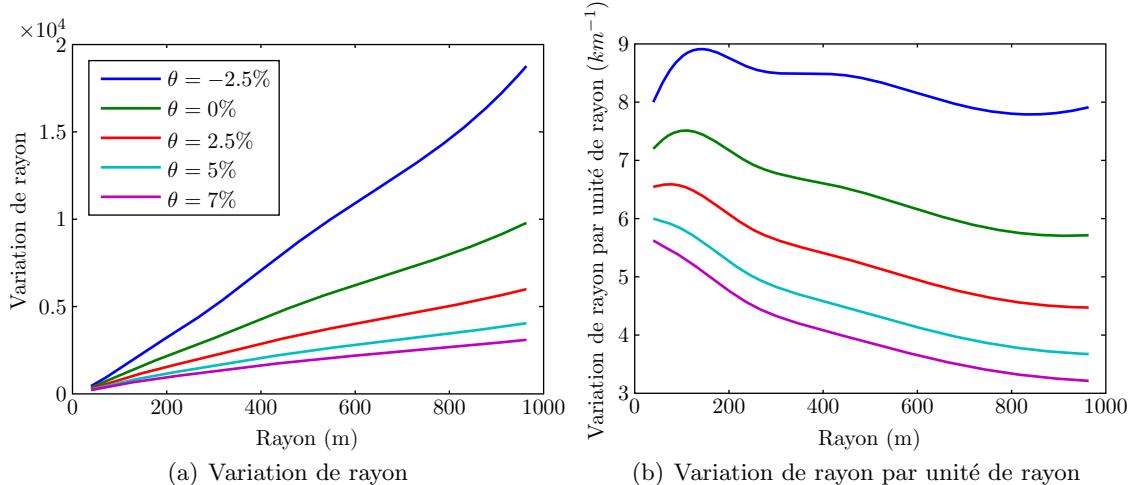


FIGURE 3.4 – Limite de variation de rayon en fonction du rayon pour différents dévers

La figure 3.4(a) montre une évolution quasi linéaire de la variation maximale de rayon en fonction du rayon. Cette remarque est à l'origine du tracé présenté sur la figure 3.4(b). Pour un dévers inversé, la variation de rayon par unité de rayon est proche d'une constante mais plus le dévers augmente et moins cette affirmation est vraie.

3.3.2 Critère bicyclette

Compte tenu des hypothèses retenues, le modèle bicyclette peut être représenté comme sur la figure 3.5. Sur cette figure, β est l'angle de dérive au centre de gravité.

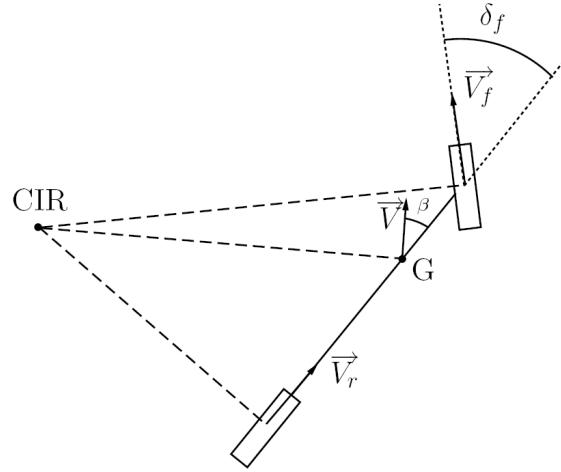


FIGURE 3.5 – Modèle bicyclette

Dans le modèle bicyclette, il y a deux différences majeures avec le modèle point. Tout d'abord la position du centre de gravité prend un rôle non négligeable dans la répartition des efforts, puis il y a deux forces de contact, à l'avant \vec{F}_f et à l'arrière \vec{F}_r :

$$\vec{F}_f = \begin{pmatrix} F_{xf} \\ F_{yf} \\ F_{zf} \end{pmatrix}_{R_r}, \quad \vec{F}_r = \begin{pmatrix} F_{xr} \\ F_{yr} \\ F_{zr} \end{pmatrix}_{R_r}. \quad (3.24)$$

Le poids est toujours :

$$\vec{P} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -mg \end{pmatrix}_R, \quad (3.25)$$

et le véhicule est soumis à l'accélération \vec{a} :

$$\vec{a} = \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{pmatrix}_{R_p}, \quad (3.26)$$

où a_x est l'accélération longitudinale, $a_x = \dot{V} - \beta \frac{V^2}{R_c}$; a_y est l'accélération transversale soit, principalement l'accélération centripète, $a_y = \dot{V}\beta + \frac{V^2}{R_c}$, où V est la vitesse du véhicule et R_c le rayon de courbure du virage; a_z est l'accélération normale, $a_z = \frac{V^2}{R_p}$, où R_p est le rayon de pente. En appliquant le principe fondamental de la dynamique $\sum \vec{F}_{ext} = m \vec{a}$, on obtient 3 équations :

$$\begin{cases} F_{xf} + F_{xr} = (P_2 m \vec{a} - P_2 P_1 \vec{P}) \cdot \vec{X}_r \\ F_{yf} + F_{yr} = (P_2 m \vec{a} - P_2 P_1 \vec{P}) \cdot \vec{Y}_r \\ F_{zf} + F_{zr} = (P_2 m \vec{a} - P_2 P_1 \vec{P}) \cdot \vec{Z}_r, \end{cases} \quad (3.27)$$

Les résultats obtenus avec le modèle point peuvent être utilisés sur le modèle bicyclette. Le système d'équations devient alors :

$$\begin{cases} F_{xf} + F_{xr} = m \left(\dot{V} - \beta \frac{V^2}{R_c} \right) + mpg \\ F_{yf} + F_{yr} = m \left(\dot{V}\beta + \frac{V^2}{R_c} \right) - m\theta \left(g + \frac{V^2}{R_p} \right) \\ F_{zf} + F_{zr} = \theta m \left(\dot{V}\beta + \frac{V^2}{R_c} \right) + mg + \frac{mV^2}{R_p} \end{cases} \quad (3.28)$$

et en utilisant $\sum \overrightarrow{M_{ext}} = m \overrightarrow{\gamma}$, on obtient deux équations :

$$\begin{cases} -F_{zrlr} + F_{zflf} + (F_{xf} + F_{xr})H = I_{yy}\dot{\varphi} \\ F_{yflf} - F_{yrlr} = I_{zz}\ddot{\psi}, \end{cases} \quad (3.29)$$

où l_f est la distance entre la roue avant et le centre de gravité, l_r la distance entre la roue arrière et le centre de gravité, H la hauteur du centre de gravité, $\dot{\varphi}$ le taux de tangage qui dans la suite sera supposé nul, $\ddot{\psi}$ la variation de taux de lacet et I_{yy} et I_{zz} les termes d'inertie de la caisse.

Dans ces équations, nous avons 6 inconnues mais seulement 5 équations. L'équation manquante est obtenue en donnant une relation entre les forces longitudinales avant et arrière :

$$F_{xf} = \frac{r}{1-r} F_{xr}, \quad (3.30)$$

où r est le rapport de distribution de freinage. Dans la suite de l'étude, afin de représenter un rapport de freinage classique, r a été fixé à 0,7. Finalement, nous avons 6 équations et 6 inconnues :

$$\begin{cases} F_{xf} + F_{xr} = m \left(\dot{V} - \beta \frac{V^2}{R_c} \right) + mpg \\ F_{yf} + F_{yr} = m \left(\dot{V}\beta + \frac{V^2}{R_c} \right) - m\theta \left(g + \frac{V^2}{R_p} \right) \\ F_{zf} + F_{zr} = \theta m \left(\dot{V}\beta + \frac{V^2}{R_c} \right) + mg + \frac{mV^2}{R_p} \\ -F_{zrlr} + F_{zflf} + (F_{xf} + F_{xr})H = 0 \\ F_{yflf} - F_{yrlr} = I_{zz}\ddot{\psi} \\ F_{xf} = \frac{r}{1-r} F_{xr} \end{cases} \quad (3.31)$$

La résolution de ce système donne les résultats suivants :

$$\begin{cases} F_{xf} = mr \left(\dot{V} - \frac{V^2}{R_c}\beta + pg \right) \\ F_{xr} = m(1-r) \left(\dot{V} - \frac{V^2}{R_c}\beta + pg \right) \\ F_{yf} = m \left(\frac{l_r}{l} \left(\dot{V}\beta + \frac{V^2}{R_c} - \frac{V^2}{R_p}\theta - \theta g \right) + \frac{I_{zz}\ddot{\psi}}{ml} \right) \\ F_{yr} = m \left(\frac{l_f}{l} \left(\dot{V}\beta + \frac{V^2}{R_c} - \frac{V^2}{R_p}\theta - \theta g \right) - \frac{I_{zz}\ddot{\psi}}{ml} \right) \\ F_{zf} = m \frac{l_r}{l} \left(\frac{V^2}{R_c}\theta + \frac{V^2}{R_p} + g \right) + m \frac{H}{l} \left(pg - \dot{V} + \frac{V^2}{R_c}\beta \right) \\ F_{zr} = m \frac{l_f}{l} \left(\frac{V^2}{R_c}\theta + \frac{V^2}{R_p} + g \right) - m \frac{H}{l} \left(pg - \dot{V} + \frac{V^2}{R_c}\beta \right) \end{cases} \quad (3.32)$$

où l est l'empattement du véhicule. Les critères de stabilité appliqués sur le modèle point peuvent être utilisés sur chaque roue du modèle bicyclette.

Limite de stabilité physique

La limite de stabilité est franchie quand l'adhérence consommée sur une des deux roues devient supérieure à l'adhérence disponible sur cette même roue. Donc la stabilité est garantie tant que :

$$\mu_{uf} = \frac{\sqrt{F_{xf}^2 + F_{yf}^2}}{|F_{zf}|} \leq \mu_f \text{ et } \mu_{ur} = \frac{\sqrt{F_{xr}^2 + F_{yr}^2}}{|F_{zr}|} \leq \mu_r. \quad (3.33)$$

Le critère bicyclette C_{bic}^s est alors fonction de deux sous critères correspondant à chacune des roues du véhicule :

$$C_{bic}^s = \max(C_{bic}^{sf}, C_{bic}^{sr}). \quad (3.34)$$

avec

$$C_{bic}^{sf} = \frac{\sqrt{\left(r\left(\dot{V} - \frac{V^2}{R_c}\beta + pg\right)\right)^2 + \left(\frac{l_r}{l}\left(\dot{V}\beta + \frac{V^2}{R_c} - \frac{V^2}{R_p}\theta - \theta g\right) + \frac{I_{zz}\ddot{\psi}}{ml}\right)^2}}{\left|\frac{l_r}{l}\left(\frac{V^2}{R_c}\theta + \frac{V^2}{R_p} + g\right) + \frac{H}{l}\left(pg - \dot{V} + \frac{V^2}{R_c}\beta\right)\right| \mu_f} \quad (3.35)$$

et

$$C_{bic}^{sr} = \frac{\sqrt{\left((1-r)\left(\dot{V} - \frac{V^2}{R_c}\beta + pg\right)\right)^2 + \left(\frac{l_f}{l}\left(\dot{V}\beta + \frac{V^2}{R_c} - \frac{V^2}{R_p}\theta - \theta g\right) - \frac{I_{zz}\ddot{\psi}}{ml}\right)^2}}{\left|\frac{l_f}{l}\left(\frac{V^2}{R_c}\theta + \frac{V^2}{R_p} + g\right) - \frac{H}{l}\left(pg - \dot{V} + \frac{V^2}{R_c}\beta\right)\right| \mu_r} \quad (3.36)$$

Si $C_{bic}^s > 1$, le contrôle du véhicule n'est plus assuré.

Limite de stabilité psychologique

La limite de stabilité psychologique abordée à partir du modèle bicyclette n'apporterait que peu de raffinement par rapport à celle du modèle point car le conducteur étant à proximité du centre de gravité, les équations seraient très proches de celles déduites du modèle point. Les seules différences proviendraient de la dérive et de l'écart entre la position du conducteur et la position du centre de gravité.

3.4 Analyse de sensibilité aux paramètres routiers : critère point

L'influence des paramètres routiers sur les résultats issus des critères développés a été évaluée à travers une étude de sensibilité. Cette étude peut être réalisée sur l'ensemble d'un tracé routier ou sur les points noirs d'un itinéraire. Elle consiste à évaluer l'influence de petites variations des paramètres routiers sur la variation du critère. Pour pouvoir comparer l'influence des différents paramètres, il faut que l'indicateur permettant de quantifier la sensibilité soit normé. Un autre problème à prendre en compte est le coût de réparation. Pour commencer, ce coût a été pris comme une fonction de la longueur de route à réparer. L'ordre des actions correctives à engager est déterminé en fonction de l'influence des paramètres a_i mais aussi du coût de réparation par paramètres c_i . Les paramètres routiers sont donc classés par ordre décroissant selon une fonction D :

$$D_i = \frac{a_i}{c_i}. \quad (3.37)$$

Le coefficient de sensibilité normalisé a_i d'un critère C^s à un paramètre x_i de la chaussée est défini par :

$$a_i = \frac{\partial C^s}{\partial x_i} \times \frac{x_i}{C^s}. \quad (3.38)$$

En appliquant cette formule aux différents paramètres, on peut comparer leur sensibilités. Si la sensibilité calculée est négative, une augmentation du paramètre étudié diminue la valeur du critère, ce qui augmente la sécurité. A l'inverse, si la sensibilité est positive, alors une augmentation de la valeur du paramètre routier augmente le critère, ce qui nuit à la sécurité. Pour commencer, quatre termes permettant de simplifier les expressions des sensibilités vont être introduits :

$$\begin{cases} a_x = \dot{V} + pg \\ a_y = \frac{V^2}{R_c} - \theta \left(g + \frac{V^2}{R_p} \right) \\ a_z = \theta \frac{V^2}{R_c} + g + \frac{V^2}{R_p} \\ a_{xy} = \sqrt{\left(\dot{V} + pg \right)^2 + \left(\frac{V^2}{R_c} - \theta \left(g + \frac{V^2}{R_p} \right) \right)^2} \end{cases}$$

où a_x , a_y , a_z et a_{xy} sont les accélérations subies par le véhicule dans le repère de la route. Le développement des formules des dérivées partielles de sensibilité des critères a été effectué à l'aide du logiciel de calcul formel MAXIMA¹. Le logiciel Matlab a ensuite été utilisé pour réaliser l'analyse numérique des formules de sensibilité obtenues en fonction des paramètres routiers sélectionnés.

3.4.1 Sensibilité à l'adhérence

La sensibilité à l'adhérence a_{poi}^μ du modèle point (équation 3.10) est définie par :

$$a_{poi}^\mu = \frac{\partial C_{poi}^s}{\partial \mu} \times \frac{\mu}{C_{poi}^s} = -1. \quad (3.39)$$

$$\begin{aligned} a_{poi}^\mu &= \frac{\partial C_{poi}^s}{\partial \mu} \times \frac{\mu}{C_{poi}^s} \\ &= - \frac{\sqrt{\left(\dot{V} + pg \right)^2 + \left(\frac{V^2}{R_c} - \theta \left(g + \frac{V^2}{R_p} \right) \right)^2}}{\left| \theta \frac{V^2}{R_c} + g + \frac{V^2}{R_p} \right| \mu^2} \times \frac{\left| \theta \frac{V^2}{R_c} + g + \frac{V^2}{R_p} \right| \mu^2}{\sqrt{\left(\dot{V} + pg \right)^2 + \left(\frac{V^2}{R_c} - \theta \left(g + \frac{V^2}{R_p} \right) \right)^2}} \quad (3.40) \\ a_{poi}^\mu &= -1. \end{aligned}$$

La sensibilité à l'adhérence est donc très forte et indépendante des autres paramètres du critère. Pour le critère bicyclette, la sensibilité est la même, c'est à dire $a_{bic}^\mu = -1$ que ce soit sur la roue avant ou arrière.

3.4.2 Sensibilité à la pente

En utilisant la même méthode que pour l'adhérence, la sensibilité à la pente du critère point vaut :

$$a_{poi}^p = \frac{\partial C_{poi}^s}{\partial p} \times \frac{p}{C_{poi}^s} = \frac{pg a_x}{a_{xy}^2}. \quad (3.41)$$

Le maximum de a_{poi}^p est défini lorsque la rapport $a_x/a_{xy} = 1$, soit en accélération longitudinale pure. A ce moment là, pour une pente de 10% la sensibilité à la pente est proche de 100%. Dans tous les cas, d'après le critère point, une pente non nulle nuit à la sécurité. On remarque aussi que la sensibilité à la pente du modèle point n'est pas fonction de l'adhérence disponible. La sensibilité à la pente en fonction du rayon est illustrée sur la figure 3.6.

1. Logiciel libre de calcul formel MAXIMA : <http://maxima.sourceforge.net/>

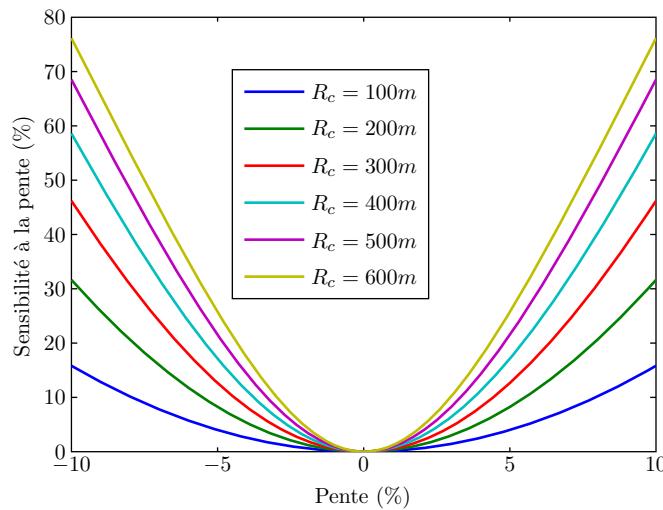


FIGURE 3.6 – Sensibilité à la pente du critère point pour différents rayons de courbure

3.4.3 Sensibilité au rayon

Pour le modèle point, la sensibilité au rayon est définie par la formule suivante :

$$a_{poi}^{R_c} = \frac{V^2}{R_c} \left(\frac{\theta}{a_z} - \frac{a_y}{a_{xy}^2} \right). \quad (3.42)$$

Dans certains cas particuliers, la sensibilité au rayon peut donc être nulle. La figure 3.7 montre l'évolution de la sensibilité au rayon du critère point. La vitesse et le dévers ont donc une

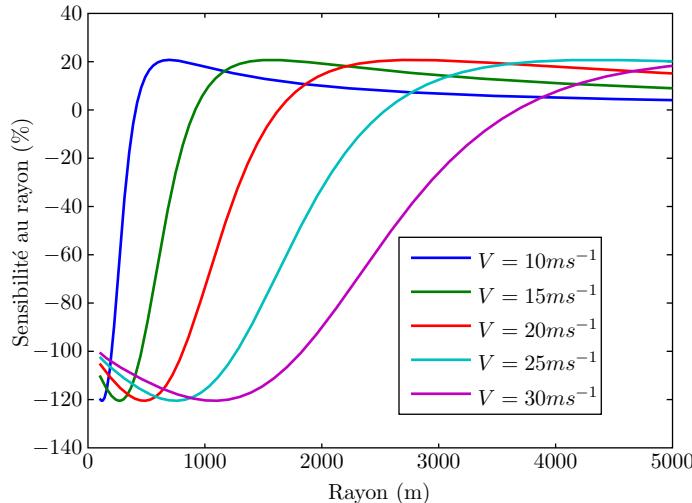


FIGURE 3.7 – Sensibilité au rayon du critère point pour différentes vitesses

importance primordiale dans la sensibilité au rayon. Dans certains cas, l'augmentation du rayon nuit à la sécurité puisque la sensibilité devient légèrement positive. Ceci est dû à l'effet combiné des différents paramètres routiers. De plus, quand le rayon tend vers l'infini, la sensibilité au rayon tend vers 0 :

$$\lim_{R_c \rightarrow +\infty} a_{poi}^{R_c} = 0. \quad (3.43)$$

3.4.4 Sensibilité au dévers

Pour le modèle point, la sensibilité au dévers θ est définie par la formule suivante :

$$a_{poi}^\theta = \theta \left[\frac{a_y}{a_{xy}^2} \left(-\frac{V^2}{R_p} - g \right) - \frac{V^2}{R_c a_z} \right]. \quad (3.44)$$

On constate sur la figure 3.8 que plus le rayon et le dévers sont importants et plus le critère est sensible au dévers. Aussi, la sensibilité atteint des valeurs supérieures à 100% montrant la grande importance du dévers d'un point de vue dynamique. Une augmentation du dévers permet donc de diminuer la valeur du critère et d'améliorer ainsi la sécurité.

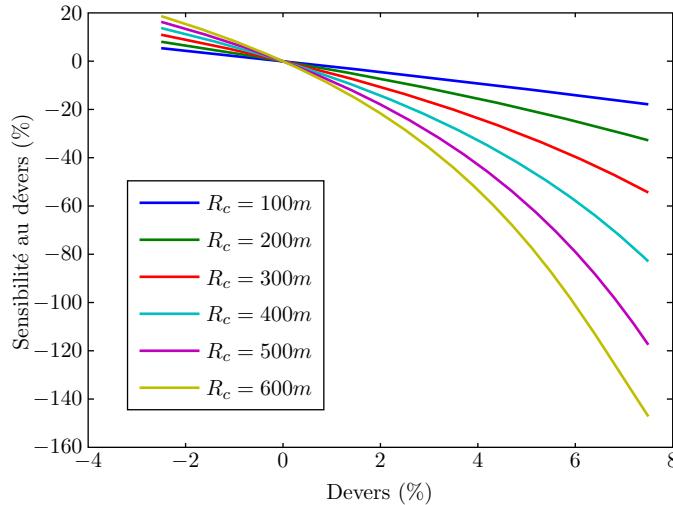


FIGURE 3.8 – Sensibilité au dévers du critère point pour différents rayons

3.4.5 Sensibilité à la vitesse

Pour le modèle point, la sensibilité à la vitesse du véhicule V est décrite par :

$$a_{poi}^V = \theta \left[\frac{a_y}{a_{xy}^2} \left(\frac{2V}{R_c} - \frac{2\theta V}{R_p} \right) - \frac{1}{a_z} \left(\frac{2\theta V}{R_c} + \frac{2V}{R_p} \right) \right]. \quad (3.45)$$

Plus la vitesse augmente et plus le critère est sensible à la vitesse pour atteindre des valeurs de 200%. Dans tous les cas, l'augmentation de la vitesse est néfaste pour la sécurité sauf pour les basses vitesses avec de grands rayons de courbure (Fig. 3.9).

3.5 Analyse de sensibilité aux paramètres routiers : critère bicyclette

L'influence des paramètres routiers sur le critère bicyclette (équations 3.35 et 3.36) a été étudiée de manière similaire au modèle point. Sur la base de ce qui a été fait précédemment, quatre termes ont été introduits pour le critère bicyclette sur la roue avant :

$$\begin{cases} a_{xf} = r \left(\dot{V} - \frac{V^2}{R_c} \beta + pg \right) \\ a_{yf} = \frac{l_r}{l} \left(\dot{V} \beta + \frac{V^2}{R_c} - \frac{V^2}{R_p} \theta - \theta g \right) \\ a_{zf} = \frac{l_r}{l} \left(\frac{V^2}{R_c} \theta + \frac{V^2}{R_p} + g \right) + \frac{H}{l} \left(pg - \dot{V} + \frac{V^2}{R_c} \beta \right) \\ a_{xyf} = \sqrt{\left(r \left(\dot{V} - \frac{V^2}{R_c} \beta + pg \right) \right)^2 + \left(\frac{l_r}{l} \left(\dot{V} \beta + \frac{V^2}{R_c} - \frac{V^2}{R_p} \theta - \theta g \right) + \frac{I_{zz}\ddot{\psi}}{ml} \right)^2} \end{cases}$$

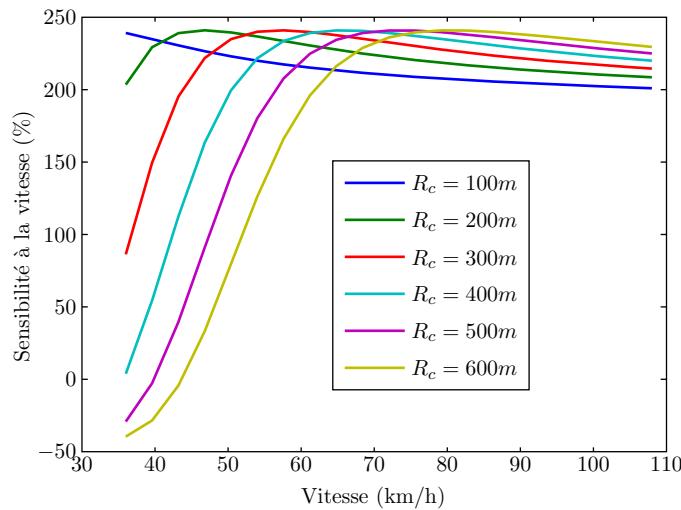


FIGURE 3.9 – Sensibilité à la vitesse du critère point pour différents rayons

et sur la roue arrière :

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{xr} = (1-r) \left(\dot{V} - \frac{V^2}{R_c} \beta + pg \right) \\ a_{yr} = \frac{l_f}{l} \left(\dot{V} \beta + \frac{V^2}{R_c} - \frac{V^2}{R_p} \theta - \theta g \right) \\ a_{zr} = \frac{l_f}{l} \left(\frac{V^2}{R_c} \theta + \frac{V^2}{R_p} + g \right) - \frac{H}{l} \left(pg - \dot{V} + \frac{V^2}{R_c} \beta \right) \\ a_{xyr} = \sqrt{\left((1-r) \left(\dot{V} - \frac{V^2}{R_c} \beta + pg \right) \right)^2 + \left(\frac{l_f}{l} \left(\dot{V} \beta + \frac{V^2}{R_c} - \frac{V^2}{R_p} \theta - \theta g \right) + \frac{I_{zz} \ddot{\psi}}{ml} \right)^2} \end{array} \right.$$

Ensuite, les sensibilités ont été calculées sur la roue avant et sur la roue arrière puis comparées d'un point de vue qualitatif.

3.5.1 Sensibilité à l'adhérence

Les sensibilités à l'adhérence a_{bicf}^μ sur la roue avant et a_{bicr}^μ sur la roue arrière du critère bicyclette valent -1 (-100%) quelles que soient les valeurs des autres paramètres.

3.5.2 Sensibilité à la pente

En utilisant la même méthode que pour le critère point, la sensibilité à la pente du critère bicyclette a_{bicf}^p sur la roue avant vaut :

$$a_{bicf}^p = p \left(\frac{gra_{xf}}{a_{xyf}^2} + \frac{gH}{la_{zf}} \right). \quad (3.46)$$

Sur la roue arrière, la sensibilité est définie par :

$$a_{bicr}^p = p \left(\frac{gra_{xr}}{a_{xyr}^2} + \frac{gH}{la_{zr}} \right). \quad (3.47)$$

Les différences avec la sensibilité à la pente du critère point est qu'une partie de la sensibilité provient du transfert de charge du à la pente avec le terme gH/la_z et qu'une partie de la sensibilité est modulé par le coefficient de répartition de freinage r . La sensibilité à la pente en fonction du rayon est illustrée sur la figure 3.10 On constate que la sensibilité à la pente du

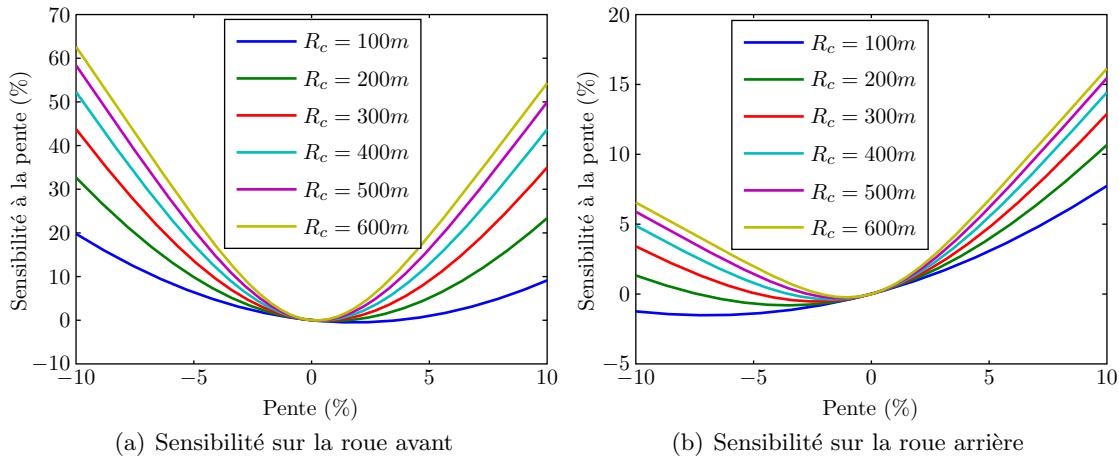


FIGURE 3.10 – Sensibilité à la pente du critère bicyclette

critère bicyclette sur la roue avant est du même ordre que celle du critère point. La répartition de freinage fait que la sensibilité sur la roue arrière est assez faible mais montre aussi que l'analyse de l'influence de la pente à l'aide du critère bicyclette est plus fine. En effet, l'utilisation du critère point pour étudier l'influence de la pente pourrait conduire à des conclusions erronées car, en virage, la perte de contrôle est très généralement initiée à partir d'un des deux essieux et rarement des deux essieux en même temps. Il est donc important de quantifier la sensibilité à la pente sur chacun des essieux, ce qui est réalisé avec le critère bicyclette. De plus, la pente peut avoir un effet sécurisant en diminuant la valeur du critère car la sensibilité sur la roue arrière devient légèrement négative. Le phénomène reste cependant plutôt limité.

3.5.3 Sensibilité au rayon

Pour le critère bicyclette, la sensibilité au rayon est définie pour les roues avant et arrière par :

$$\begin{cases} a_{bicf}^{R_c} = -\frac{l_r}{lR_c}(V^2 + l_r \dot{V}) \frac{a_{yf}}{a_{xyf}^2} + \frac{2l_r r V^2 a_{xf}}{R_c^2 a_{xyf}^2} + \frac{l_r V^2}{lR_c a_{zf}} \left(\frac{2H}{R_c} + \theta \right) \\ a_{bicr}^{R_c} = -\frac{l_f}{lR_c}(V^2 + l_r \dot{V}) \frac{a_{yr}}{a_{xyr}^2} + \frac{2l_r(1-r)V^2 a_{xr}}{R_c^2 a_{xyr}^2} - \frac{V^2}{lR_c a_{zr}} \left(\frac{2Hl_r}{R_c} - \theta l_f \right) \end{cases}$$

Les résultats issus de ces sensibilités sont présentés sur la figure 3.11. La sensibilité au rayon sur la roue arrière suit une tendance similaire à la sensibilité au rayon sur la roue avant mais l'amplitude est différente. Ceci démontre que des effets imprévisibles par le critère point peuvent être mis en avant avec le critère bicyclette. Selon la vitesse, il y a un rayon au delà duquel il est inutile d'aller pour augmenter la sécurité. Cet effet est très fort pour les vitesses faibles et s'atténue pour des vitesses plus importantes.

3.5.4 Sensibilité au dévers

Pour le critère bicyclette, la sensibilité au dévers θ est définie par les formules suivantes :

$$\begin{cases} a_{bicf}^\theta = \theta \left(\frac{l_r V^2}{lR_c a_{zf}} - g \frac{l_r a_{yf}}{a_{xyf}^2} \right) \\ a_{bicr}^\theta = \theta \left(\frac{l_f V^2}{lR_c a_{zr}} - g \frac{l_f a_{yr}}{a_{xyr}^2} \right) \end{cases}$$

On constate sur la figure 3.12 que plus le rayon et le dévers sont importants et plus le critère est sensible au dévers. Aussi, le critère bicyclette a une sensibilité au dévers beaucoup plus forte

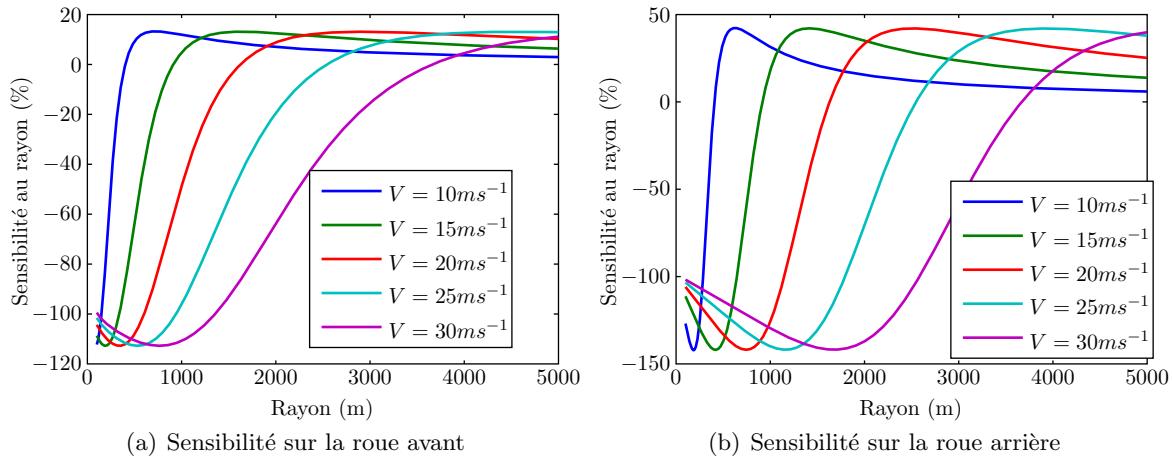


FIGURE 3.11 – Sensibilité au rayon du critère bicyclette

que le critère point, notamment sur la roue avant.

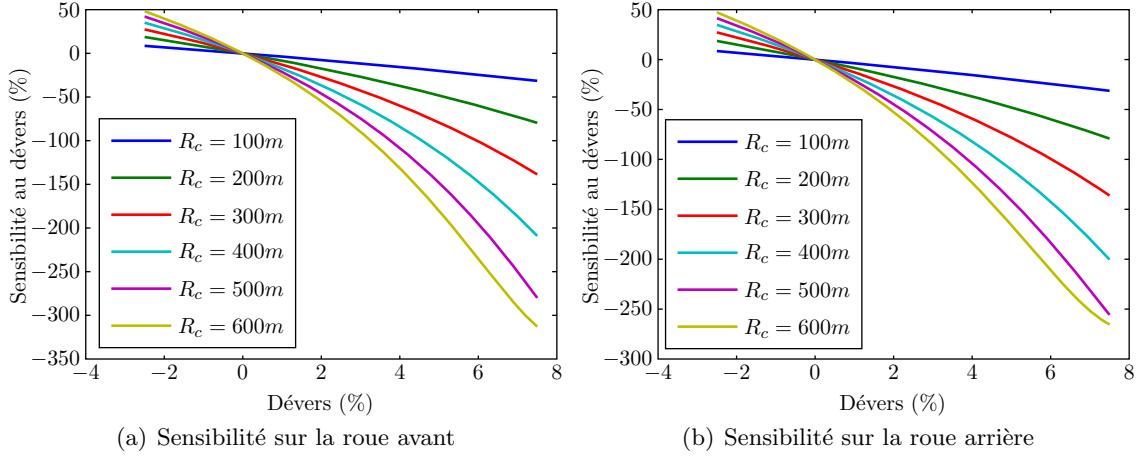


FIGURE 3.12 – Sensibilité au dévers du critère bicyclette

3.5.5 Sensibilité à la vitesse

Pour le critère bicyclette, la sensibilité à la vitesse du véhicule V est décrite par :

$$\begin{cases} a_{bicf}^V = \frac{2V^2}{R_c} \left[\frac{l_r a_{yf}}{l a_{xyf}^2} - \frac{l_r(1-r)a_{xf}}{R_c a_{xyf}^2} - \frac{1}{a_{zf}} \left(\frac{Hl_r}{l R_c} + \frac{\theta l_r}{l} \right) \right] \\ a_{bicr}^V = \frac{2V^2}{R_c} \left[\frac{l_f a_{yf}}{l a_{xyr}^2} - \frac{l_r r a_{xr}}{R_c a_{xyr}^2} - \frac{1}{a_{zr}} \left(\frac{Hl_f}{l R_c} - \frac{\theta l_r}{l} \right) \right] \end{cases}$$

Plus la vitesse augmente et plus le critère est sensible à la vitesse pour atteindre des valeurs de 200% comme pour le critère point (Fig. 3.13).

3.6 Choix des critères

Dans ce chapitre, beaucoup de critères ont été introduits pour détecter les zones dangereuses ou points noirs d'un itinéraire. En pratique, ils ne pourront pas tous être utilisés. Lors de ce travail, trois classes de critères ont été introduites :

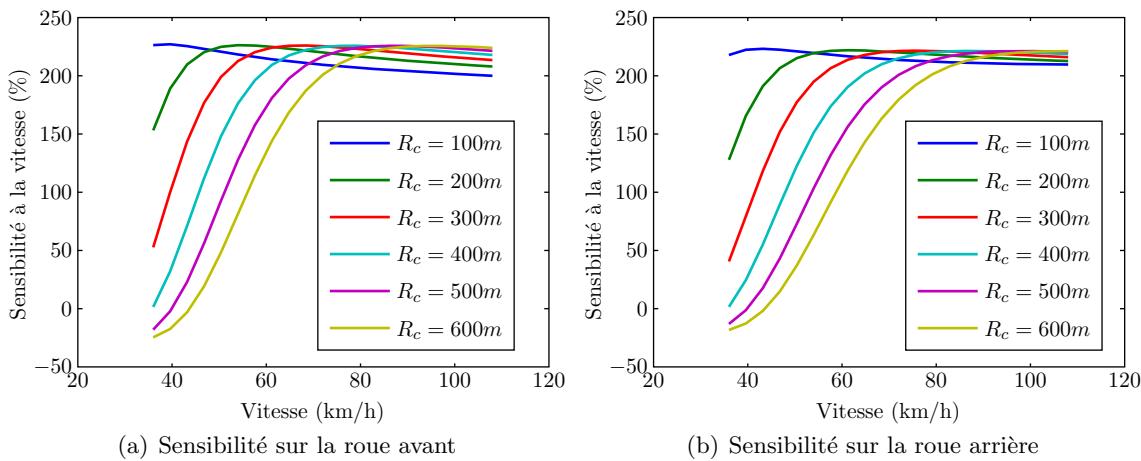


FIGURE 3.13 – Sensibilité à la vitesse du critère bicyclette

- les critères dynamiques liés à la consommation du potentiel d’adhérence. Ce type de critères a été développé à partir d’un modèle point et d’un modèle bicyclette. Le critère issu du modèle bicyclette (équations 3.35 et 3.36) a montré une meilleure capacité à représenter la sensibilité aux différents paramètres routiers que le critère issu du modèle point (équation 3.10) ;
- les critères psychologiques portant sur l’accélération maximale supportée. Dans ce cas, le critère à utiliser est celui écrit à partir du modèle point en modes couplés (équation 3.17) ;
- les critères psychologiques définis à partir du jerk maximal toléré pour le confort. Un seul critère de ce type a été développé (équation 3.22).

Pour une meilleure qualité et richesse des résultats, il est conseillé d’utiliser ces trois types de critère à la fois et de ne considérer que le maximal en chaque point. Ensuite, l’étude de sensibilité du critère en question permet de définir la stratégie d’amélioration du tracé en fonction du coût des réparations lié aux différents paramètres routiers. L’étude de sensibilité présentée dans ce chapitre n’a été réalisée que sur les critères de type dynamique mais elle peut être étendue aux autres critères de la même manière.

3.6.1 Comparaison des critères point et bicyclette en stabilité

Dans cette partie, les critères issus des modèles point (équation 3.10) et bicyclette (équations 3.35 et 3.36) ont été comparés sur un site réel. Les résultats sont illustrés sur la figure 3.14. La première remarque est que le critère bicyclette est toujours supérieur au critère point.

L’effet des paramètres routiers est mieux représenté avec le modèle bicyclette. Les principales différences proviennent des effets d’inertie et du transfert de masse longitudinal. C’est pour cela que la pente et les virages sont plus finement modélisés. Le temps de calcul est approximativement le même mais le nombre de paramètres du véhicule requis diffère. Le critère bicyclette requiert les termes d’inertie ainsi que la position du centre de gravité alors que le critère point ne nécessite aucun paramètre véhicule. L’avantage du modèle bicyclette est de permettre au gestionnaire de prendre en considération différents types de véhicules pour mieux représenter le trafic sur son infrastructure alors que le critère point est facile à utiliser dans une utilisation générale sans prendre en compte différents véhicules. Le choix d’utiliser l’un ou l’autre de ces critères repose alors sur le besoin de précision du gestionnaire ainsi que sur la richesse des informations en sa possession. Dans la suite des travaux présentés ici, et considérant sa bonne

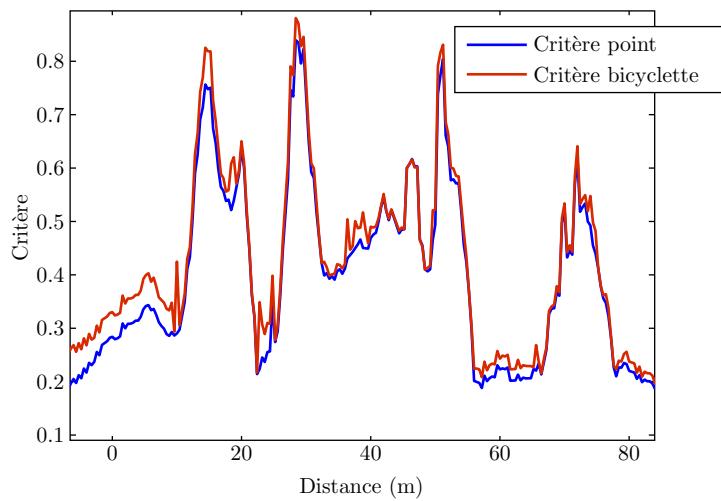


FIGURE 3.14 – Evolution des critères en fonction de la distance

sensibilité aux paramètres routiers, seul le critère bicyclette sera utilisé.

3.7 Comparaison des critères aux méthodes existantes d'évaluation des tracés

Les résultats des trois méthodes testées dans cette section (règles de conception, ALERTINFRA et critère bicyclette) ont été comparés sur un virage d'un site réel (figure 3.15). Les résultats graphiques sont donnés sur la figure 3.16. Les résultats des règles de conception des routes et d'ALERTINFRA sont plutôt booléens. Soit le secteur est sûr, en bleu, soit il est dangereux, en rouge. La méthode physique (critère bicyclette) donne une analyse plus détaillée avec une échelle linéaire du risque allant du bleu pour un secteur sûr au rouge foncé pour un secteur dangereux. Cette méthode, précise dans l'espace, permet au gestionnaire de localiser très précisément les défauts de la route. Cependant, les règles de conception ainsi qu'ALERTINFRA délivrent une riche analyse qui mérite d'être présentée.

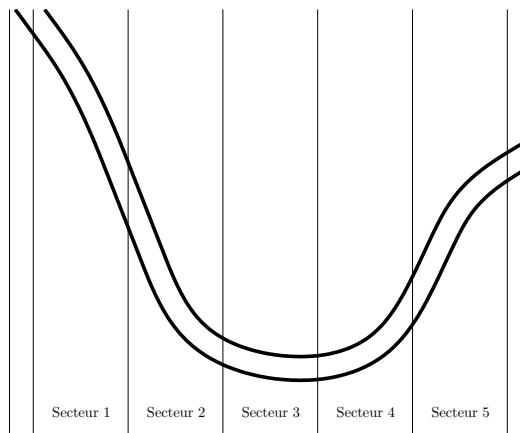


FIGURE 3.15 – Site réel

3.7.1 Règles de conception

Sachant que les règles de conception s'appliquent sur un itinéraire virage par virage, les résultats sont également présentés par virage. Aussi, sachant que les règles de conception ne trient pas les virages par niveau de risque, ils ont été étudiés par ordre croissant du virage n°1 au virage n°3. Pour le virage n°1 du secteur 1, les défauts détectés sont :

- portion de ligne droite précédente trop courte ;
- dévers, rayon de courbure et distance de visibilité insuffisants.

Pour le virage n°2, du secteur 2 au secteur 4, les défauts détectés sont :

- portion de ligne droite précédente trop courte ;
- incompatibilité avec le virage suivant ;
- présence d'une variation de rayon ;
- dévers trop important ($>7\%$) ;
- visibilité insuffisante.

Pour le virage n°3 sur le secteur 5, les défauts détectés sont :

- portion de ligne droite précédente trop courte ;
- visibilité insuffisante.

Les résultats des règles de conception délivrent des informations sur les défauts de l'itinéraire mais ne trient pas ces défauts ni les points durs par ordre de priorité. L'effet des successions de virages est bien représenté mais les défauts ne sont pas localisés précisément dans le virage. De plus, dans le cas d'une évaluation de la chaussée, les règles de conception ne tiennent pas compte des informations d'adhérence. Bien que les règles de conception ne reposent pas entièrement sur des modèles statistiques ou physiques, elles ont, jusqu'à aujourd'hui, assuré la sécurité des usagers de la route en ajoutant des coefficients de sécurité importants. Dans ce cas, où est la nécessité de développer une nouvelle méthode ? En fait les usagers s'habituent à des véhicules de plus en plus sûrs et ils doutent que les limites de vitesse soient justifiées (notion d'homéostasie du risque). Sur les routes existantes, la signalisation doit être plus adaptée et plus pertinente, pour être plus acceptable pour prévenir les accidents.

3.7.2 Alertinfra

Sur la figure 3.16(b) la même partie de l'itinéraire a été analysée avec ALERTINFRA. Les résultats sont présentés du virage le plus dangereux au plus sûr. Pour le virage n°1 :

- virage nécessitant une forte variation de vitesse : la différence entre la vitesse d'approche et la vitesse à la corde est supérieure à 20km/h ;
- forte variation de courbure après le milieu de la courbe ;
- virage suivant incompatible.

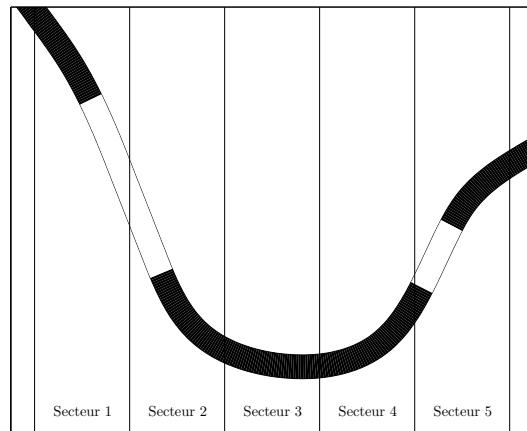
Ensuite vient le virage n°3 :

- forte variation de courbure après le milieu de la courbe ;
- dévers insuffisant ;
- dévers inversé.

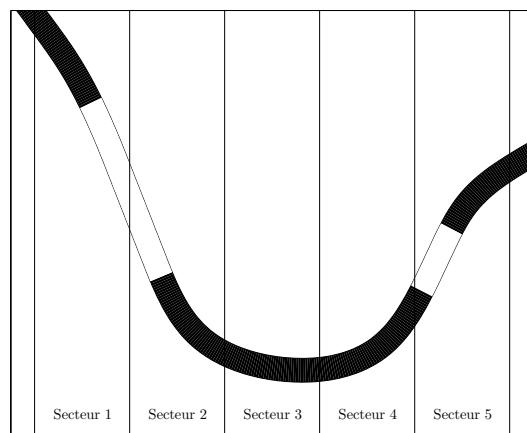
Puis le virage n°2 :

- virage avec un changement de direction important ;
- adhérence insuffisante.

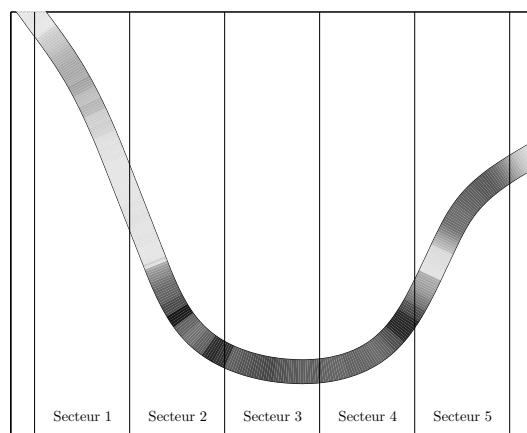
Cette méthode présente l'avantage de trier les zones dangereuses par importance et d'identifier les défauts principaux des itinéraires. En utilisant cette méthode, le gestionnaire trouve facilement les parties de la route à corriger. Cependant, les informations sur les successions de virages sont difficiles à interpréter car elles ne précisent pas quelles corrections sont à apporter.



(a) Règles de conception



(b) ALERTINFRA



(c) Critère bicyclette

FIGURE 3.16 – Evaluation de la route

3.7.3 Comparaison des observations

Au cours du virage n°1 les conclusions des règles de conception et d'ALERTINFRA diffèrent. Les règles de conception mettent en évidence des défauts sur des paramètres géométriques et la portion de ligne droite alors qu'ALERTINFRA indique des alertes sur la succession et la variation des virages. On constate sur la figure 3.16 qu'aucune de ces alertes n'est précisément localisée dans le virage. Dans le virage n°2, ALERTINFRA détecte un fort changement de direction ainsi qu'un défaut d'adhérence mais ne les localise pas sur le secteur long de 157 mètres. Pourtant, le gestionnaire routier a besoin de ces informations détaillées. De même, les règles de conception ont trouvé plusieurs alertes mais ne permettent pas d'en préciser l'urgence et la localisation dans le virage. Pour le virage n°3, les règles de conception annoncent un défaut sur la ligne droite précédente ainsi que sur la visibilité mais pas pour le dévers inversé. En fait, les règles de conception sont très tolérantes dans ce cas alors qu'ALERTINFRA les détecte comme situations potentiellement dangereuses.

3.7.4 Critère bicyclette

La méthode physique de diagnostic d'itinéraire a été implémentée sous Matlab et le temps de calcul pour un itinéraire de plus de 10 km est très court (de l'ordre de la seconde). Sur la figure 3.16(c), un diagnostic a été établi à partir du critère bicyclette et les actions correctives à entreprendre peuvent être données par ordre de priorité. La priorité est directement déduite de la valeur du critère. Plus ce dernier est important et plus la zone est dangereuse. La niveau de gris sur le graphe représente la valeur du critère (blanc pour un critère nul à noir pour un critère maximal).

L'information donnée pour améliorer les routes est précisément localisée (± 1 m) aux points les plus difficiles. Ces points sont choisis quand leurs critères sont supérieurs à une limite fixée par le gestionnaire. Les avantages de cette méthodes sont :

- plusieurs paramètres routiers sont pris en compte et de manière combinée ;
- les défauts de la route sont précisément localisés ;
- une information est donnée au gestionnaire pour choisir la meilleure solution.

Les défauts sont :

- le conducteur n'est pas pris en compte ;
- l'information fournie au gestionnaire n'est pas complète car elle ne tient pas compte des successions de virage.

3.8 Vers un outil performant pour les gestionnaires routiers

Les travaux futurs sur cette méthode vont se concentrer sur l'amélioration des informations fournies au gestionnaire routier. Dans une première approche, l'information peut être fournie comme sur la figure 3.17. Dans ce cas, seuls les points ayant un critère supérieur à 0,8 ont été étudiés. Dans le logiciel final, le gestionnaire sera en mesure de choisir trois niveaux de gravité ou de choisir directement la valeur au dessus de laquelle les points sont étudiés.

Sur la figure 3.17, la première amélioration à effectuer est d'augmenter l'adhérence. Dans le virage n°2, il est ensuite demandé d'augmenter le dévers. Or, par l'application les règles de conception, le dévers est estimé trop important. En fait, dynamiquement, un dévers plus important est nécessaire pour permettre le passage du véhicule mais le conducteur pourrait être surpris par un dévers trop important ($>7\%$) et particulièrement en période hivernale. Sur ce virage, aucune solution particulière sur le dévers ne peut être construite à partir de l'application

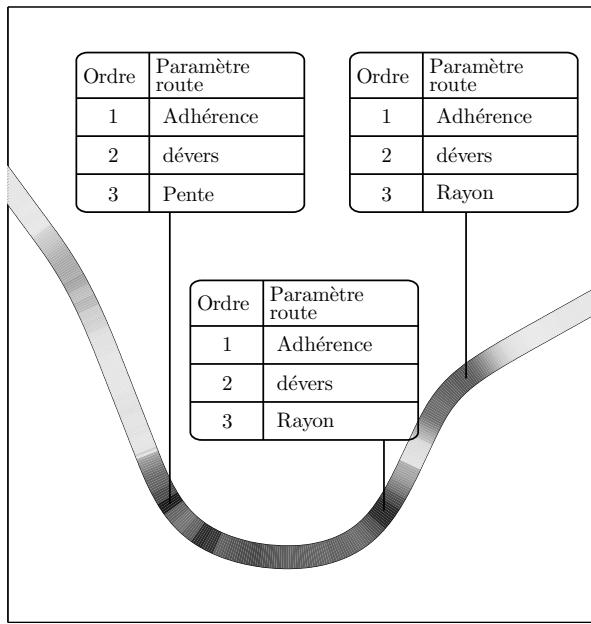


FIGURE 3.17 – Analyse du tracé : actions correctives

d'ALERTINFRA. Pour le virage n°1, le critère bicyclette permet de localiser précisément le défaut de rayon de courbure qui a été détecté au moyen des autres méthodes.

3.9 conclusions

Le but du travail présenté dans ce chapitre était de proposer une aide aux gestionnaires routiers. Dans cet objectif, une méthode physique basée sur des modèles de la dynamique des véhicules a été développée et comparée à des méthodes existantes. Une première conclusion est que les méthodes existantes nécessitent des améliorations car plusieurs défauts ont été décelés. Les règles de conception ne peuvent pas être utilisées seules à cause de leur manque de niveau d'informations (notamment sur la prise en compte de l'adhérence). ALERTINFRA ne permet pas de localiser précisément les défauts et les résultats peuvent parfois être difficiles à interpréter. Aussi, les méthodes existantes ont besoin d'être validées physiquement. La méthode physique développée lors de cette étude a montré que les alertes des deux précédentes méthodes étaient justifiées mais qu'elles pouvaient être complétées. On a pu aussi montrer la capacité, par l'emploi de cette méthode physique, de détecter les défauts de l'infrastructure et de donner des conseils aux gestionnaires routiers sur la manière de les corriger. Cependant, cette méthode doit être améliorée pour tenir compte avec plus de précision du comportement du conducteur. Les futurs travaux vont se concentrer sur la réalisation d'un logiciel offrant une bonne solution pour le diagnostic routier.

Chapitre 4

Étude numérique de trajectoires

Sommaire

4.1	Introduction	67
4.2	Méthodes d'optimisation de trajectoire	68
4.2.1	Méthodes d'optimisation continues	68
4.2.2	Méthodes d'optimisation discrètes	70
4.3	Modélisation par l'AVT	71
4.3.1	Bases de l'AVT : définition de l'algorithme génétique	72
4.3.2	AVT : Algorithme du Ver de Terre	73
4.3.3	Modèle de véhicule	76
4.3.4	Modèle du pneumatique	77
4.3.5	Modèle de route	78
4.4	Résultats de l'algorithme	79
4.4.1	Influence des paramètres de l'algorithme	81
4.4.2	Effet des paramètres conducteurs	82
4.4.3	Effet des paramètres de la route	83
4.4.4	Résultats sur un site réel	83
4.5	Conclusions	84

4.1 Introduction

Ce chapitre traite de l'évaluation du niveau de risque de perte de contrôle pour un véhicule léger évoluant sur routes interurbaines. L'étude des trajectoires, attendues, pratiquées ou limites, peut être particulièrement recommandée pour ce type d'évaluation. En effet, la connaissance du tracé routier seul n'est pas toujours suffisante pour évaluer le risque associé à une infrastructure, il faut aussi en connaître l'usage. Ces trajectoires sont déterminées en utilisant les caractéristiques de la route, les commandes conducteur usuelles et/ou praticables et la dynamique des véhicules. Ceci revient à dire que pour évaluer efficacement une infrastructure, un gestionnaire a besoin de connaître l'effet combiné du conducteur, du véhicule et de la route. Pour atteindre ce but, les techniques actuelles reposent généralement sur des statistiques ou sur des connaissances d'experts. Cependant ces techniques ont plusieurs limites qui ont été examinées dans le chapitre précédent et elles nécessitent une validation physique. Une technique qui a été expérimentée consiste à écrire des critères en fonction des paramètres de la route. Cependant, les caractéristiques et comportements du conducteur doivent être pris en compte avec plus de précision.

Une alternative peut être trouvée à travers une méthode de contrôle de trajectoire combinée à une modélisation du conducteur et du comportement du véhicule sur une route spécifique. Le contrôle de trajectoire est utilisé dans des domaines très variés tels que le guidage de missiles ou le contrôle d'électrons. Généralement, la procédure consiste à fixer la trajectoire voulue sur une trajectoire connue ou considérée comme optimale pour en déduire les commandes à appliquer au système. Dans les études de la dynamique des véhicules, plusieurs méthodes ont montré leurs capacités à suivre efficacement un chemin connu [56]. Par exemple, un module de contrôle basé sur un régulateur Proportionnel Intégral Dérivé (PID) ou un contrôle géométrique, qui réalise un « suivi de carotte » qui consiste à viser un point cible sur la trajectoire considérée comme optimale en contrôlant la commande volant. Le seul paramètre utilisé est la distance entre le centre de l'axe des roues avant et le point cible.

Pour notre problème d'évaluation des tracés routiers, nous avons choisi d'utiliser une méthode de contrôle de trajectoire, fondée sur une procédure d'optimisation utilisant un algorithme génétique itératif conçu pour compenser le fait que la trajectoire réellement parcourue est, *a priori*, inconnue. L'algorithme proposé a été baptisé Algorithme du Ver de Terre (AVT), car son principe imite les préoccupations du ver de terre : aller d'un point A à un point B en creusant un tunnel aussi vite que possible avec une constante auto-évaluation de son efficacité. De la même manière, on peut considérer que le conducteur du véhicule souhaite voyager sans perte de temps. En continuant l'analogie, on peut noter que le ver de terre, par paresse, ne creuse que dans les sols tendres. Ce sol tendre représente pour le conducteur la trajectoire la plus économique sur la voie de circulation en termes de réduction de vitesse, de distance et de force de contact générées.

Ce chapitre est organisé comme suit : la section 1 décrit les méthodes utilisées actuellement pour le contrôle de trajectoire, la section 2 détaille l'AVT avec son modèle de véhicule, de pneumatiques et de route, puis la section 3 présente les résultats de l'AVT en termes de convergence et de trajectoire.

4.2 Méthodes d'optimisation de trajectoire

L'ensemble des méthodes d'optimisation de trajectoire peut se décomposer en deux catégories : les méthodes continues ou analytiques et les méthodes discontinues ou discrètes.

4.2.1 Méthodes d'optimisation continues

Pour qu'une trajectoire soit définie de manière continue, il faut qu'elle soit composée d'éléments simples dont les positions peuvent être représentées à partir de fonctions mathématiques. La première solution consiste à utiliser les courbes de REEDS et SHEPP décrivant une trajectoire à partir de lignes droites et d'arcs de cercles [57]. Ces portions doivent être liées avec la condition de conserver la continuité de la trajectoire : elle doit être de classe C^1 . Un exemple de trajectoire fourni par cette méthode est présenté sur la figure 4.1. Le principal avantage de cette méthode est sa simplicité alors que son inconvénient est la discontinuité de la courbure qui rend impossible son parcours exact avec un véhicule, sauf en s'arrêtant à chaque discontinuité de courbure ce qui ne peut pas être représentatif de trajectoires réelles. Une méthode permettant de corriger ce défaut est l'approche de DUBINS qui a introduit des portions de clohoïdes entre les lignes droites et les arcs de cercle [58] afin de conserver une courbure continue de classe C^1 . C'est cette méthode qui est utilisée pour la conception géométrique des tracés routiers en plan pour que le conducteur ait une variation continue de l'angle volant en suivant la route. Les courbes de DUBINS sont les plus simples à garantir la continuité d'une trajectoire mais elles

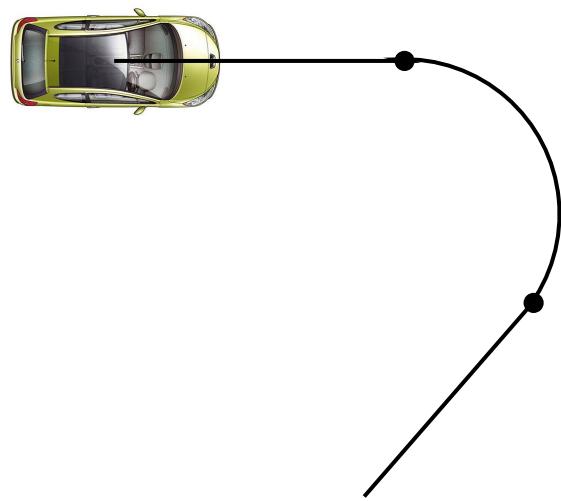


FIGURE 4.1 – Trajectoire à base de courbes de Reeds et Shepp

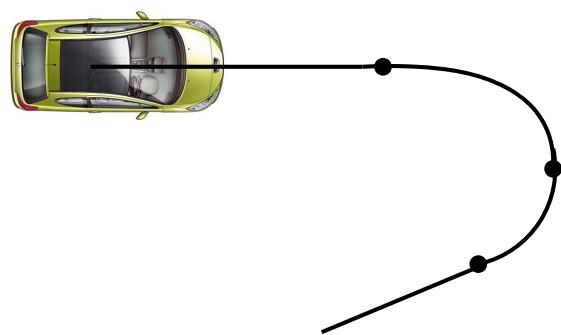


FIGURE 4.2 – Trajectoire à base de courbes de Dubins

ne permettent pas de représenter la variété des trajectoires suivies. Pour cela des courbes plus complexes ont été introduites comme les courbes polynomiales, les splines [59], les courbes de BEZIER, etc. Ces méthodes ont été présentées dans [60]. Aussi la méthode des splines polaires a été utilisée dans [61]. Elle consiste à décrire la trajectoire dans un virage par un polynôme donnant le rayon de courbure $r(\phi)$ de la trajectoire dans un repère polaire centré sur le centre du virage : $r(\phi) = a_0 + a_1\phi + a_2\phi^2 + a_3\phi^3 + \dots + a_n\phi^n$ où ϕ est l'angle polaire et les coefficients a_i des paramètres fonction des contraintes de continuité. Ces contraintes sont de trois types :

- en position : valeurs des rayons ;
- en orientation : cap du véhicule ;
- en courbure.

Dans le cas d'une transition proche d'un arc de cercle définie comme sur la figure 4.3, on a :

- pour $\phi = 0$, $r = R$, $r' = 0$ et $\kappa = 0$
- pour $\phi = \alpha$, $r = R$, $r' = 0$ et $\kappa = 0$

où κ est la courbure définie dans un repère polaire par :

$$\kappa = \frac{r^2 + 2r'^2 - rr''}{(r^2 + r'^2)^{1.5}} \text{sign}(\alpha)$$

α étant la valeur de l'angle du secteur étudié.

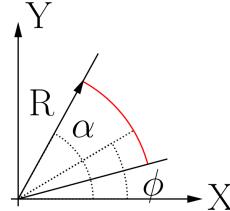


FIGURE 4.3 – Transition en arc de cercle

4.2.2 Méthodes d'optimisation discrètes

Les méthodes d'optimisation discrètes s'intéressent moins aux problèmes de continuité car celle-ci est généralement assurée par les modèles de la dynamique du phénomène étudié. Dans notre cas, il s'agit de la dynamique des véhicules. La première méthode utilisée suppose connue une trajectoire idéale, celle qui maximise les distances aux bords de voie par exemple, et tente de construire une trajectoire compatible avec la dynamique des véhicules la plus proche de la trajectoire idéale. La méthode du « suivi de carotte » ou asservissement géométrique consiste à viser un point sur la route à une distance D_{fix} du véhicule et à prendre comme angle de braquage, l'angle entre le cap du véhicule et la direction à prendre pour rejoindre ce point. Le fonctionnement de cette méthode est représenté sur le schéma de la figure 4.4. Cette méthode reste limitée par la condition de connaissance de la trajectoire idéale. Pour pouvoir simuler le comportement du conducteur, il faut d'abord estimer sa trajectoire suivie même si celle-ci est éloignée de la trajectoire considérée comme idéale. Les algorithmes exploratoires permettent, en balayant l'ensemble de l'espace d'état au travers de la construction d'un arbre, de trouver des trajectoires non prédefinies. Une illustration de ce type d'algorithme est fournie sur la figure 4.5. Cependant, ces techniques sont très coûteuses en temps de calcul pour aboutir finalement à des résultats parfois trop simplifiés. La méthode des petites perturbations peut être employée pour résoudre le problème de temps de calcul. Elle consiste à déformer de manière itérative l'entrée du système $u(s)$, donc les commandes conducteurs, par une petite perturbation $v(s)$.

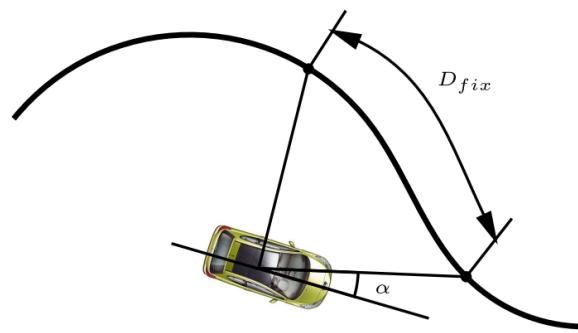


FIGURE 4.4 – Méthode du suivi de carotte

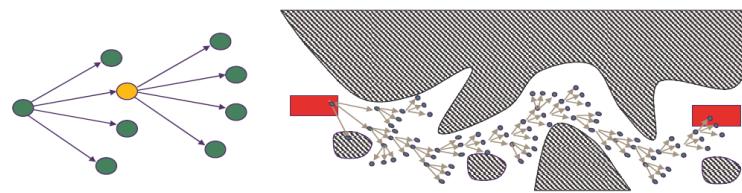


FIGURE 4.5 – Algorithmes exploratoires

pour être sûr de respecter les contraintes géométriques et dynamiques. La trajectoire d'origine $q(s)$ se transforme alors en une trajectoire déformée $q_{def}(s)$. La différence entre ces trajectoires est notée $\eta(s)$ (Fig. 4.7). Cette méthode ne permet pas de prendre en compte le comportement

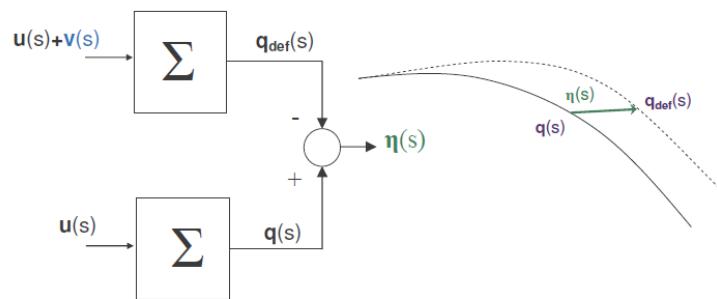


FIGURE 4.6 – Méthode des perturbations

du conducteur et la trajectoire calculée n'est donc pas forcément représentative d'une trajectoire réelle.

4.3 Modélisation par l'AVT

L'Algorithme du Ver de Terre (AVT) a été développé afin de s'affranchir de ces différents problèmes en réalisant des itérations d'un algorithme génétique incluant un modèle de véhicule et de pneumatique.

4.3.1 Bases de l'AVT : définition de l'algorithme génétique

L'algorithme génétique est un algorithme d'optimisation méta-heuristique dirigé par la théorie de l'évolution de DARWIN [62]. Il consiste à sélectionner, croiser et muter les individus d'une population initiale pour engendrer une nouvelle population. Ces opérations sont répétées jusqu'à ce que le but soit atteint, c'est à dire, dans notre cas, l'atteinte de la fin de l'itinéraire étudié tout en maintenant le véhicule sur sa voie de circulation, avec un taux de glissement et de lacet limités, et en maximisant sa vitesse de déplacement. Ces objectifs peuvent être contradictoires et leur atteinte conjointe requiert une attention particulière. Un autre problème est que le système étudié est dynamique. Les algorithmes génétiques ne sont pas initialement conçus pour être exploités nativement avec des données dynamiques. Cependant, il est possible de les améliorer et de les adapter.

En ayant ces aspects à l'esprit, les différentes étapes d'un algorithme génétique (détaillées dans Algo. 1) sont :

- Initialisation de la population : une population initiale, correspondant à l'angle volant conducteur, est générée. Elle est constituée d'un nombre n_{chrom} de chromosomes ou individus, chaque individu étant composé d'un nombre n_{genes} de gènes. La valeur de chaque gène représente une variation de l'angle de braquage $\dot{\delta}(d)$ à une distance donnée du début de la trajectoire et chaque gène est limité par des lois physiques.

$$|\dot{\delta}(d)| \leq \dot{\delta}_{max}$$

A travers le véhicule, le conducteur et la route, chaque individu représente une trajectoire possible pour le véhicule. Le problème de déterminer la trajectoire d'un individu revient à résoudre :

$$\dot{X} = f(X(d), u(d)),$$

où $X(d)$ est le vecteur d'état décrivant la trajectoire du véhicule, $u(d)$ le vecteur commande et f est une fonction représentant le modèle de véhicule.

- Evaluation de la population : chaque individu de la population est évalué à travers une fonction d'adaptation. Pour réaliser cela, la localisation du véhicule dans les limites de la voies, la condition de non glissement et la condition d'accélération latérale limitée sont vérifiées pour chaque gène j . Les limites de la voie de circulation sont données par des vecteurs de coordonnées cartésiennes : (x_r^{ext}, y_r^{ext}) pour la ligne externe et (x_r^{inte}, y_r^{inte}) pour la ligne interne. Une position $(x(j), y(j))$ du véhicule se situe sur la route si :

$$(x_r^{ext}(j) - x(j))^2 + (y_r^{ext}(j) - y(j))^2 \leq L_a^2$$

et

$$(x_r^{inte}(j) - x(j))^2 + (y_r^{inte}(j) - y(j))^2 \leq L_a^2$$

où L_a est la largeur de la route. Pour vérifier la condition de non glissement, l'angle de dérive α_j sur chaque roue est calculé à partir du modèle de véhicule choisi. Si $\alpha_j \geq 0,09$ rad, le véhicule est considéré comme étant en glissement. Cette valeur a été fournie par le manufacturier de pneumatique et est liée aux caractéristiques des pneumatiques. Alors, la troisième condition est évaluée. L'accélération latérale réelle doit être inférieure à l'accélération latérale maximale supportable pour le conducteur. Si ces trois conditions sont validées pour un même gène, la note de l'individu est augmentée d'une valeur de $100(n_{gene} - j)^3$. La puissance 3 a été déterminée comme condition nécessaire pour rendre les premiers

gènes plus important que les derniers pour tenir compte des propriétés dynamiques du système. Donc, la fonction d'évaluation E_i pour l'angle volant est :

$$E_i^{angle} = \sum_{j=1}^{n_{genes}} [((x(j), y(j)) \in R_0) \& (a_y \leq a_{cond}) \& (|\alpha_j| \leq \alpha_{max})] \times 100(n_{gene} - j)^3 \quad (4.1)$$

où R_0 est l'ensemble contenant les points des voies de circulation, a_y est l'accélération latérale, a_{cond} l'accélération latérale limite du conducteur et α_{max} l'angle de dérive maximal. L'expression

$$((x(j), y(j)) \in R_0) \& (a_y \leq a_{cond}) \& (|\alpha_j| \leq \alpha_{max})$$

est un booléen valant 1 quand toutes les conditions sont vérifiées et 0 autrement. Chaque individu en angle volant est classé selon son évaluation E_i^{angle} . Alors, un poids ω_i^{angle} est associé à l'individu en fonction de sa position C_i^{angle} dans la population classée :

$$\omega_i^{angle} = \frac{C_i^{angle}}{\sum_{k=1}^{n_{chrom}} k}$$

- Sélectionner les individus : parmi les individus classés, les individus sont sélectionnés aléatoirement en fonction de leurs poids ω_i^{angle} . Le nombre d'individus sélectionnés est fixé à deux fois le nombre d'individus de la population initiale.
- Insérer des individus générés aléatoirement : pour éviter les phénomènes de convergence locale de l'algorithme génétique, il est nécessaire d'injecter des individus aléatoires dans la population engendrée. Généralement, un ou deux individus sont insérés en fonction du nombre d'individus.
- Croiser les individus sélectionnés : les individus sélectionnés sont croisés. Un entier p inférieur à n_{genes} est généré aléatoirement. Les p premiers gènes de l'individu père deviennent les p premiers gènes de l'individu fils et les $n_{genes} - p$ derniers gènes de l'individu mère deviennent les $n_{genes} - p$ gènes de l'individu fils. Cependant, il y a une probabilité de croisement p_c , généralement plutôt forte ($p_c > 0,7$). Si il n'y a pas de croisement, l'individu mère est directement recopié dans l'individu fils.
- Muter un individu : Les individus de la population générée ont une probabilité p_m , plutôt faible ($p_m < 0,005$), d'être mutés. Dans ce cas, un gène sélectionné aléatoirement de l'individu est remplacé par un gène aléatoire. Cette méthode évite la convergence locale sans être trop gourmande en temps de calcul.
- Démarrer une nouvelle génération : à cette étape, la population générée devient la nouvelle génération mère et l'algorithme reprend à l'étape d'évaluation. Le nombre de réalisations de ce cycle requis par l'algorithme génétique dépend de la fonction d'évaluation et des paramètres choisis. Bien qu'un critère de convergence puisse être écrit pour stopper l'algorithme, un nombre d'itérations compris entre 500 et 1000 est généralement suffisant pour obtenir la convergence. L'AVT permet de réduire ce nombre.

4.3.2 AVT : Algorithme du Ver de Terre

La limite de l'application pure d'un algorithme génétique est qu'il peut difficilement être utilisé pour optimiser une trajectoire de plusieurs centaines de mètres à cause des propriétés dynamiques du système. L'AVT utilise l'algorithme génétique présenté pour optimiser la trajectoire sur la distance de visibilité D_{vis} du conducteur qui est définie dans une première approche

Algorithme 1 Algorithme génétique**Entrées:** Paramètres VIC**Sorties:** Trajectoire optimisée

```

Initialisation de la population
tantque Convergence non atteinte faire
    Évaluer la population
    Sélectionner les meilleurs individus
    si  $p_c < 0,7$  alors
        Croiser les individus sélectionnés
    finsi
    si  $p_m < 0,005$  alors
        Muter un individu
    finsi
    Insérer un individu
fin tantque
Sortir la trajectoire optimisée.
```

comme une fonction de la courbure de la route R et la largeur libre en bord de voie w_r . On a :

$$D_{vis} = \sqrt{8R_c(2 + l_a)}$$

Cette étape a été introduite pour tenir compte du comportement du conducteur. De futures améliorations pourront être réalisées en introduisant la pente et le dévers dans le calcul de la distance de visibilité. Cette distance de visibilité limite le nombre de gènes de 60 à 120. Ensuite, seule la partie de la trajectoire représentant la distance de réaction $D_{reac} = V_j t_{reac}$ est sauvegardée. t_{reac} est le temps de réaction et V_j est la vitesse du véhicule. Cette optimisation est réalisée pour différents profils d'accélérations longitudinales et le profil d'accélération donnant les meilleurs résultats est sélectionné. Un algorithme d'optimisation, décrit dans l'algorithme 2, est utilisé pour sélectionner le meilleur profil d'accélération à partir de la fonction d'évaluation de la trajectoire. Cette étape permet de générer le profil de vitesse de l'itinéraire. Sur cet algorithme, a_{max} est l'accélération longitudinale maximale, a_{min} l'accélération longitudinale minimale, k est un paramètre de l'AVT représentant le pas de précision en vitesse. N_{max} et N_{min} sont les évaluations, par l'équation 4.1, de l'optimisation avec deux limites d'accélération a_{max} et a_{min} . Une nouvelle optimisation commence alors avec, comme conditions initiales, les conditions finales de la trajectoire précédemment sauvegardée. Ces optimisations sont répétées jusqu'à la fin de l'itinéraire. Contrairement à un algorithme génétique classique, un des avantages est que le temps de calcul est quasiment linéairement lié à la longueur du tracé à étudier. Aussi, pour des systèmes dynamiques, les algorithmes génétiques se concentrent sur l'optimisation des premiers points de la trajectoire. En prenant en compte cette propriété, le temps de calcul peut être réduit avec l'AVT car seul les premiers points de la trajectoire sont sauvegardés. Comme ce travail est une première implémentation de cet algorithme et pour des raisons de simplicité, le choix d'arrêter l'optimisation sans critère de convergence a été pris. À la place, il est supposé que la fin de l'optimisation est atteinte pour une limite spécifiée qui a été déterminée expérimentalement.

Un exemple d'optimisation est donné sur la figure 4.7. La trajectoire optimisée lors d'une itération de l'AVT est tracée en rouge. La partie de la trajectoire sauvegardée à cette itération est indiquée en vert et la trajectoire finale est tracée en bleu.

Algorithme 2 Algorithme du Ver de Terre (AVT)

Entrées: Conditions initiales (vitesse, position)
Sorties: Trajectoire optimisée sur l'itinéraire complet

tantque Fin de l'itinéraire non atteinte **faire**

tantque $a_{max} \neq a_{min}$ **faire**

 Optimiser la trajectoire sur D_{vis} à a_{max}

 Optimiser la trajectoire sur D_{vis} à a_{min}

si $N_{a_{max}} > N_{a_{min}}$ **alors**

$a_{min} = a_{min} + ka_{min}$

sinon

$a_{max} = a_{max} - ka_{max}$

finsi

fin tantque

 Sauvegarder le début de la trajectoire

fin tantque

 Sortir la trajectoire optimisée

- $\mathbf{X}(s) \forall s \in [s_0, s_0 + D_{vis}]$
- $\mathbf{X}(s) \forall s \in [s_0, s_0 + D_{reac}]$
- $\mathbf{X}(s)$ validé

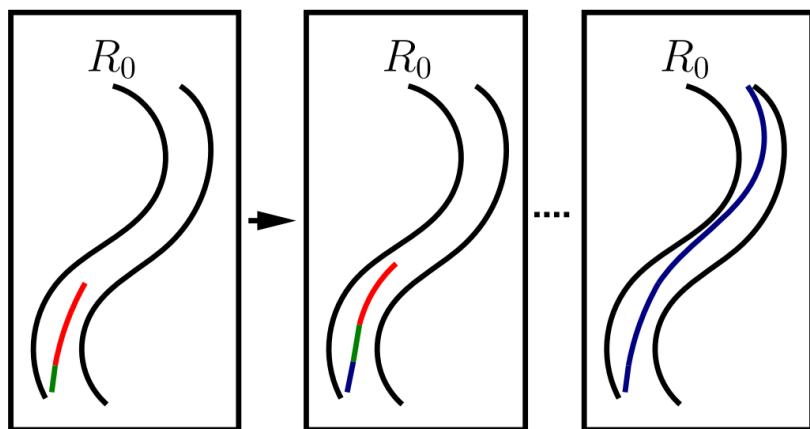


FIGURE 4.7 – Algorithme du Ver de Terre

4.3.3 Modèle de véhicule

Le modèle de véhicule utilisé est le modèle bicyclette, typiquement exploité pour les études de dynamique latérale des véhicules. Ce choix a été fait pour son bon compromis entre précision et simplicité. Dans ce modèle, le véhicule est assimilé à une bicyclette et chaque essieu est modélisé par une roue. Les autres hypothèses sont :

- les pneumatiques ont un comportement non linéaire ;
- le comportement du véhicule est purement transversal, c'est à dire que les effets de l'accélération longitudinale sont négligés ;
- le roulis et le tangage sont négligés.

Un des objectifs principaux est de prendre en compte la route avec précision. Pour cela, trois repères ont été définis :

- **Repère principal R** : défini par son origine $G(x_g, y_g, z_g)$ et ses axes $(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})$, ce repère est lié au centre de gravité.
- **Repère pente R_p** : défini par son origine $G(x_g, y_g, z_g)$ et ses axes $(\vec{X}_p, \vec{Y}_p, \vec{Z}_p)$, ce repère est lié au centre de gravité et est tourné d'un angle p , représentant la pente longitudinale, par rapport principal autour de l'axe \vec{Y} ;
- **Repère route R_r** : défini par son origine $G(x_g, y_g, z_g)$ et ses axes $(\vec{X}_r, \vec{Y}_r, \vec{Z}_r)$, ce repère est tourné d'un angle θ , représentant le dévers, autour de l'axe \vec{X}_p (Fig. 4.8).

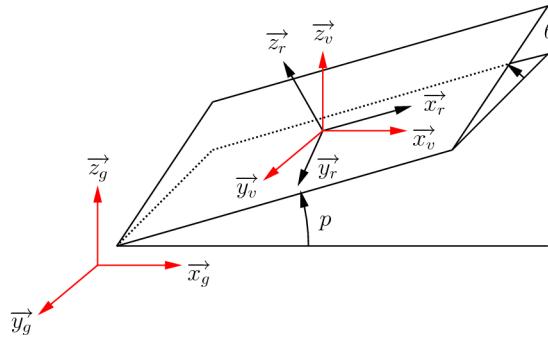


FIGURE 4.8 – Repères utilisés

Les forces externes s'exerçant sur le châssis du véhicule, sont, dans le repère route, les forces de contact F_f et F_r agissant respectivement sur les roues avant et arrière :

$$\vec{F}_f = \begin{pmatrix} 0 \\ F_{yf} \\ F_{zf} \end{pmatrix}_{R_r}, \quad \vec{F}_r = \begin{pmatrix} 0 \\ F_{yr} \\ F_{zr} \end{pmatrix}_{R_r}.$$

Le poids est donné :

$$\vec{P} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -mg \end{pmatrix}_R,$$

et le véhicule est soumis à l'accélération dans le repère véhicule :

$$\vec{a} = \begin{pmatrix} 0 \\ a_y \\ 0 \end{pmatrix}_{R_p},$$

où a_y est l'accélération transversale, c'est à dire, principalement l'accélération centripète :

$$a_y = V (\dot{\beta} + r),$$

où V est la vitesse du véhicule, β l'angle de dérive global et r le taux de lacet.

$$\begin{cases} (\vec{F}_f)_{R_r} = P_1 P_2 (\vec{F}_f)_{R_p} \\ (\vec{F}_r)_{R_r} = P_1 P_2 (\vec{F}_r)_{R_p}, \end{cases}$$

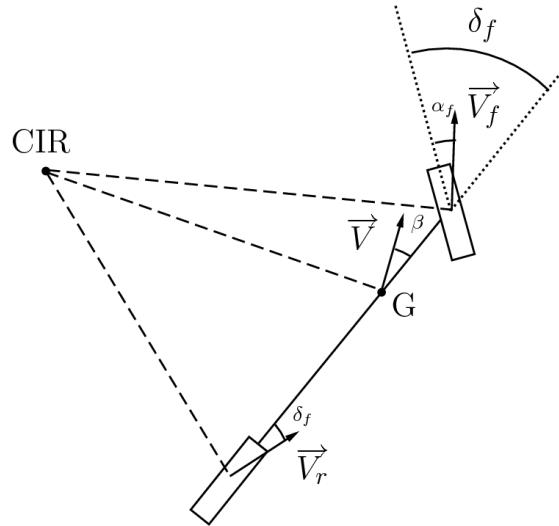


FIGURE 4.9 – Modèle bicyclette

$$P_1 = \begin{pmatrix} \cos(p) & 0 & \sin(p) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(p) & 0 & \cos(p) \end{pmatrix}$$

et

$$P_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta) & -\sin(\theta) \\ 0 & \sin(\theta) & \cos(\theta) \end{pmatrix}.$$

Ensuite, en appliquant les équations d'équilibre, le système peut être présenté dans sa forme finale :

$$\begin{cases} mV (\dot{\beta} + r) = \vec{F}_f \cdot \vec{y}_v + \vec{F}_r \cdot \vec{y}_v \\ I_z \ddot{r} = [(G\vec{F} \wedge \vec{F}_f) \cdot \vec{y}_v + (G\vec{R} \wedge \vec{F}_r) \cdot \vec{y}_v] \cos(\beta) \end{cases}$$

où I_z est l'inertie du véhicule selon l'axe \vec{z} .

4.3.4 Modèle du pneumatique

Dans ce chapitre, le modèle du pneumatique utilisé est le modèle de PACEJKA. Ce modèle est un des plus utilisés en dynamique des véhicules et il est souvent référencé comme la « formule magique ». Une raison supplémentaire pour utiliser ce modèle est que le manufacturier des pneumatiques utilisés lors des campagnes expérimentales a fourni l'ensemble des paramètres des pneumatiques nécessaires selon la modélisation de PACEJKA. Ce modèle a été utilisé en modes

non couplés, c'est à dire que les interactions entre les forces longitudinales et transversales sont négligées. Ce choix a été pris afin de conserver un modèle de véhicule simple pour la validation de l'AVT. La formule magique permet, en ne modifiant que quatre paramètres, d'exprimer différents efforts de contact. Par exemple, la force de contact latérale est donnée par :

$$F_y = D \sin \{C \arctan [B\alpha - E(B\alpha - \arctan(B\alpha))]\},$$

où α est l'angle de dérive au niveau du pneumatique considéré. Dans cette étude, les paramètres B , C , D et E , qui varient avec le système et les données des pneumatiques, sont calculés à partir de l'ensemble des coefficients donnés par le manufacturier. Une des données essentielles au calcul des efforts de contact est la force normale. Les forces normales sur chaque roue avant F_{zf} et sur chaque roue arrière F_{zr} peuvent être calculées à partir de la position du centre de gravité et de l'empattement L du véhicule :

$$F_{zf} = \frac{(\vec{RG} \wedge \vec{P}) \cdot \vec{y}_v}{2L}, \quad F_{zr} = \frac{(\vec{FG} \wedge \vec{P}) \cdot \vec{y}_v}{2L}$$

Les angles de dérives à l'avant α_f et à l'arrière α_r du véhicule sont calculés à partir de l'angle de dérive global β de l'angle de braquage δ de la roue et de la distance longitudinale L_f entre le centre de gravité et les roues avants :

$$\begin{cases} \alpha_f = \beta - \frac{(L-L_f)r}{V} \\ \alpha_r = \beta - \delta + \frac{L_f r}{V} \end{cases}$$

Un exemple de force latérale fonction de l'angle de dérive est donné sur la figure 4.10. Chaque force correspond à la roue avant ou arrière de la bicyclette, elle est donc la résultante des deux roues avant ou des deux roues arrières du véhicule. La différence entre les forces sur les roues avant et arrière est majoritairement due à la différence de charge statique entre les essieux et aux effets de la pente.

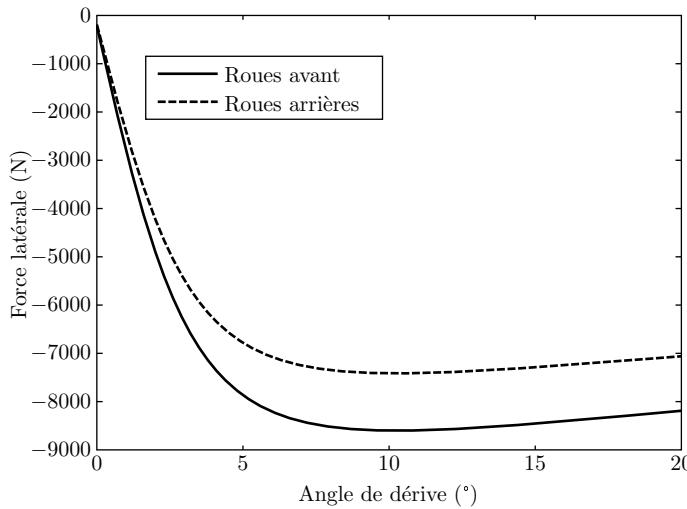


FIGURE 4.10 – Forces de contact

4.3.5 Modèle de route

Dans le modèle de véhicule, la route entre naturellement en considération à travers des paramètres tels que le rayon de courbure R , la pente p , le dévers θ et l'adhérence μ . Ces paramètres

sont donnés en fonction de la distance s du début à la fin du tracé. Les coordonnées (x, y) des lignes externes et internes sont calculées à partir du rayon de courbure. La première étape consiste à calculer les coordonnées (x_c, y_c) du centre de la voie :

$$\begin{cases} \kappa_{i+1} = \kappa_i + 2 \arcsin\left(\frac{\Delta s}{2R_i}\right) \\ x_{i+1}^c = x_i^c + \Delta s \cos \kappa_{i+1} \\ y_{i+1}^c = y_i^c + \Delta s \sin \kappa_{i+1} \end{cases}$$

où i est l'indice du composant du vecteur route. Ensuite, un vecteur unitaire normal au centre de la route $\vec{r}_i = (r_{xi}, r_{yi})$, est déduit :

$$\begin{cases} r_{xi} = \frac{-(y_{i+1}^c - y_i^c)}{\sqrt{(x_{i+1}^c - x_i^c)^2 + (y_{i+1}^c - y_i^c)^2}} \\ r_{yi} = \frac{(x_{i+1}^c - x_i^c)}{\sqrt{(x_{i+1}^c - x_i^c)^2 + (y_{i+1}^c - y_i^c)^2}} \end{cases}$$

À partir des coordonnées de la ligne centrale et du vecteur normal unitaire, il est possible de calculer les coordonnées (x, y) des lignes externes et internes :

$$\begin{cases} x_{i+1}^{ext} = x_i^{ext} - \frac{L_a}{2} r_{xi} \\ y_{i+1}^{ext} = y_i^{ext} - \frac{L_a}{2} r_{yi} \end{cases}, \quad \begin{cases} x_{i+1}^{inte} = x_i^{inte} - \frac{L_a}{2} r_{xi} \\ y_{i+1}^{inte} = y_i^{inte} - \frac{L_a}{2} r_{yi} \end{cases}$$

Ensuite, à chaque étape de calcul de l'algorithme et pour chaque abscisse curviligne, les paramètres routiers sont lus par l'AVT et utilisés par le modèle de véhicule.

4.4 Résultats de l'algorithme

En première approche, l'influence des paramètres de l'algorithme tels que le nombre d'individus et l'influence des paramètres conducteurs ont été testés sur une route spécifique. Ensuite, comme le but initial de l'AVT est d'évaluer le niveau de sécurité offert par la route en fonction de ses paramètres, un plan factoriel complet, ayant pour variables ces paramètres, a été utilisé. Ceci a été réalisé avec quatre paramètres routiers (rayon de courbure, adhérence, pente et dévers). L'objectif est d'estimer l'influence de ces paramètres sur l'algorithme pour connaître leurs rôles directs ou couplés. Un exemple de résultat de l'AVT pour un rayon constant est présenté sur les figures 4.11(a), 4.11(b) et 4.12. Tous les essais numériques ont été réalisés sur une route circulaire de 2 km de long débutant par une cloxoïde. Pour le cas particulier de la figure 4.12, le profil de vitesse montre que la vitesse maximale sur cette route est proche de 170 km/h. Quand le véhicule atteint la fin de la route, il ne peut plus être contraint par les limites de la voie ce qui explique la forte augmentation de vitesse à la fin de la trajectoire. Un modèle mécanique développé dans la thèse de GLASER donne quant à lui :

$$\begin{cases} \forall p < 0, \\ V_{max}^2 = gR \left(\left(1 - \frac{Hg}{Lf} p\right) \sqrt{1 - \left(\frac{p}{\lambda_{lon}\mu}\right)^2} \lambda_{lat}\mu - \theta \right) \\ \forall p > 0, \\ V_{max}^2 = gR \left(\left(1 + \frac{Hg}{Lr} p\right) \sqrt{1 - \left(\frac{p}{\lambda_{lon}\mu}\right)^2} \lambda_{lat}\mu - \theta \right) \end{cases} \quad (4.2)$$

La différence de 8% entre la vitesse maximale calculée par l'AVT et la vitesse maximale calculée par le modèle de l'équation 4.2 provient de la modélisation du conducteur et du véhicule (temps de réaction, accélération latérale maximale supportée, raideur des pneumatiques,...). Les paramètres standards utilisés pour les calculs dans ce chapitre sont listés dans la table 4.1.

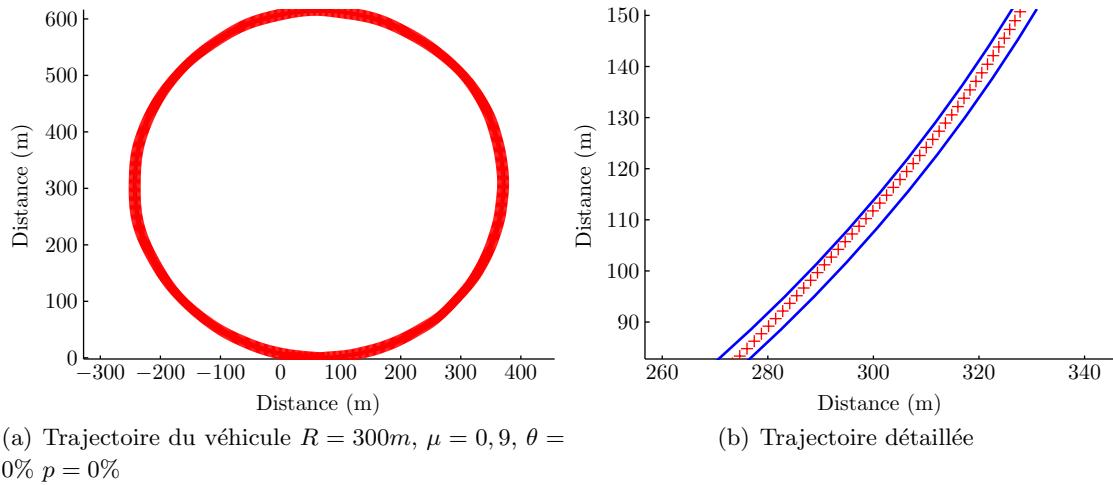
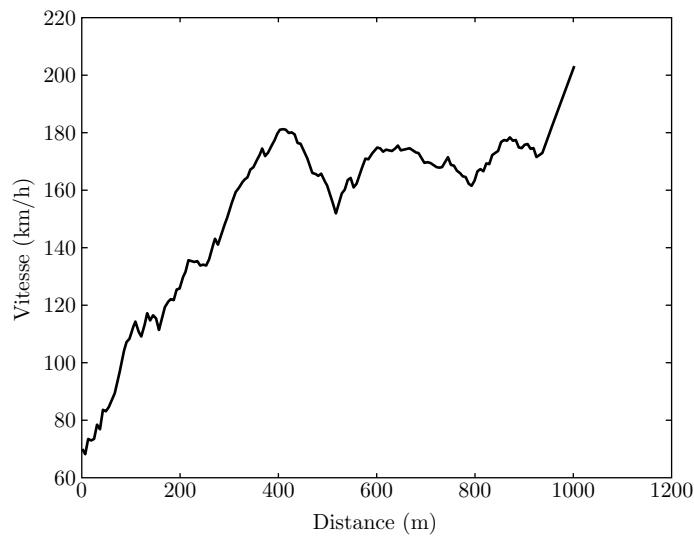


FIGURE 4.11 – Evaluation des routes

FIGURE 4.12 – Profil de vitesse $R = 300m, \mu = 0, 9, \theta = 0\%, p = 0\%$ partant à $V=70$ km/h

Nombre d'itérations	4
Nombre de chromosomes	400
Probabilité de croisement	0,8
Probabilité de mutation	0,005
Temps de réaction (s)	0,8
Accélération longitudinale minimale ($m.s^{-2}$)	-4
Accélération longitudinale maximale ($m.s^{-2}$)	4
Masse du véhicule (kg)	1618
Répartition de masse	0.56
Inertie selon l'axe \vec{z} ($kg.m^2$)	3000
Hauteur du centre de gravité (m)	0,6
Empattement (m)	2,7
Rayon de courbure (m)	40
Dévers (%)	0
Pente (%)	0
Adhérence disponible	0,5

TABLE 4.1 – Paramètres standard

4.4.1 Influence des paramètres de l'algorithme

Les paramètres tels que le nombre d'itérations ou le nombre de chromosomes ont été étudiés sur plusieurs essais. Leurs effets peuvent être visualisés sur la figure 4.13. La première remarque est que le nombre d'itérations a peu d'influence sur la convergence. Ceci est dû au principe de l'AVT qui rend les premiers points de la trajectoire plus importants que les suivants. Ici, l'objectif est atteint très tôt, c'est à dire que le nombre d'itérations peut être réduit à une valeur très basse, inférieure à 10. Une remarque additionnelle est que le nombre d'individus a un effet très important sur la vitesse de convergence et, sur la figure 4.13, la vitesse devient stable pour un nombre d'individus supérieur à 400. Le même effet est visible pour la convergence de l'angle de dérive.

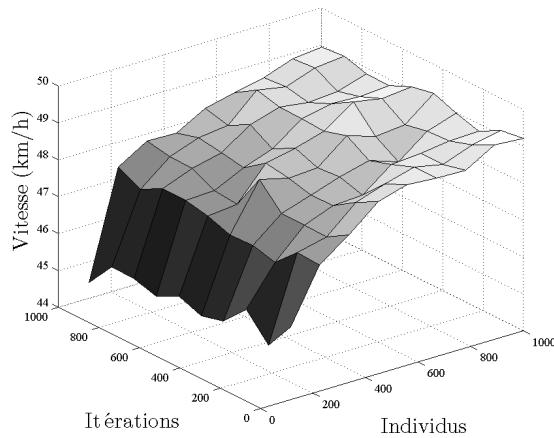


FIGURE 4.13 – Influence du nombre d'itérations

4.4.2 Effet des paramètres conducteurs

L'effet du temps de réaction (Fig. 4.14) a été mis en avant en étudiant l'écart type de la vitesse qui représente la variation de la vitesse du véhicule sur le trajet. Pour des temps de réaction compris entre 0,3 et 1,8 s, l'écart-type de la vitesse est légèrement croissant et atteint une valeur de 4 km/h. Au delà de 1,8 s, la commandabilité du véhicule devient problématique. Quand la perte de contrôle est atteinte, le comportement du véhicule devient chaotique et pour ces points, l'écart type de la vitesse oscille. Cette courbe montre que quand l'écart-type de la vitesse dépasse 5 km/h, le contrôle du véhicule n'est plus assuré. Ceci survient pour des temps de réaction supérieurs à 1,8 s.

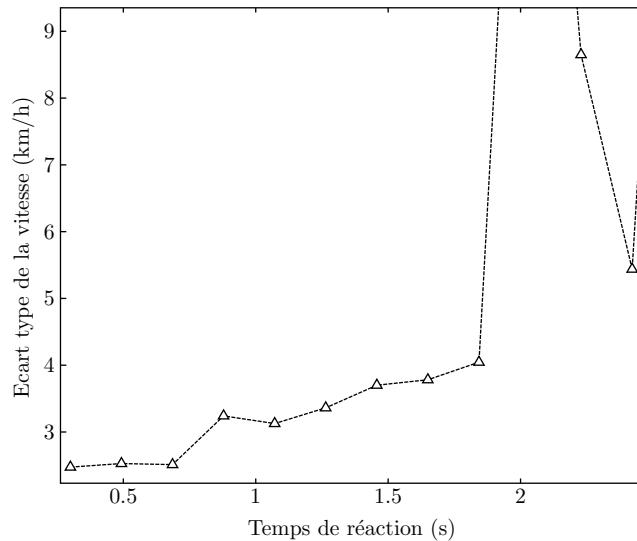


FIGURE 4.14 – Effet du temps de réaction

Sur la figure 4.15, les mêmes résultats ont été tracées pour un temps de réaction variant entre 0,3 et 3 s. Sur cette figure, le contrôle est définitivement perdu pour un temps de réaction plus grand que 1,8 s. La valeur d'écart type de la vitesse pour un temps de 2 secondes est très élevée à cause des propriétés méta-heuristiques de l'AVT. Puis, l'effet de la limite d'accélération latérale

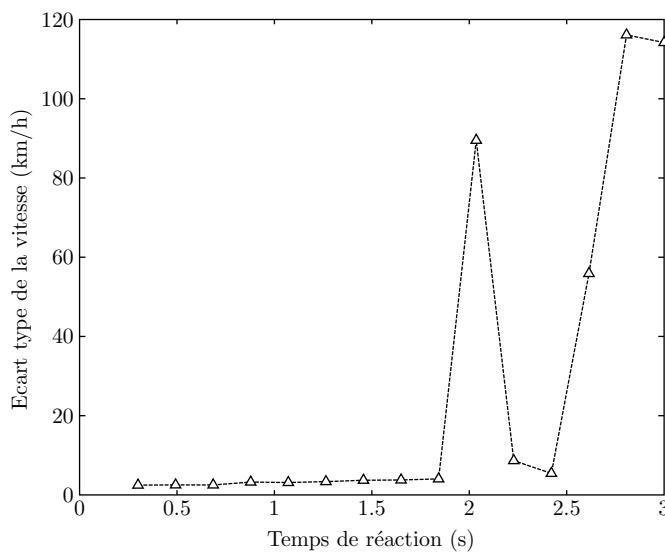


FIGURE 4.15 – Effet du temps de réaction sur l'écart type de la vitesse

a été évalué pour des accélérations variant entre 0,1 et 1 g (Fig. 4.16). Pour une accélération

latérale inférieure à 0,3 g, le conducteur n'est pas capable d'atteindre la fin de l'itinéraire et sort rapidement de la voie de circulation. La vitesse du véhicule tend alors à s'accroître très rapidement à cause du manque de contrainte géométrique. Pour des accélérations comprises entre 0,3 et 0,5 g, l'algorithme réussit à éviter la perte de contrôle, d'une vitesse basse à une vitesse stabilisée au delà de 0,5 g, ce qui correspond à la valeur d'adhérence disponible sur la route de test. Dans ce cas, une vitesse maximale de 44 km/h est atteinte et est fonction des propriétés de la route et des capacités des conducteurs.

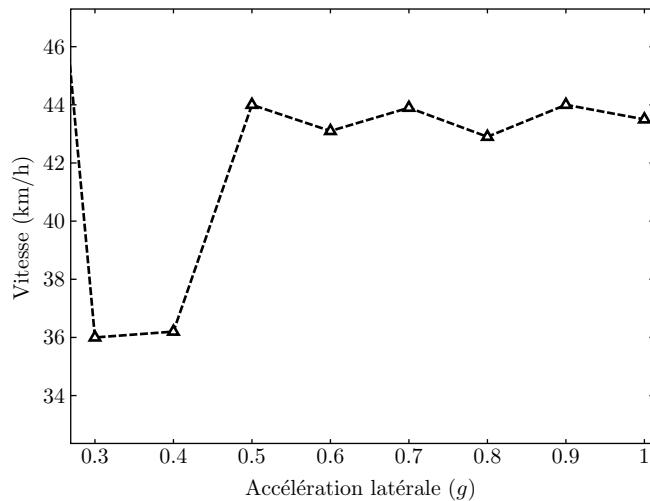


FIGURE 4.16 – Influence de l'accélération maximale supportée

4.4.3 Effet des paramètres de la route

L'effet des paramètres de la route a été établi en utilisant un plan factoriel complet avec quatre paramètres routiers (rayon de courbure, adhérence, pente et dévers) et 10 incrément par paramètres. Pour chaque essai de cet ensemble de 10 000 essais, la vitesse maximale atteinte a été calculée. Sur la figure 4.17, la vitesse maximale est tracée en fonction de la pente et de l'adhérence. Les résultats semblent qualitativement corrects, la vitesse maximale augmentant avec l'adhérence et la pente mais la validation n'a été réalisée qu'à partir du modèle de l'équation 4.2. Le comportement de l'AVT est plus lisse quand la pente est élevée car l'algorithme a plus de difficulté à trouver une solution quand la route est particulièrement difficile. Cet effet secondaire peut être corrigé en augmentant le nombre d'itérations ou d'individus au détriment du temps de calcul. La limitation du modèle présenté dans l'équation 4.2 est qu'il ne tient pas compte de tous les paramètres conducteur tel que le temps de réaction. Ceci explique pourquoi le modèle de l'équation 4.2 surestime systématiquement la vitesse maximale possible à atteindre par rapport à l'AVT. La surestimation est de 10 à 15 km/h pour une route de pente nulle et de 10 à 70 km/h pour des pentes élevées.

4.4.4 Résultats sur un site réel

L'AVT a été appliqué au site réel présenté dans le chapitre précédent. La trajectoire estimée et le profil de vitesse sont présentés sur la figure 4.18. Les paramètres routiers ont été mesurés avec l'appareil à grand rendement VANI, qui utilise une centrale inertielle, trois capteurs de hauteur de caisse, un GPS et une remorque GRIPTESTER permettant de mesurer le profil d'adhérence sur l'itinéraire choisi. Pour l'AVT, la vitesse a été limitée à 90 km/h en accord

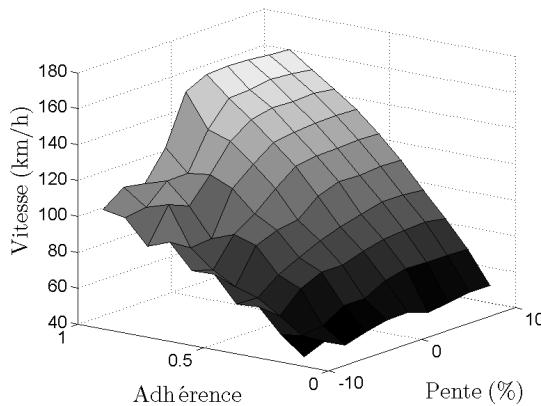


FIGURE 4.17 – Vitesse maximale en fonction de la pente et de l’adhérence $R = 300m$ et $\theta = 0\%$

avec la limite de vitesse réglementaire du site avec une tolérance de 10%. Cet itinéraire est potentiellement dangereux avec des rayons de courbure très faibles (40 mètres) et des secteurs avec une adhérence conventionnelle mesurée à moins de 0,4. Ces propriétés expliquent pourquoi des vitesses maximales de passage très faibles, de l’ordre de 40 km/h, ne sont pas dépassées.

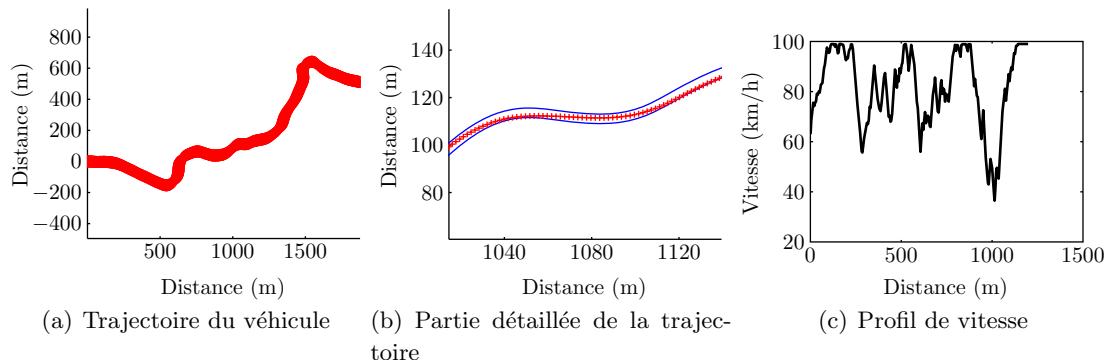


FIGURE 4.18 – Résultats sur un site réel

4.5 Conclusions

La modélisation par l’AVT a montré ses capacités à garder un véhicule dans sa voie de circulation, en contrôlant la commande volant et la vitesse du véhicule pour un conducteur et un véhicule particulier. Contrairement aux méthodes existantes, l’AVT est capable de simuler le comportement du système Véhicule-Infrastructure-Conducteur sans ajouter de contraintes particulières sur la position du véhicule dans sa voie de circulation. Le conducteur est totalement libre de se placer là où il le désire sur sa voie, à condition de la parcourir à la vitesse maximale et d’atteindre la fin du tracé. Ces conditions sont nécessaires et suffisantes pour être à même de représenter divers comportements de conducteurs comme prendre un virage « à la corde » ou accélérer avant la fin d’une courbe. Une première validation en utilisant un modèle mécanique a montré que sa vitesse maximale était supérieure à celle de l’AVT. Ce simple fait tend à montrer que l’AVT est conservatif du point de vue de la sécurité mais la précision de l’algorithme doit être évaluée de manière plus approfondie sur des cas plus sollicitants. Cependant, la pente et le dévers

sont difficiles à simuler ou à expérimenter sur de grandes plages de variations. Une première étape pourrait consister à comparer l'AVT à un critère analytique spécialement développé pour prendre en compte un maximum de paramètres routiers. Deuxièmement, des expérimentations avec différents conducteurs et véhicules doivent être envisagées pour analyser les performances de l'AVT quand ce type de paramètres varie. Pour finir, plusieurs séries d'essais ont été réalisés pour évaluer le rôle de l'infrastructure et pour valider l'AVT.

Chapitre 5

Essais de la dynamique des véhicules

Sommaire

5.1	Introduction	87
5.2	Essais en limite de perte de contrôle	88
5.2.1	Procédure et matériel d'essai	88
5.2.2	Résultats	93
5.2.3	Synthèse sur les essais en limite de perte de contrôle	103
5.3	Essais de perte de contrôle	103
5.3.1	Procédure et matériel d'essai	103
5.3.2	Résultats	104
5.3.3	Synthèse	108
5.4	Essais in-situ	108
5.4.1	description des sites d'expérimentation	108
5.4.2	Résultats sur la bretelle	112
5.4.3	Résultats sur les rond-points	112
5.5	Conclusions sur les expérimentations	113

5.1 Introduction

Ce chapitre décrit la procédure d'essais ainsi que les moyens expérimentaux mis en œuvre lors de cette thèse. Ces essais ont deux objectifs principaux :

- participer à la validation des critères et modèles proposés dans les chapitres précédents. La validation a principalement été recherchée en étudiant la vitesse maximale de passage en courbes pour différentes valeurs de caractéristiques de la chaussée et différents véhicules ;
- déterminer expérimentalement l'influence paramétrique de la chaussée sur l'approche et sur la perte de contrôle. Certaines variables de la dynamique des véhicules peuvent avoir des variations différentes de celles prédictes par les modèles. En effet, dans la très grande majorité des cas, les modèles ont des hypothèses simplificatrices (caisse supposée rigide, comportement des amortisseurs simplifié, etc) ce qui peut jouer un rôle majeur dans la recherche du point de bifurcation que constitue la perte de contrôle.

Pour cela, trois séries d'essais ont été réalisées sur la piste du LCPC Nantes et sur sites réels :

- essais en limite de perte de contrôle : ils ont permis d'analyser le comportement du véhicule à l'approche de la perte de contrôle pour différents rayons de courbure. Une extrapolation a été réalisée sur les résultats d'essai pour calculer une vitesse limite de perte de contrôle ;

- essais de perte de contrôle : pour différentes adhérences et différents véhicules, la perte de contrôle a été atteinte sur le virage de la piste du LCPC ;
- essais in-situ : pour évaluer les sollicitations réelles d'un véhicule sur route ouverte, plusieurs passages avec un véhicule instrumenté ont été réalisés sur différentes portions de voies urbaines et extra-urbaines.

La suite de ce travail présente ces trois séries d'essais et les résultats obtenus.

5.2 Essais en limite de perte de contrôle

5.2.1 Procédure et matériel d'essai

Procédure

Des passages, dans le virage de la piste de référence du LCPC centre de Nantes (Fig. 5.1), à vitesse constante de 60 à 100 km/h par palier de 10 km/h, ont été réalisés et trois rayons de virage ont été expérimentés (90, 110 et 130m). Chaque essai a été réalisé trois fois sur chaussée sèche puis sur chaussée mouillée. Si les vitesses de passage ont été jugées excessives pour certaines situations, elles n'ont pas été réalisées.

Moyens d'essai

Les moyens à notre disposition sont principalement la piste de référence du LCPC avec son virage « contrôlabilité » ainsi que le véhicule Peugeot 406 instrumenté. Le virage « contrôlabilité » (Fig. 5.1) de rayon de conception de 110m au niveau de la ligne médiane longe la section droite de la piste de référence. Il est introduit et terminé par une clochoïde dans le respect des normes de conception. Aussi le dévers est variable aux niveaux des changements de rayons puis est constant à 2,5% au cœur du virage. Pour les besoins des essais, différents rayons (90m



FIGURE 5.1 – Virage contrôlabilité sur piste de référence

et 130 m), ont été tracés (Fig. 5.2) sur la piste afin de pouvoir étudier l'influence de ce paramètre. Ces rayons ont ensuite été mis en valeur à l'aide de cônes de signalisation afin que le pilote puisse suivre au mieux les trajectoires cibles. Les principales caractéristiques, vérifiées expérimentalement, du véhicule d'essai Peugeot 406 (Figure 5.3) sont :

- masse : 1618 kg avec pilote et opérateur ;
- répartition de masse : 54% sur l'avant en longitudinal et centré en latéral ;

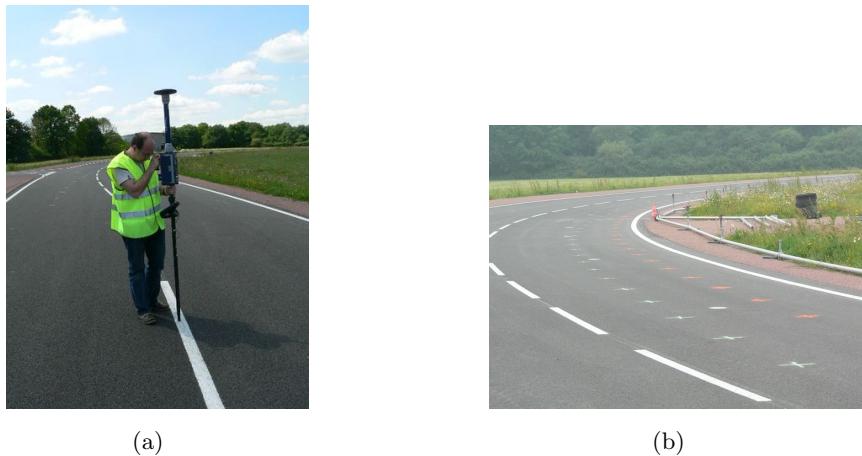


FIGURE 5.2 – Tracé des trajectoires : 5.2(a), Positionnement GPS des repères 5.2(b), Aperçus des tracés (Croix rouges et vertes)

- empattement : 2,7m ;
- voie : 1,5m.

D'autres caractéristiques concernant ce véhicule peuvent être trouvées dans la thèse de IMINE [63]. Cependant, il faut tenir compte de probables différences entre ces derniers paramètres présentés en 2003 et leurs valeurs effectives car ils n'ont pas été vérifiés expérimentalement.



FIGURE 5.3 – Véhicule d'essai : Peugeot 406

Instrumentation du véhicule d'essai

Le véhicule est instrumenté de manière à pouvoir comparer au mieux les modèles de dynamique des véhicules aux résultats des essais expérimentaux :

centrale inertielle Crossbow VG700AA/AB : cette centrale est un système de mesure 6 axes conçu pour mesurer les accélérations linéaires selon 3 axes orthogonaux et les vitesses de rotation autour de trois axes orthogonaux. Elle est composée de 3 accéléromètres et de 3 capteurs de vitesse angulaire. Les accéléromètres sont de type micro électromécaniques (MEMS) et les trois gyromètres sont à fibre optique. La centrale est positionnée à

proximité du centre de gravité de la 406 et la distance les séparant est connue. Sa sortie analogique génère une tension de $\pm 4,096 \text{ V}$ pour une étendue de $\pm 4 \text{ g}$ pour les accéléromètres et de $\pm 200 \text{ s}^{-1}$. Les caractéristiques des accéléromètres sont données dans la table 5.1. L'incertitude de mesure sur les accélérations vaut $u(a) = 0,0526 \text{ g}$. Les caractéristiques

Biais	$\leq 12 \text{ mg}$
Facteur d'échelle	0,01
Résolution	$\leq 0,6 \text{ mg}$

TABLE 5.1 – Caractéristiques accéléromètres

des gyromètres sont données dans la table 5.2 L'incertitude de mesure sur les vitesses de

Biais	$\pm 0,0055 \text{ s}^{-1}$
Facteur d'échelle	0,02
Résolution	$\leq 0,025 \text{ s}^{-1}$

TABLE 5.2 – Caractéristiques gyromètres

rotation est donc : $u(\dot{\psi}) = 4,03 \text{ s}^{-1}$;

GPS RTK : ce système de positionnement de marque Thalès, d'une précision centimétrique, permet de déterminer la position du point d'implantation de l'antenne GPS sur le véhicule dans l'espace et dans le temps ;

roue dynamométrique Kistler RoadDyn S625 : cet équipement (Fig. 5.4) permet de mesurer les efforts et les couples appliqués à la roue. Le torseur est donné dans le repère lié à la jante. Ce moyeu est composé de quatre cellules de force émettant 3 signaux (F_x, F_y, F_z) dans leurs repères. Ces cellules sont construites à base de trois ponts incomplets à jauge de déformation avec des préamplificateurs intégrés. Ensuite, l'électronique du moyeu échantillonne les différents canaux simultanément et les données ainsi numérisées sont transmises à l'électronique de bord par l'unité de transmission (composée d'un stator et d'un anneau de transmission). L'électronique de bord calcule le torseur des efforts au centre du moyeu à l'aide de DSP (Digital Signal Processor). Plusieurs caractéristiques de cet équipement sont données dans la table 5.3. À partir de ces données, on peut donc calculer les incertitudes

Plage de charge	F_x, F_z	$\pm 20 \text{ kN}$
	F_y	$\pm 15 \text{ kN}$
	M_x, M_y, M_z	$\pm 4 \text{ kN.m}$
Interaction entre voies	$F_y \rightarrow F_x, F_z$	$\leq 1\%$
	$F_x \leftrightarrow F_z$	$\leq 1\%$
	$F_x, F_z \rightarrow F_y$	$\leq 2\%$
Linéarité		$\leq 0,5\%$
Hystérésis		$\leq 0,5\%$

TABLE 5.3 – Caractéristiques Kistler RoadDyn S625

de mesure liées aux différentes valeurs :

$$\left\{ \begin{array}{l} u(F_x) = 275 \text{ N} \\ u(F_y) = 475 \text{ N} \\ u(F_z) = 275 \text{ N} \\ u(M_x) = 20 \text{ Nm} \\ u(M_y) = 20 \text{ Nm} \\ u(M_z) = 20 \text{ Nm} \end{array} \right. \quad (5.1)$$

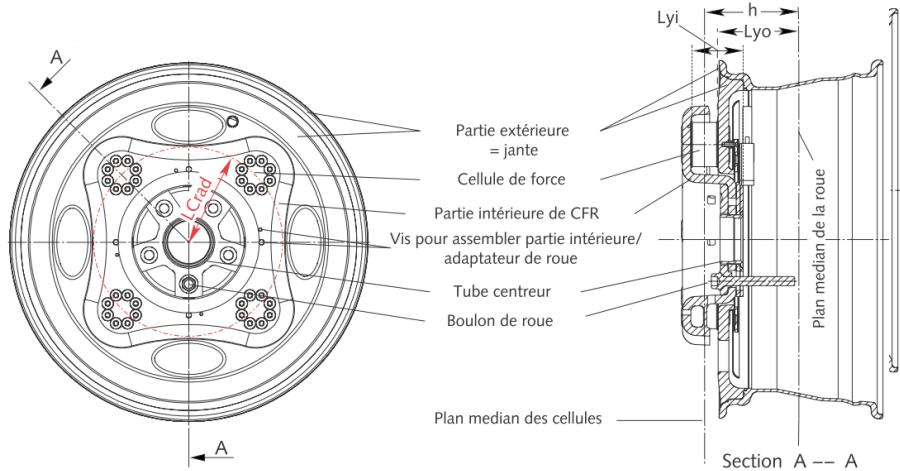


FIGURE 5.4 – Schéma roue dynamométrique

codeurs de roue IVO GO356 : ils sont placés sur les moyeux et permettent de mesurer la vitesse de rotation des jantes du véhicule par rapport à la caisse à laquelle ils sont reliés. Leur définition est de 10 000 points par tour ce qui donne une résolution de $0,036^\circ$ et donc une incertitude de $u(\theta_{roue}) = 0,018$;

capteur d'écrasement de pneumatique Keyence LK-G150 : ce capteur, à technologie Laser, permet la mesure de l'écrasement du pneumatique. Il est placé au centre de la roue dynamométrique. Ses spécifications sont données dans la table 5.4. L'incertitude liée à la mesure de l'écrasement pneumatique est donc de $u(e) = 0,02 \text{ mm}$;

Distance à la route	150 mm
Linéarité	$\pm 0,05\%$
Résolution	$0,6 \mu\text{m}$
Plage de mesure	$\pm 40 \text{ mm}$

TABLE 5.4 – Caractéristiques Keyence

capteurs de hauteur de caisse Micro Epsilon opto NCDT LD1605 : ces capteurs lasers placés aux quatre angles du véhicule permettent la mesure de la hauteur séparant leur emplacement sur le châssis du sol par triangulation laser. Un faisceau pulsé est envoyé à la surface à mesurer puis la lumière réfléchie est captée par une lentille PSD (Position Sensitive Device). L'incertitude de mesure liée à cet appareil est $u(H) = \pm 330 \mu\text{m}$;

capteurs de débattement des suspensions : ces capteurs de type potentiométrique assurent la mesure des angles de suspensions. Ils complètent les mesures de hauteurs de caisse mais

ils ne peuvent pas intégrer les déformations du châssis. S'il était nécessaire de connaître ces déformations, il suffirait de comparer les hauteurs de caisse aux hauteurs déduites des débattements des suspensions ;

capteurs de hauteur d'eau (Aquasens) : ces appareils de mesure optique évaluent l'épaisseur de la pellicule d'eau présente sur la chaussée en avant du véhicule. Le principe de fonctionnement de ce type de capteurs repose sur les propriétés d'absorption spécifiques de l'eau pour des rayonnements situés dans le proche infrarouge (IR). La mesure de la hauteur d'eau est basée sur l'absorption radiative différentielle de l'eau pour plusieurs bandes de longueurs d'ondes entre $1 \mu\text{m}$ et $2 \mu\text{m}$. Ces capteurs sont constitués d'une source lumineuse et de trois récepteurs photo-sensibles (Fig. 5.5(b)) mesurant l'intensité lumineuse réfléchie dans différentes bandes de longueurs d'ondes (Fig. 5.5(a)). Deux Aquasens sont présents sur le véhicule et sont placés dans les angles avant gauche et droit du véhicule. Les caractéristiques de ces capteurs sont fournies dans la table 5.5 ;

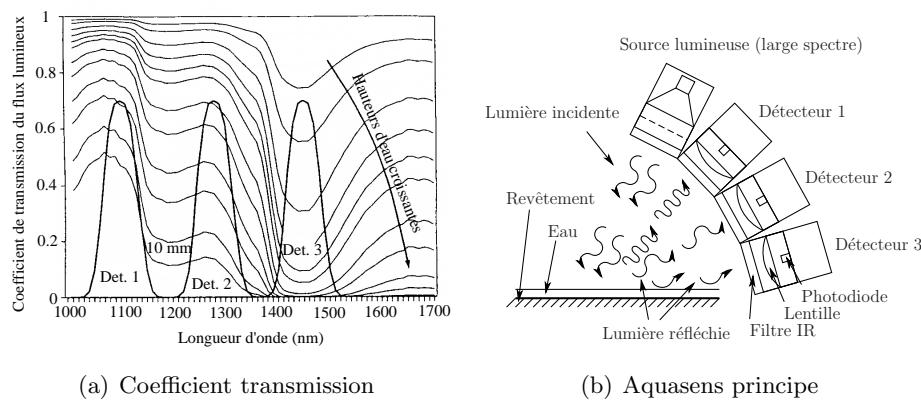


FIGURE 5.5 – Aquasens

Distance à la route	$0,6 \text{ m}$
Linéarité	$\pm 0,1\%$
Plage de mesure 1 (PM1)	$0 - 1 \text{ mm}$
Plage de mesure 2 (PM2)	$0 - 10 \text{ mm}$
Temps de réponse	$0,1 \text{ s}$
Précision PM1	$\pm 0,1 \text{ mm}$
Précision PM2	$\pm 1 \text{ mm}$

TABLE 5.5 – Caractéristiques Aquasens

capteurs de couple : Ces capteurs mesurent le couple transmis par les arbres de transmission. Deux couplemètres sont donc présents, un à gauche et un à droite. Compte tenu de leur implantation, il est impossible de connaître les couples de freinage à l'aide de ces capteurs. Dans ce cas, il faudra utiliser la roue dynamométrique ;

Correvit biaxial Corrsys Datron S400 : ce capteur permet la mesure des vitesses longitudinales et transversales. On peut donc en déduire l'angle de dérive du point considéré. Dans notre cas, le Correvit se situe à l'arrière droit du véhicule. Pour connaître la dérive de n'importe quel point du véhicule, il suffit d'utiliser les formules de KIENCKE. Sachant que la méthode de mesure utilisée est optique, un retard de 30 ms intervient à cause du traitement numérique associé. Les données concernant cet appareil sont fournies dans la table

5.6. On peut donc en déduire une incertitude de mesure liée à la vitesse $u(V) = 0,25 \text{ km/h}$

Distance à la route	$400 \pm 100 \text{ mm}$
Vitesse longitudinale	de 0,5 à 250 km/h
Précision	$\pm 0,1\%$
Résolution angulaire	$\pm 0,1$
Plage angulaire	± 40

TABLE 5.6 – Caractéristiques Correvit

ainsi qu'une incertitude liée à la mesure de l'angle de dérive $u(\beta) = 0,09$;

capteurs supplémentaires : en plus de ces capteurs, sont présents sur le véhicule des capteurs de pression de liquide de frein, une cellule détectant la présence de soleil ainsi qu'une cellule optique permettant de détecter le passage devant un cône réfléchissant. Cette cellule permet de synchroniser les données des différents essais. De plus, une station météo a été placée sur la zone d'essai afin d'estimer les conditions météorologiques (température, vitesse et direction du vent,...).

5.2.2 Résultats

Cette section présente les différentes méthodes de calcul employées ainsi que les résultats expérimentaux obtenus. Les incertitudes¹ calculées n'ont pas été représentées, soit parce qu'elles étaient inférieures à la définition du graphique, soit car elle ne reflétaient pas la réalité. En effet, ces incertitudes ont été calculées pour un point de mesure alors que les données tracées représentent des moyennes sur plusieurs milliers de points. Les formules obtenues pour les incertitudes permettront donc au lecteur de comprendre l'origine des erreurs de mesure.

Aadhérence consommée

L'adhérence consommée à la roue avant droite a été calculée à partir des forces F_x , F_y et F_z mesurées par la roue dynamométrique. L'adhérence globale a été déduite des accélérations a_x et a_y mesurées par la centrale inertie placée près du centre de gravité (CdG).

$$\begin{cases} \mu_{roue} = \sqrt{\left(\frac{F_x}{F_z}\right)^2 + \left(\frac{F_y}{F_z}\right)^2} \\ \mu_{global} = \sqrt{\left(\frac{a_x}{g}\right)^2 + \left(\frac{a_y}{g}\right)^2} \end{cases} \quad (5.2)$$

Pour représenter le niveau de sollicitation atteint pendant les expérimentations, ces valeurs ont été tracées dans l'ellipse d'adhérence. La figure 5.6 illustre les valeurs calculées précédemment. On constate que des sollicitations élevées ont été atteintes, notamment près de 0,9 en transversal et près de 0,6 en longitudinal. Une différence existe entre les valeurs de l'adhérence globale et l'adhérence à la roue qui peut s'expliquer par la différence de repère de mesure. Cependant cela n'explique pas totalement cette différence et le niveau de sollicitations à la roue avant droite est donc supérieur au niveau global de sollicitations ce qui semble logique dans le cas d'un virage à gauche en tenant compte de la non linéarité du pneumatique.

1. Seules les incertitudes de type B ont pu être calculées.

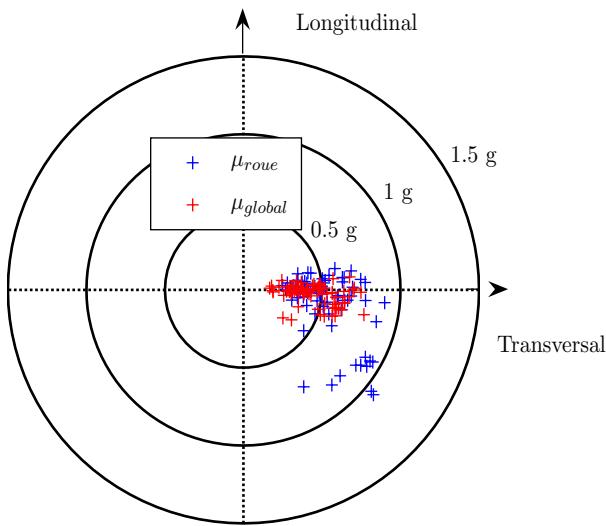


FIGURE 5.6 – Adhérence consommée

Incertitudes de mesure Si on appelle $u(f)$ l'incertitude liée à une mesure f , alors l'incertitude composée de plusieurs mesures est définie par :

$$u^2(f(x_i)) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i). \quad (5.3)$$

Dans ce cas, on peut calculer les incertitudes liées aux mesures de μ_{roue} et de μ_{glob} sachant que les incertitudes liées aux accélérations a_x et a_y sont égales :

$$\begin{cases} u^2(\mu_{roue}) = \frac{F_x^2}{F_z^4 \mu_{roue}^2} u^2(F_x) + \frac{F_y^2}{F_z^4 \mu_{roue}^2} u^2(F_y) + \frac{1}{F_z^6 \mu_{roue}^2} u^2(F_z) \\ u(\mu_{glob}) = \frac{u(a)}{g} \end{cases} \quad (5.4)$$

On trouve ainsi une erreur maximale de 0,01 g.

Adhérence consommée en fonction de la vitesse Ensuite, l'adhérence consommée a été tracée en fonction de la vitesse pour les différents rayons expérimentaux sur la figure 5.7. Sur cette figure, on constate tout d'abord que la variation de l'adhérence consommée par rapport à la vitesse semble être quadratique ce qui est normal car si on suppose l'absence de force longitudinales, l'adhérence consommée μ_{cons} dans le cas d'un modèle point peut s'écrire :

$$\mu_{cons} = \frac{V^2}{R_c g}, \quad (5.5)$$

où V est la vitesse du véhicule, R_c le rayon de courbure et g la gravité.

Aussi, plus le rayon est faible et plus l'adhérence consommée est élevée. Ceci s'explique, comme précédemment par la formule 5.5. Cette première influence du rayon de courbure sur l'adhérence consommée, bien connue des dynamiciens du véhicule, a ici été mise en évidence.

Enfin, si on s'intéresse à l'effet du mouillage sur l'adhérence consommée, il n'y a aucune différence pour le rayon de 110 m. Ceci est parfaitement correct car la seule différence en terme d'adhérence que l'on est sensé espérer porte sur l'adhérence mobilisable et non sur l'adhérence mobilisée. Il reste cependant à faire davantage d'essais sur piste mouillée.

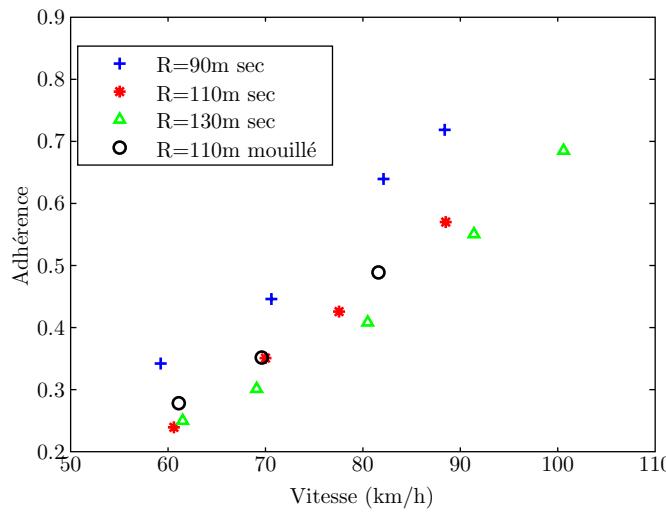


FIGURE 5.7 – Adhérence consommée en fonction de la vitesse

Dérive à la roue

La dérive à la roue a été calculée à partir des vitesses V_x et V_y mesurées au niveau du Correvit biaxial positionné à $l_x = 1.17$ m en longitudinal et à $l_y = 0.1$ m en transversal du CdG. Le CdG se situe à $l_f = 1.25$ m de la roue avant droite en longitudinal et il est centré en transversal. Une autre donnée importante pour le transfert de dérive est le taux de lacet $\dot{\psi}$ mesuré par la centrale inertielle.

Dans le repère lié au Correvit, la première loi de la cinématique énonce que :

$$\vec{V}_A = \vec{V}_B + \vec{\Omega} \wedge \vec{BA}. \quad (5.6)$$

Si A est le centre de roue et B le point de mesure Correvit, on obtient :

$$\begin{pmatrix} V_{Xroue} \\ V_{Yroue} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} V_x \\ V_y \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} l_x + l_f \\ l_y - \frac{v}{2} \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (5.7)$$

où v est la voie du véhicule.

Après calcul, le vecteur vitesse du centre de roue, dans le repère lié au Correvit, vaut :

$$\begin{pmatrix} V_{Xroue} \\ V_{Yroue} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} V_x + \dot{\psi}(\frac{v}{2} - l_y) \\ V_y + \dot{\psi}(l_x + l_f) \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (5.8)$$

Pour transformer ce vecteur dans le repère lié à la roue, on effectue une rotation de l'angle de direction à la roue δ :

$$(\vec{V}_r)_{roue} = \begin{pmatrix} \cos(\delta) & \sin(\delta) & 0 \\ -\sin(\delta) & \cos(\delta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot (\vec{V}_r)_{Correvit}, \quad (5.9)$$

ce qui donne :

$$(\vec{V}_r)_{roue} = \begin{pmatrix} (V_x + \dot{\psi}(\frac{v}{2} - l_y)) \cos(\delta) + (V_y + \dot{\psi}(l_x + l_f)) \sin(\delta) \\ (V_y + \dot{\psi}(l_x + l_f)) \cos(\delta) - (V_x + \dot{\psi}(\frac{v}{2} - l_y)) \sin(\delta) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (5.10)$$

Enfin, pour obtenir l'angle de dérive α , on applique :

$$\alpha = \arctan \left(\frac{V_{Yroue}}{V_{Xroue}} \right), \quad (5.11)$$

soit,

$$\alpha = \arctan \left(\frac{(V_y + \dot{\psi}(l_x + l_f)) \cos(\delta) - (V_x + \dot{\psi}(\frac{v}{2} - l_y)) \sin(\delta)}{(V_x + \dot{\psi}(\frac{v}{2} - l_y)) \cos(\delta) + (V_y + \dot{\psi}(l_x + l_f)) \sin(\delta)} \right). \quad (5.12)$$

En simplifiant par l'approximation des petits angles, on obtient :

$$\alpha = \frac{V_y}{V_x} - \delta + \left[l_x + l_f - \left(\frac{v}{2} - l_y \right) \delta \right] \frac{\dot{\psi}}{V_x}. \quad (5.13)$$

Incertitude de mesure De la même manière que précédemment, il est possible de calculer l'incertitude de mesure liée à la dérive :

$$\begin{aligned} u^2(\alpha) = & u^2(\beta) + \left[1 + \left(\frac{v}{2} - l_y \right) \frac{\dot{\psi}}{V_x} \right]^2 u^2(\delta) + \left[\frac{l_x + l_f - (\frac{v}{2} - l_y) \delta}{V} \right]^2 u^2(\dot{\psi}) + \\ & \left[\frac{\dot{\psi} l_x + l_f - (\frac{v}{2} - l_y) \delta}{V^2} \right]^2 u^2(V). \end{aligned} \quad (5.14)$$

ce qui donne une erreur maximale de $0,01^\circ$.

Résultats Sur le graphe 5.8 chaque point représente la moyenne de deux essais réalisés à la même vitesse. Les valeurs aberrantes ont volontairement été retirées des calculs. Tout d'abord, on constate que les points issus des essais sur chaussée sèche semblent définir une tendance linéaire. On obtient une force latérale maximale aux alentours de 4.5 kN pour une dérive proche de 1° . Cette dérive peut sembler faible. En analysant le modèle de Pacejka du type de pneumatiques utilisés pendant les essais, on constate que le maximum de force latérale se situe à environ 5° de dérive. Cette force latérale maximale est estimée par le modèle à 5 kN. On peut donc penser que la limite en force latérale est quasiment atteinte. Le fait que la dérive calculée soit faible provient principalement de la prise en compte unique de l'angle de braquage de la roue. En effet, la dérive réelle est celle au niveau du contact pneumatique-chaussée où apparaît une dérive supplémentaire due aux déformations du pneumatique. Cependant, toujours d'après le modèle de Pacejka, le comportement du pneumatique est linéaire jusqu'à 4000 N et devient fortement non-linéaire au delà de 4800 N. On peut donc supposer que, dans un cas de sollicitation légèrement supérieure du contact pneumatique-chaussée, le comportement du pneumatique devient fortement non-linéaire. En analysant maintenant les données concernant les essais sur chaussée humide, on constate que le comportement du pneumatique est non-linéaire et que la dérive est plus forte que dans le cas d'une chaussée sèche. Cet aspect est confirmé par le modèle de Pacejka. D'après ces courbes, les essais sur chaussée mouillée ont été plus sollicitants que sur chaussée sèche et la limite de stabilité a quasiment été atteinte.

De plus, le mouillage de la chaussée n'était pas parfaitement homogène comme il est possible de le constater sur la figure 5.9. Une amélioration de ce point de vue pourra donc être apportée dans les essais à venir.

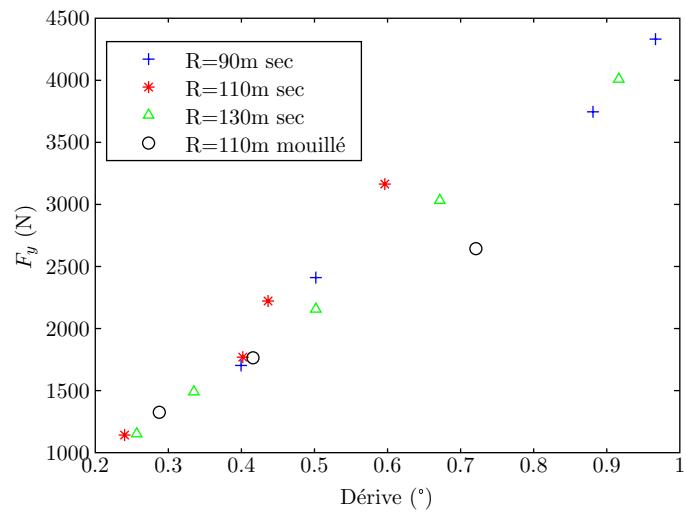


FIGURE 5.8 – Force latérale en fonction de l'angle de dérive

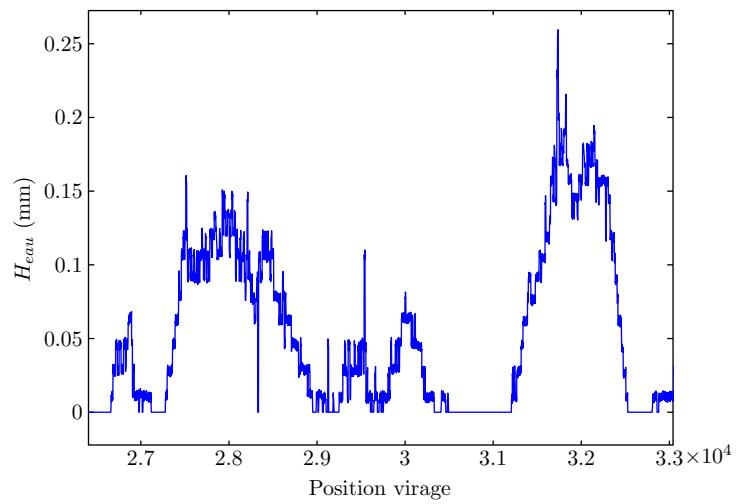


FIGURE 5.9 – Hauteur d'eau

Gradient de sous virage K_{sv}

Le gradient de sous-virage, K_{sv} , décrit la nature du comportement du véhicule. Il est défini par la répartition de masse entre l'essieu avant et l'essieu arrière et donc par la position du CdG² ainsi que par les rigidités de dérive des trains avant et arrière.

$$K_{sv} = \frac{F_f}{C_f} - \frac{F_r}{C_r}, \quad (5.15)$$

où F_f et F_r sont les forces normales sur les essieux avant et arrières et C_f et C_r sont les rigidités de dérive sur ces mêmes essieux. Le gain de vitesse angulaire de lacet, G_{lacet} , nous permet d'écrire le gradient de sous-virage sous une autre forme :

$$G_{lacet} = \frac{\dot{\psi}}{\delta} = \frac{V}{l + K_{sv} \frac{V^2}{g}}, \quad (5.16)$$

avec V la vitesse du véhicule, l son empattement et δ l'angle de braquage à la roue.

On peut donc en déduire que :

$$K_{sv} = \frac{g}{V^2} \left(\frac{\delta}{\dot{\psi}} V - l \right). \quad (5.17)$$

Incertitude de mesure De la même manière que précédemment, il est possible de calculer l'incertitude de mesure liée au gradient de sous virage :

$$u^2(K_{sv}) = \left[\frac{2gl}{V^3} - \frac{g\delta}{\dot{\psi}V^2} \right]^2 u^2(V) + \frac{g^2}{V^2\dot{\psi}^2} u^2(\delta) + \frac{g^2\delta^2}{V^2\dot{\psi}^4} u^2(\dot{\psi}). \quad (5.18)$$

Nous obtenons une incertitude de 3.10^{-4} rad.

Résultats Le gradient de sous-virage a ensuite été tracé pour les différents essais à vitesse constante et pour les différents rayons (Fig. 5.10). En faisant l'hypothèse que pour de faibles sollicitations les rigidités de dérive avant et arrière sont égales, on peut calculer une rigidité de dérive C à partir du K_{sv} mesuré dans un essai peu sollicitant. Cette hypothèse est très forte mais permet dans un premier temps d'obtenir une confirmation de nos résultats, le facteur de sous-virage étant difficile à appréhender physiquement.

$$C = \frac{(l_r - l_f)mg}{K_{sv}l}, \quad (5.19)$$

où l_r et l_f sont les bras de levier avant et arrière du véhicule. Les essais peu sollicitants donnent un K_{sv} de 0.02 rad, ce qui donne, d'après l'équation 5.19 une rigidité de dérive $C = 58 \text{ kN.rad}^{-1}$. Le modèle de Pacejka des pneumatiques donne une rigidité de dérive de 53 kN.rad^{-1} . La valeur estimée du K_{sv} est donc cohérente avec celle du modèle.

Vitesse limite La figure 5.10 montre que le K_{sv} évolue avec la vitesse et avec le rayon de la même manière que l'adhérence consommée. Il était possible d'anticiper cette évolution car le gradient de sous-virage dépend de la rigidité de dérive des deux trains du véhicule et cette rigidité dépend de la sollicitation que l'on exerce sur le véhicule. De plus, la variation du K_{sv} indique que la rigidité de dérive du train avant diminue plus rapidement que la rigidité du train arrière. Autrement dit, le véhicule est de plus en plus sous-vireur. Dans le cas où le K_{sv} est

2. Centre de Gravité

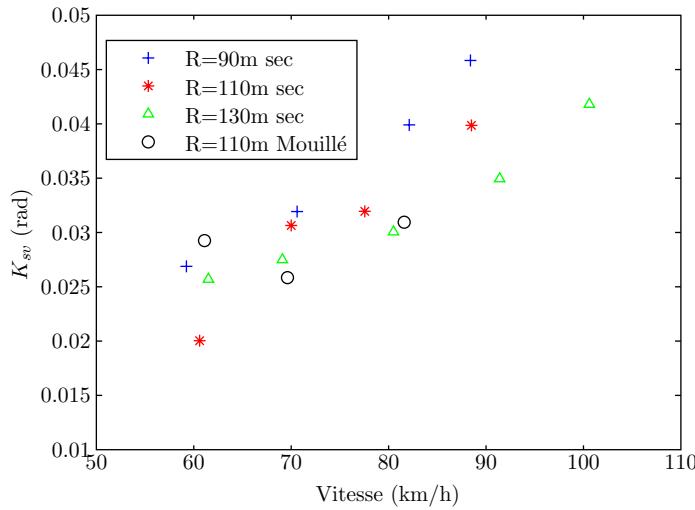


FIGURE 5.10 – Gradient de sous-virage en fonction de la vitesse

constant et positif, on définit une vitesse caractéristique correspondant à la vitesse à laquelle le conducteur applique un angle de braquage égal à deux fois l'angle d'Ackerman.

$$V_{car} = \sqrt{\frac{gl}{K_{sv}}} \quad (5.20)$$

Cependant, on a vu (graphique 5.10) que le K_{sv} variait de façon quadratique avec la vitesse. On peut donc réécrire l'équation précédente :

$$V_{car} = \sqrt{\frac{gl}{aV_{car}^2 + bV_{car} + c}} \quad (5.21)$$

Où les coefficients a, b et c sont donnés dans la table 5.7 pour les différents rayons.

	R=90 m	R=110 m	R=130 m
a	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$3,9 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{-4}$
b	$-4,10^{-3}$	$-1,5 \cdot 10^{-2}$	$-3,9 \cdot 10^{-3}$
c	$5,1 \cdot 10^{-2}$	0,18	$5,8 \cdot 10^{-2}$

TABLE 5.7 – Coefficients de K_{sv}

Il est donc possible de calculer une vitesse caractéristique en résolvant :

$$V_{car}^2(aV_{car}^2 + bV_{car} + c) - gl = 0 \quad (5.22)$$

Les résultats des vitesses caractéristiques sont donnés dans la table 5.8. Les vitesses caractéris-

Rayon (m)	V_{car} ($m.s^{-1}$)
90	24,06
110	24,66
130	26,85

TABLE 5.8 – Vitesses caractéristiques V_{car}

tiques ont donc été atteintes dans les trois cas sans pour autant signifier une perte de contrôle. Cependant, la vitesse caractéristique n'est pas une vitesse limite, elle caractérise juste l'approche de la perte de contrôle.

Taux de lacet

Nous savons actuellement que pour un véhicule sous-vireur, plus le taux de lacet demandé augmente et plus l'angle volant doit augmenter dans des proportions encore plus importantes. Autrement dit, la variation du taux de lacet avec l'angle volant est non linéaire et on peut s'attendre à avoir une saturation (constatée sur la figure 5.11) qui nous indique la situation de sous-virage. On peut donc en déduire une vitesse critique.

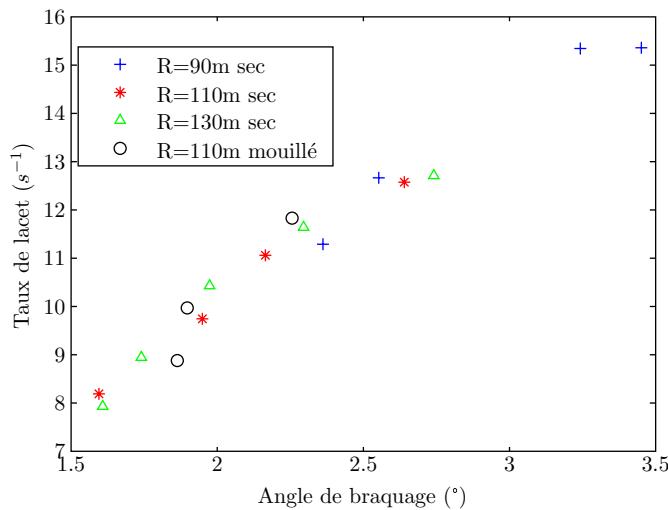


FIGURE 5.11 – Taux de lacet en fonction de l'angle de braquage

Les résultats sur chaussée mouillée étant trop peu nombreux, aucune approximation fiable n'a pu être envisagée. Par contre pour les trois rayons sur chaussée sèche, les polynômes du second degré sont :

$$\begin{cases} \dot{\psi}_{90} = -4\delta^2 + 27\delta - 30 \\ \dot{\psi}_{110} = -1.2\delta^2 + 9.2\delta - 3.5 \\ \dot{\psi}_{130} = -3\delta^2 + 17\delta - 12 \end{cases} \quad (5.23)$$

Pour un polynôme de la forme $ax^2 + bx + c$, le maximum se situe en $\dot{\psi} = \frac{-b^2+4ac}{4a}$. On a donc :

$$\begin{cases} \dot{\psi}_{90}^{max} = 15.56 \text{ rad.s}^{-1} \\ \dot{\psi}_{110}^{max} = 14.13 \text{ rad.s}^{-1} \\ \dot{\psi}_{130}^{max} = 12.08 \text{ rad.s}^{-1} \end{cases} \quad (5.24)$$

Enfin, on peut calculer une vitesse maximale de passage correspondant à ce taux de lacet maximal, $V_{max} = \dot{\psi}_{max} R_c$. Les résultats sont donnés dans la table 5.9.

Rayon (m)	V_{max} (m.s⁻¹)
90	24, 44
110	27, 12
130	27, 4

TABLE 5.9 – Vitesses limites V_{max}

Chasse pneumatique : $\frac{M_z}{F_y}$

Un critère permettant de définir une perte de contrôle est le moment d'auto-alignement (MAA) correspondant au M_z mesuré par la roue dynamométrique. En effet, le phénomène de

décroissance du MAA, que tout un chacun a pu expérimenter en conduite « limite » via la décroissance du retour de force par le volant, indique l'approche de la saturation d'adhérence. Un autre paramètre issu du MAA permettant d'anticiper encore plus la limite de contrôlabilité est la chasse pneumatique t_p que l'on calcule ainsi :

$$t_p = \frac{M_z}{F_y}. \quad (5.25)$$

Incertitude de mesure De la même manière que précédemment, il est possible de calculer l'incertitude de mesure liée à la chasse pneumatique :

$$u^2(t_p) = t_p^2 \left(\frac{1}{M_z^2} u^2(M_z) + \frac{1}{F_y^2} u^2(F_y) \right). \quad (5.26)$$

Ceci donne une erreur maximale de 7 mm.

Résultats Les résultats expérimentaux de la figure 5.12 montrent une décroissance de la chasse pneumatique avec la vitesse dans les cas des rayons de 90 et 130 mètres. Pour le rayon de 110 mètres, les sollicitations n'ont pas été suffisantes car la chasse pneumatique reste constante.

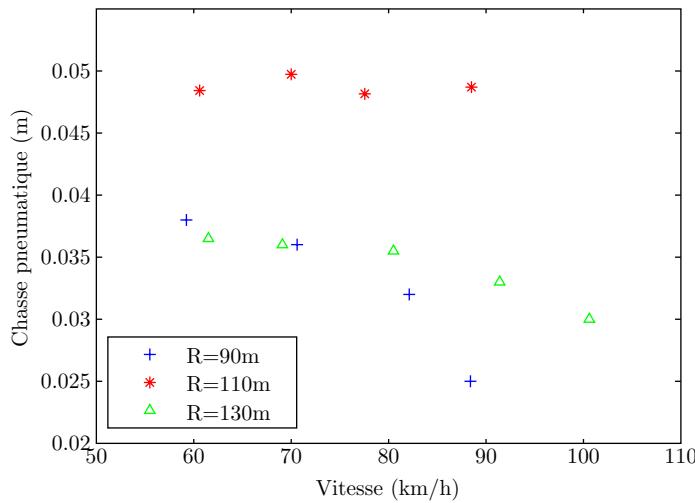


FIGURE 5.12 – Chasse pneumatique en fonction de la vitesse

Vitesse limite À partir de ce graphe, il est possible de déterminer des vitesses limites (qui correspondent à l'annulation de la chasse pneumatique) en approximant les résultats expérimentaux par des polynômes du second degré. On constate que les vitesses obtenues sont très élevées

Rayon (m)	V_{tp} ($m.s^{-1}$)
90	30.2
110	Non calculable
130	42

TABLE 5.10 – Vitesses limites V_{tp}

et peu en lien avec la réalité. Ceci peut être dû au choix d'approximations. En effet, en l'absence de données fiables sur le type d'approximations à apporter sur ce type de graphe, une approche quadratique a été employée. Cependant, rien ne nous permet de dire que l'approximation ne doit pas être exponentielle ou autre.

Roulis

Il est aussi possible d'analyser le roulis de la caisse à partir des données des capteurs lasers de hauteur de caisse disposés aux quatre coins du véhicule. En étudiant le roulis sur l'essieu avant ϕ_f et celui sur l'essieu arrière ϕ_r , on peut déterminer l'angle de torsion de la caisse $\phi_{torsion}$.

$$\phi_{torsion} = \phi_f - \phi_r. \quad (5.27)$$

Incertitude de mesure Pour calculer l'incertitude liée au roulis du véhicule, il faut revenir à la formule utilisée pour calculer le roulis à partir des capteurs de hauteur de caisse. En effet, on a :

$$\phi = \frac{H_g - H_d}{v}. \quad (5.28)$$

Où H_g et H_d sont les hauteurs mesurées aux angles gauche et droit du véhicule et v est l'espace-ment transversal entre les deux capteurs. Sachant que les capteurs sont les mêmes aux quatre coins du véhicule, leurs incertitudes sont égales. On a donc :

$$\begin{cases} u^2(\phi) = \frac{2}{v^2} u^2(H) \Rightarrow u(\phi) = 0,01 \\ u^2(\phi_{torsion}) = \frac{4}{v^2} u^2(H) \Rightarrow u(\phi_{torsion}) = 0,025 \end{cases} \quad (5.29)$$

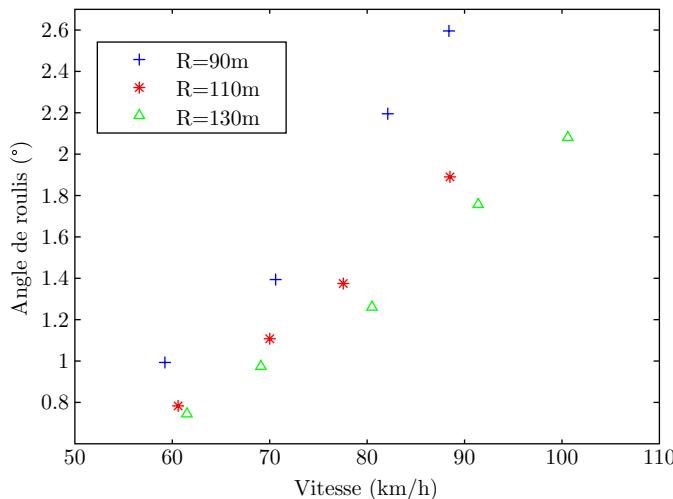


FIGURE 5.13 – Angle de roulis sur l'essieu avant

Résultats Le graphe 5.13 permet de constater l'augmentation, avec la vitesse, du roulis sur l'essieu avant avec la vitesse mais il est difficile de caractériser son évolution car le nombre de points expérimentaux est trop faible. L'angle maximal atteint pendant les essais est d'environ $2,6^\circ$ ce qui nous permet de penser que l'angle de carrossage maximal de la roue est de $2,6^\circ$. En effet, BROSSARD décrit dans [41] que le phénomène de carrossage est une fonction du roulis de la caisse qui dépend des longueurs des bras de suspension et que dans notre cas, le carrossage peut être proche du roulis.

Sur la figure 5.14, on peut constater que la torsion de la caisse augmente avec la vitesse et atteint des valeurs proches de $0,9^\circ$ ce qui très important comparé à l'angle de roulis sur l'essieu avant. Dans la plupart des modèles existants, les déformations de la caisse sont négligées alors que dans le cas d'études précis du comportement du véhicule, ces données ne sont pas négligeables.

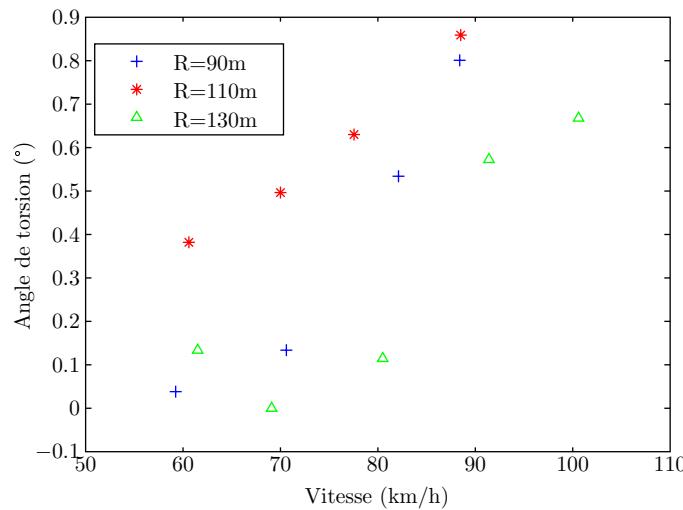


FIGURE 5.14 – Angle de torsion de la caisse

5.2.3 Synthèse sur les essais en limite de perte de contrôle

Ces essais avaient pour premier objectif de déterminer la vitesse limite de perte de contrôle d'un véhicule sans pour autant effectivement l'atteindre. Plusieurs variables de la dynamique des véhicules ont permis d'extrapoler cette vitesse comme le gradient de sous-virage ou le taux de lacet. L'utilisation d'autres variables n'a pas permis d'obtenir une vitesse de perte de contrôle ou ont donné des valeurs incohérentes, comme la chasse pneumatique. Les vitesses limites qui seront utilisées dans la suite sont les moyennes des vitesses calculées au moyen des méthodes basées sur le taux de lacet et sur le gradient de sous-virage (Tab. 5.11).

Rayon (m)	Vitesse (km/h)
90	87
110	93
130	97

TABLE 5.11 – Vitesses limites en fonction de rayon

5.3 Essais de perte de contrôle

Les essais de perte de contrôle ont pour but d'analyser le comportement du véhicule au moment de la perte de contrôle ainsi que d'évaluer l'impact de chaussées d'adhérences différentes sur le comportement de plusieurs véhicules.

5.3.1 Procédure et matériel d'essai

Procédure

Les essais ont consisté à réaliser des passages dans le virage « contrôlabilité » à différentes vitesses sur quatre adhérences différentes avec trois véhicules distincts (Renault Clio 2, Peugeot 406 et Renault Master) :

- route sèche : de 35 à 80 km/h par pas de 5 km/h avec les trois véhicules ;
- route mouillée : de 35 à 80 km/h par pas de 5 km/h avec les trois véhicules ;

- route rendue glissante en la recouvrant d'une bâche mouillée : de 35 à 80 km/h par pas de 5 km/h avec les trois véhicules ;
- route à adhérence fortement dégradée ou route verglacée : de 35 à 80 km/h par pas de 5 km/h avec les trois véhicules.

Les deux dernières conditions de chaussées sont représentées sur la figure 5.15.

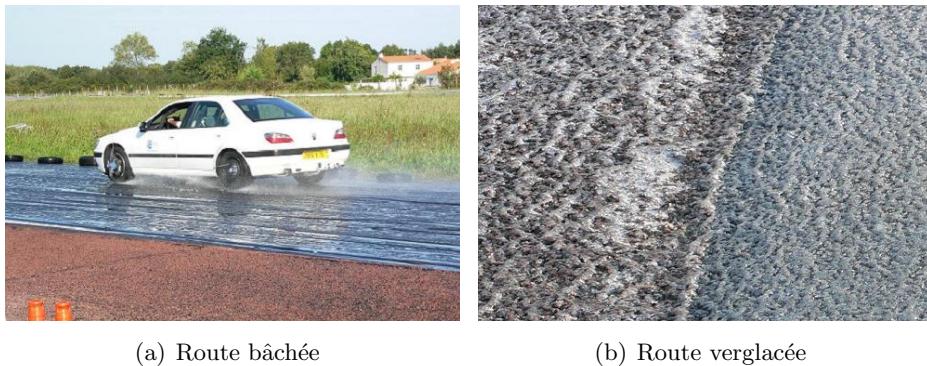


FIGURE 5.15 – Conditions de chaussées particulières

Matériel d'essai

Le véhicule Peugeot 406 été instrumentée de la même manière que pour la série d'essai précédente. Le Master et la Clio ont été équipées avec :

- quatre codeurs de roue 10 000 points ;
- une centrale inertielle ;
- quatre capteurs lasers de hauteur de caisse ;
- un potentiomètre de mesure de déplacement de la crémaillère de direction ;
- un capteur de vitesse Correvit biaxe.

Les adhérences mesurées à l'aide du pendule SRT (*Skid Resistance Tester*) des quatre surfaces sont données dans la table 5.12. Un exemple de mesure SRT en laboratoire sur un échantillon du revêtement de la piste d'essai est présenté sur la figure 5.16.

Surface	Adhérence SRT
Sec	0,9
Mouillé	0,75
Bâche	0,3
Verglas	0,15

TABLE 5.12 – Coefficients SRT

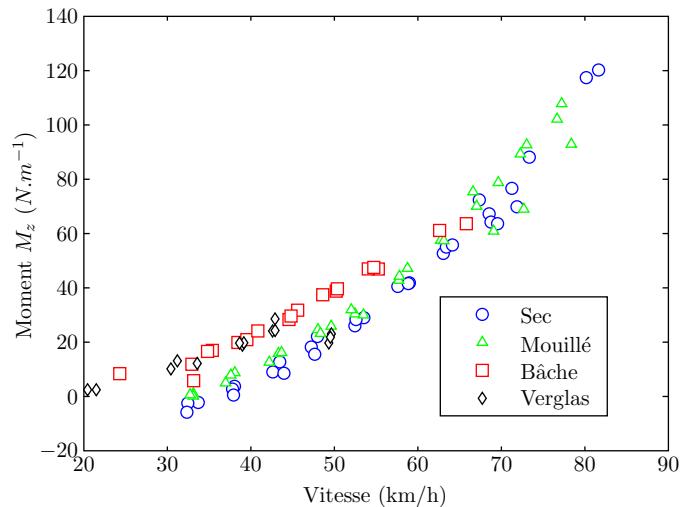
5.3.2 Résultats

Le moment d'auto-alignement, introduit précédemment, est fréquemment utilisé par les pilotes pour pressentir la perte de contrôle. Sa mesure n'a été possible que sur le véhicule Peugeot 406, ce véhicule étant le seul équipé d'une roue dynamométrique. Lors de ces essais, le pilote n'a ressenti l'atteinte de perte de contrôle que sur les revêtements glissants (bâche) et très glissants (verglas). La figure 5.17 met en avant l'évolution du moment M_z en fonction de la vitesse pour



FIGURE 5.16 – Mesure SRT

les différentes conditions de chaussée. Pour la suite, on considère que la perte de contrôle est atteinte quand le moment M_z commence à décroître. Sur la piste verglacée, la décroissance du moment M_z commence pour les essais à 45 km/h. Pour les autres conditions de chaussées, la tendance est moins nette. Bien que la perte de contrôle ait été ressentie par le pilote à 60 km/h sur la bâche, la décroissance n'est pas visible sur la courbe. On peut alors supposer que le point d'infexion se situe à 60 km/h et qu'une mesure à 70 km/h aurait donné plus d'informations. Cependant pour des raisons de sécurité, les essais à adhérence faible ont été limités à 60 km/h.

FIGURE 5.17 – Moment d'auto-alignement (M_z)

Pour aller plus loin, la chasse pneumatique a été tracée (Fig. 5.18). Sur ce graphe, des informations permettent de préciser les résultats précédents. Ainsi, la décroissance de la chasse pneumatique à 45 km/h pour le verglas confirme les conclusions précédentes. De la même manière la chasse pneumatique sur la bâche diminue entre 55 et 60 km/h ce qui confirme la sensation du pilote. Sur route mouillée, le sommet de la courbe semble atteint pour une vitesse de 75 km/h. Sur sol sec aucune tendance ne permet d'anticiper la perte de contrôle.

Le rayon apparent r_a est calculé à partir des moments M_x et F_y . Si le moment M_x mesuré par le moyeu dynamométrique n'était dû qu'à la force de contact F_y , alors on aurait :

$$M_x = r_a F_y$$

où r_a est le rayon apparent de la roue. Dans une précédente étude [64], l'auteur avait supposé que la perte de contrôle pourrait être estimée quand le rayon apparent de la roue était égal au rayon réel sous charge. La figure 5.19 montre que ce n'est pas le cas. En effet, le rayon apparent semble tendre vers une valeur limite (≈ 25 cm) mais la perte de contrôle a été atteinte bien

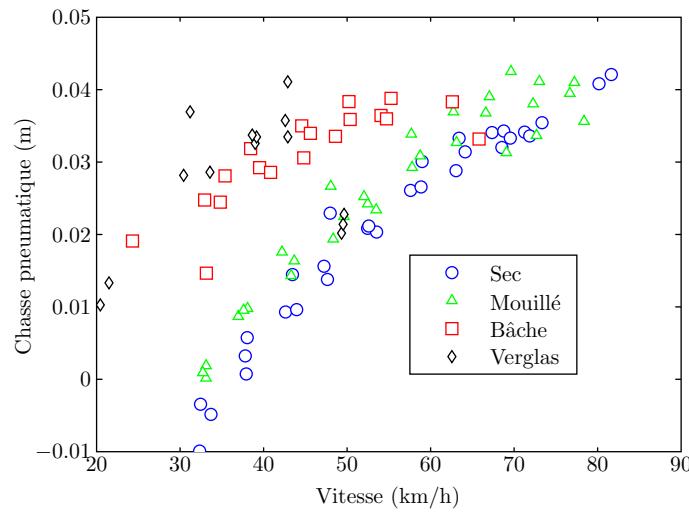


FIGURE 5.18 – Chasse pneumatique

avant pour le véhicule se déplaçant sur le verglas. Le critère du rayon apparent ne peut donc pas être retenu comme critère de perte de contrôle pour des adhérences faibles.

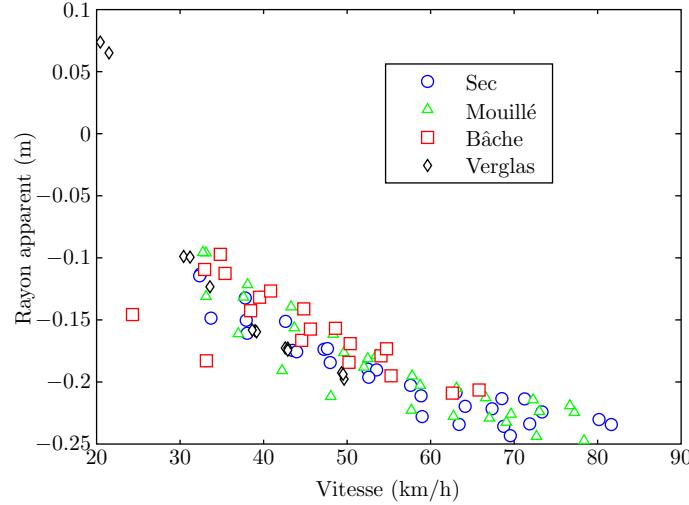


FIGURE 5.19 – Rayon apparent de la roue

Une remarque particulière peut être faite sur l'effort normal F_z délivré par le moyeu dynamométrique (Fig. 5.20). Il semble que plus l'adhérence est faible et plus l'effort normal est important à basse vitesse. Lorsque la vitesse augmente, cet effet devient négligeable. Une information sur l'adhérence pourrait donc être extraite à basse vitesse à condition d'avoir une précision suffisante, ce qui peut s'avérer compliqué, la différence de mesure entre les cas de sol sec et de sol mouillé n'étant que de quelques daN.

Une comparaison de la perte de contrôle réalisée sur les 3 véhicules montre la saturation du taux de lacet ce qui s'apparente à l'approche de la perte de contrôle en sous-virage (Fig. 5.21).

Cette figure, complétée par des polynômes du second degré, identifiés en traits pleins, sur les données expérimentales, prouve que l'évolution du taux de lacet avec la vitesse est non linéaire. La perte de contrôle est atteinte lorsque le taux de lacet est maximal. La perte de contrôle, telle que ressentie par le pilote, a été atteinte à 55 km/h pour le Master, à 60 km/h pour la Clio et à 65 km/h pour la 406. Ceci signifie que le taux de lacet maximal doit se situer pour ces vitesses. En analysant qualitativement la figure, on remarque que ceci peut être le cas, hormis pour l'essai

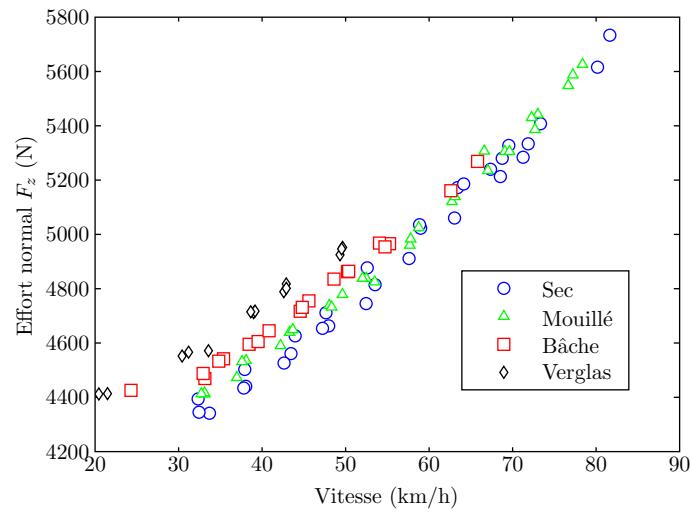


FIGURE 5.20 – Effort normal sur la roue dynamométrique

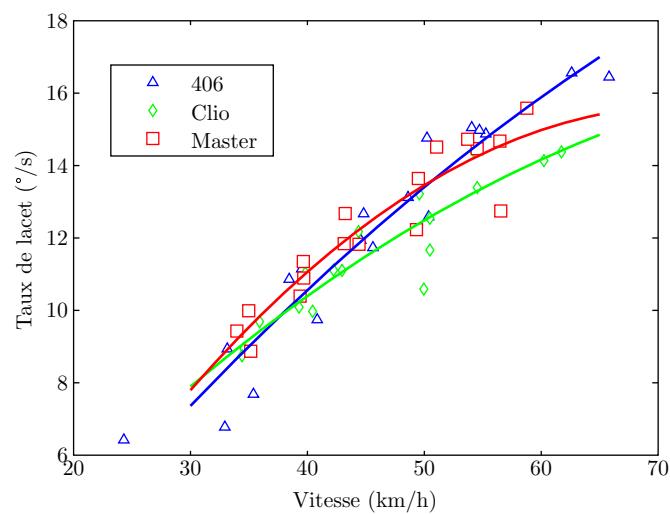


FIGURE 5.21 – Taux de lacet pour les différents véhicules

à la plus grande vitesse avec le Master, qu'il faudrait assumer comme erroné.

5.3.3 Synthèse

Ces essais ont permis de mesurer la vitesse de perte de contrôle pour trois véhicules sur un virage de rayon 110 m, de dévers 2,5 % et d'adhérence variable. Pour les essais avec différentes adhérences, les vitesses estimées de perte de contrôle du véhicule Peugeot 406 sont fournies dans la table 5.13.

Condition de surface	Vitesse (± 3 km/h)
Verglas	45
Bâche	57
Mouillé	75
Sec	non déterminée

TABLE 5.13 – Vitesses limites en fonction de l'adhérence

Sur la bâche, les vitesses pressenties par le pilote de perte de contrôle pour les différents véhicules sont données dans la table 5.14. Certaines variables de la dynamique des véhicules,

Véhicule	Vitesse (km/h)
Master	55
Clio	60
406	65

TABLE 5.14 – Vitesses limites en fonction du véhicule

telles que la chasse pneumatique ou le taux de lacet, ont montré leur capacité à détecter les pertes de contrôle alors que d'autres ont montré leurs limites comme le rayon apparent ou l'effort F_z .

5.4 Essais in-situ

Les essais in-situ sont des essais plus particuliers qui se sont déroulés dans la ville de Nantes ainsi que sur le périphérique nantais. L'objectif est d'effectuer un premier diagnostic de sécurité, dans des zones identifiées comme étant dangereuses, en ville et sur routes périurbaines.

5.4.1 description des sites d'expérimentation

En milieu urbain, trois rond-points ont été testés, chacun ayant des caractéristiques particulières :

- rond-point 1 : rond-point de grande dimension implanté sur une 2x2 voies. Constitué de trois voies, il présente un défaut flagrant sur la voie intérieure probablement lié à la combinaison d'un dévers inversé trop prononcé et d'une adhérence faible ;
- rond-point 2 : rond-point de dimension moyenne à dévers quasiment nul. De nombreux accidents ont été relevés en sortie de ce rond point. Des défauts d'unis ont déjà été perçus ;
- rond-point 3 : rond-point de grande dimension et de construction récente. Sa particularité est d'avoir une forme rectangulaire. Le passage de ce rond-point demande des variations d'angle volant très importantes au niveau des angles du rectangle.

Des photos aériennes de ces rond-points, avec les trajectoires GPS des passages effectués, sont données sur la figure 5.23(a) Les caractéristiques géométriques et adhérences pour ces différents rond-points sont données sur la figure 5.22.

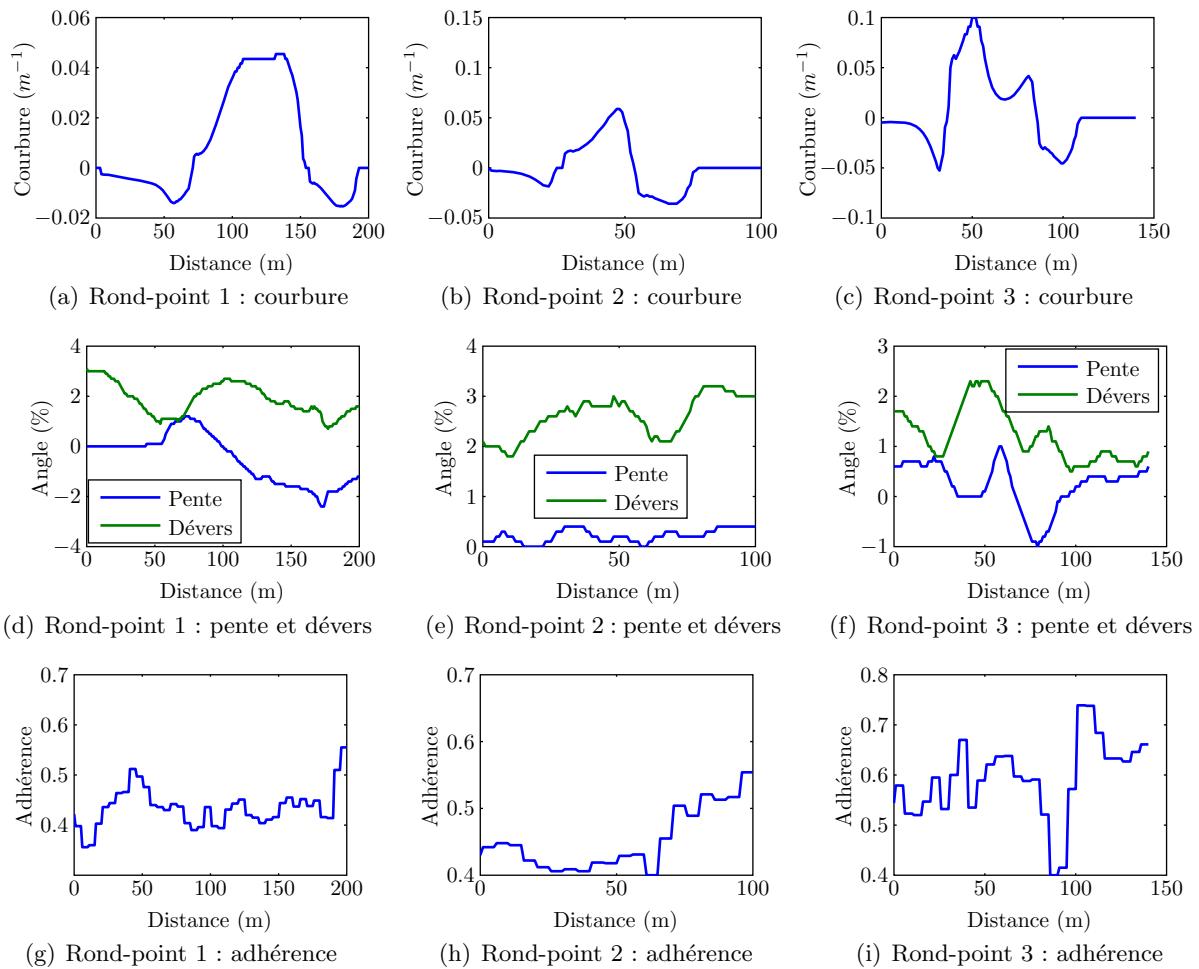


FIGURE 5.22 – Paramètres routiers des rond-points étudiés

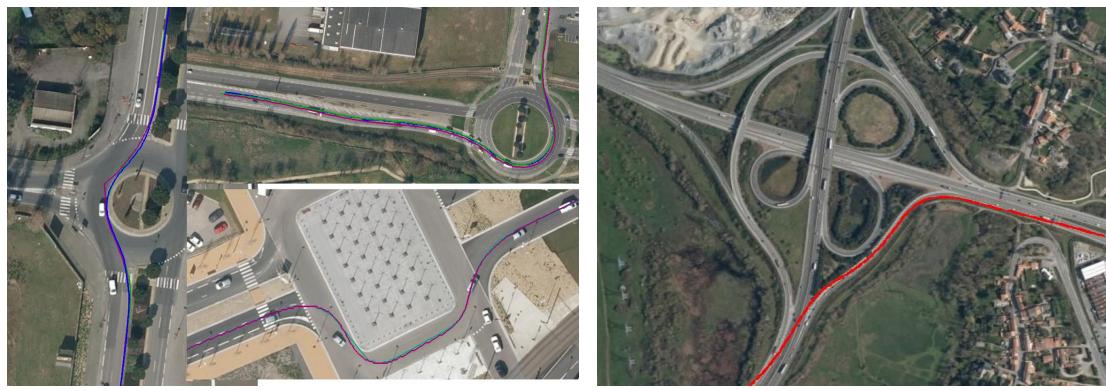
Ces caractéristiques montrent que le dévers sur le rond-point 1 est du même niveau que sur le rond-point 2 bien que visuellement le rond-point 2 semble dénué de dévers. Le rayon de courbure sur la première partie du rond-point 3 est particulièrement court. L'adhérence sur les rond-points 1 et 2 est assez faible et elle est plus élevée sur le rond-point 3 dont le revêtement est récent. On remarque aussi de fortes variations du dévers et de la pente sur le rond-point 3.

En zone périurbaine, une bretelle de sortie du périphérique nantais (Fig. 5.23(b)), reconnue pour le grand nombre d'accidents s'y produisant a été testée avec plusieurs sollicitations différentes :

- sollicitation faible : parcours à vitesse lente de la bretelle ;
- sollicitation modérée : parcours à vitesse moyenne ;
- sollicitation maximale : parcours à vitesse maximale avec de fortes accélérations longitudinales.

Les données géométriques relevées par VANI sont présentées sur la figure 5.24 La mesure de l'adhérence a montré des portions de route dont l'adhérence est inférieure à 0,4 (Fig. 5.25).

Les essais ont été réalisés avec la Peugeot 406 principalement équipée de la centrale inertie, du capteur de vitesse Correvit et du capteur d'angle volant. Les autres capteurs ont dû être retirés pour des raisons de sécurité et d'habilitation à circuler sur l'espace routier public.



(a) Rond-points

(b) Bretelle de sortie

FIGURE 5.23 – Sites d’expérimentation nantais

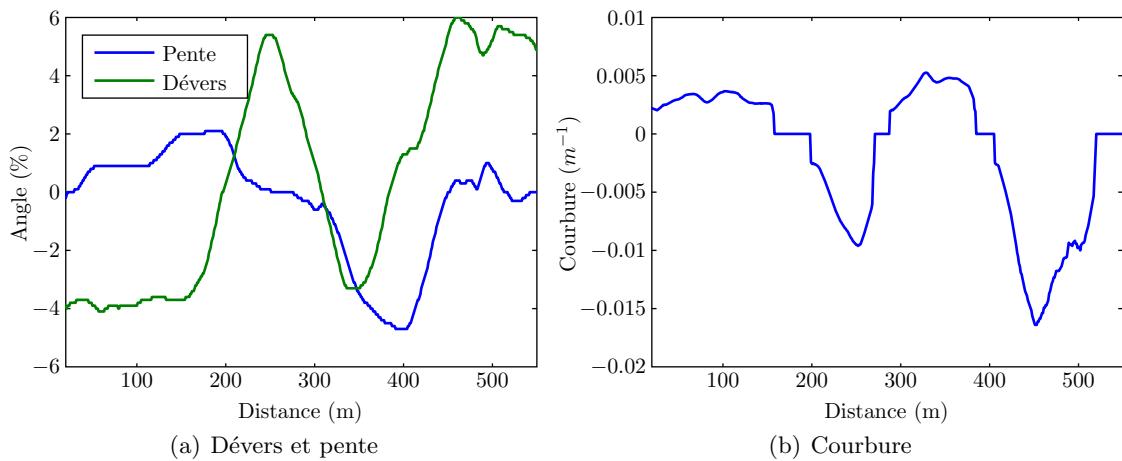


FIGURE 5.24 – Caractéristiques géométriques

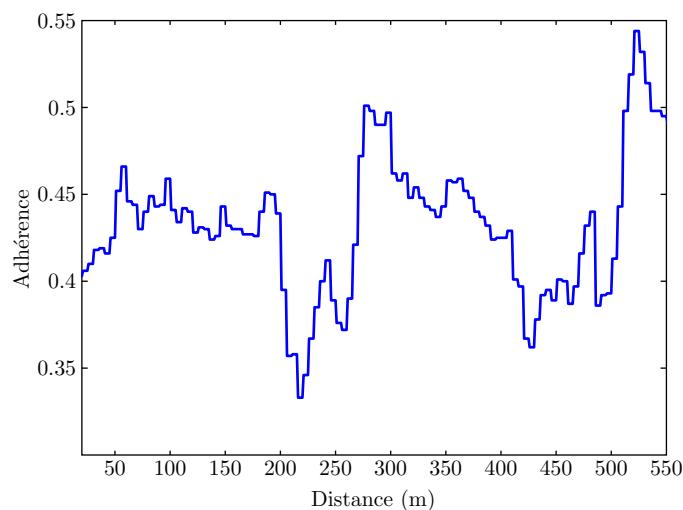


FIGURE 5.25 – Adhérence en fonction de la distance

5.4.2 Résultats sur la bretelle

Une première analyse est celle de la vitesse du véhicule le long de la bretelle (Fig. 5.26).

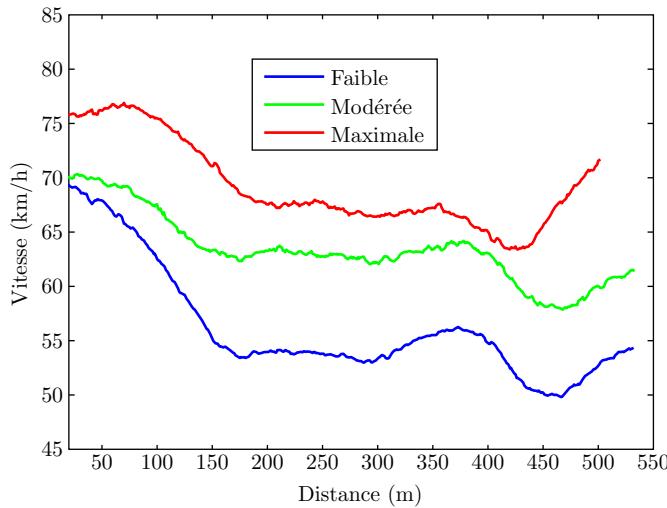


FIGURE 5.26 – Vitesse du véhicule en fonction de la distance

Cette figure montre que pour les trois niveaux de sollicitations, une forte diminution de la vitesse est détectée entre 0 et 150 m et plus particulièrement pour le cas d'essai à faible sollicitation. Ceci est dû à la vitesse initiale dans la bretelle qui reste élevée pour les essais à sollicitation faible. La légère augmentation de la vitesse entre 300 et 400 m est majoritairement due à la pente qui accélère le véhicule. Ceci peut être un problème car cette pente se situe juste en amont d'un virage de rayon très court (60 m) requérant une forte décélération. Les deux points « durs » pour la dynamique du véhicule se situent à proximité de ces deux zones de variation de vitesse (Fig. 5.27). Sur ces figures, on constate que les deux points les plus sollicitants du tracé se situent à 200 et 400 m, soit juste en amont des virages à forte courbure de la bretelle. Le conducteur a donc tendance à anticiper les zones dangereuses. Dans le cas de la bretelle, le virage ayant le rayon le plus faible semble être anticipé de manière plus importante lors de l'essai à sollicitation maximale. Pour ce même essai, la consommation d'adhérence (Fig. 5.27(a)) est répartie sur une distance plus importante dans le virage au rayon le plus court. L'adhérence consommée maximale est donc moins importante que ce qu'elle aurait été si le pilote avait attendu le dernier moment pour commencer à tourner. Ce comportement est celui d'un pilote expérimenté qui anticipe les virages en fonction de leur difficulté. Le point où de nombreux accidents ont été relevés se situe à environ 450 m à la sortie du virage. Ceci n'est pas étonnant sachant que l'adhérence mobilisée par certains conducteurs peut atteindre 0,6 sur sol sec alors que l'adhérence disponible sur sol mouillé oscille autour de 0,4 sur cette portion de route.

La première conclusion sur la sécurité de cette voie est que l'adhérence, le rayon de courbure et la pente de cette section sont incompatibles, bien que les règles de conception ne permettent pas de constater l'effet néfaste de la combinaison de ces paramètres routiers. Ceci est assez illustratif de la démarche que nous avons entreprise en développant les critères présentés précédemment.

5.4.3 Résultats sur les rond-points

Les résultats d'essai sur les rond-points sont présentés sur la figure 5.28. Pour les rond-points classiques, la courbe représentant l'angle au volant en fonction de la distance doit être en forme

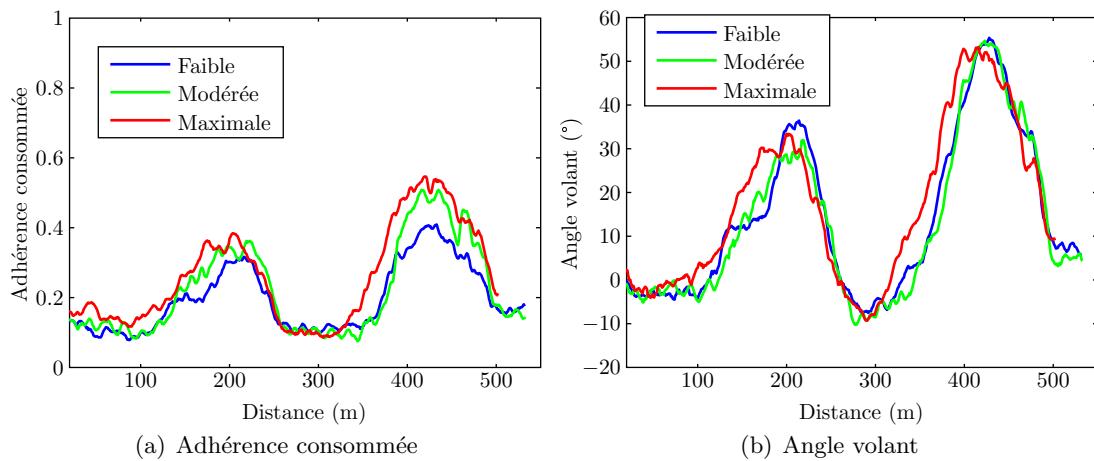


FIGURE 5.27 – Niveaux de sollicitation

de « V ». Ceci est le cas pour les rond-points 1 et 2 (Fig. 5.28(d) et 5.28(e)) alors que la courbe représentative de l’angle volant pour le 3ème rond-point a plutôt une forme de « W ». Ceci montre que le conducteur est obligé d’effectuer des rotations du volant plus rapides que pour un rond-point classique. Cet effet de variations rapides se retrouve sur l’adhérence consommée où les variations sont plus importantes sur le rond-point 3 (Fig. 5.28(c)) que sur les rond-points 1 et 2 (Fig. 5.28(a) et 5.28(b)). Ces derniers sont très similaires ce qui explique les similitudes sur l’angle volant et sur l’adhérence consommée. Les niveaux d’adhérence consommée sur ces rond-points sont plutôt faibles contrairement au rond-point 3 où elle atteint une valeur proche de 0,45. Pour l’instant l’adhérence disponible est suffisante pour garantir la sécurité des usagers mais la route va rapidement se polir avec le trafic et cette adhérence va chuter. Finalement, le principal défaut des rond-points 1 et 2 est de combiner une adhérence faible avec un dévers inversé assez important et le rond-point 3 dispose d’une géométrie incompatible avec la conduite d’un véhicule léger.

5.5 Conclusions sur les expérimentations

Les essais présentés dans ce chapitre ont permis de calculer plusieurs vitesses limites, dans différentes conditions de chaussées et avec différents véhicules. De plus, la sensibilité de plusieurs variables de la dynamique des véhicules à la perte de contrôle a été testée et utilisée pour prédire la perte de contrôle. Certaines, comme le taux de lacet ou le gradient de sous-virage se sont montrées précises dans tous les cas, alors que d’autres ont été plus performantes sur les essais avec perte de contrôle, comme la chasse pneumatique. Ces résultats permettent de tenter une première validation des outils théoriques et numériques développés dans les chapitres 3 et 4.

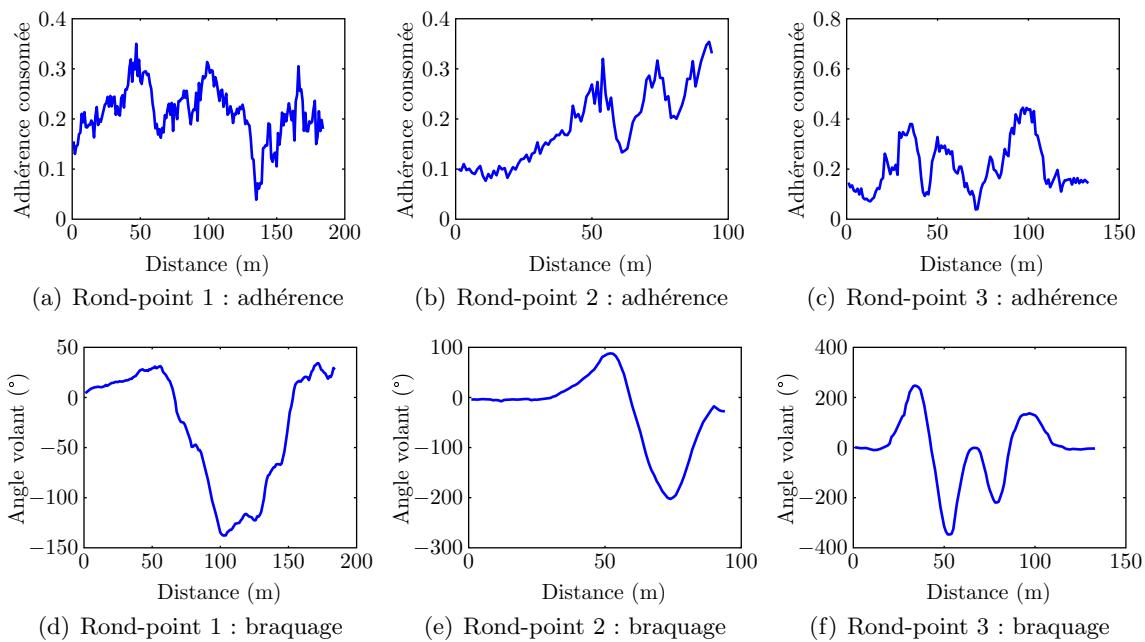


FIGURE 5.28 – Braquage sur les rond-points

Chapitre 6

Analyse des résultats

Sommaire

6.1	Introduction	115
6.2	Analyse des vitesses limites	115
6.3	Applications aux sites réels	118
6.3.1	Bretelle de sortie périphérique nantais	118
6.3.2	Rond-point 1	120
6.3.3	Rond-point 2	122
6.3.4	Rond-point 3	123
6.4	Conclusions	125

6.1 Introduction

Les résultats obtenus dans le chapitre précédent ont pour objectif principal de participer à la validation des méthodes développées dans les chapitres 3 et 4. Dans une première partie de ce chapitre, les résultats expérimentaux sont comparés -en terme de vitesse limite- aux résultats du critère bicyclette (équations 3.35 et 3.36) et à l’Algorithme du Ver de Terre (AVT). Dans une deuxième partie, l’AVT et le critère sont appliqués aux cas des différents sites réels (bretelle sortie périphérique, 3 rond-points, tracé interurbain).

6.2 Analyse des vitesses limites

Les vitesses limites pour les différentes situations expérimentales sont rappelées dans la table 6.1. L’application des critères vus au chapitre 3, ainsi que l’application de l’AVT (*Algorithme du Ver de Terre*) décrit au chapitre 5, ont permis de comparer les sorties de ces deux méthodes aux résultats expérimentaux. La figure 6.1 présente les vitesses limites obtenues en utilisant ces méthodes et les résultats expérimentaux en fonction de l’adhérence disponible. L’adhérence disponible a été évaluée à l’aide du pendule SRT (Skid Resistance Tester).

La première remarque est que la vitesse calculée par le critère est assez largement supérieure aux deux autres quelle que soit l’adhérence. La valeur de la vitesse limite expérimentale pour une adhérence de 0,75 semble très faible, étant à peine supérieure à la vitesse mesurée pour une adhérence de 0,3. La vitesse déterminée par l’AVT est inférieure à l’expérimentale pour les faibles adhérences ; *a contrario*, pour l’adhérence élevée de 0,75, l’AVT prédit une vitesse limite supérieure à l’expérimentale. Ceci peut être du à l’effet particulier du roulement sur sol mouillé.

(a) En fonction du rayon		(b) En fonction de l'adhérence	
Rayon (m)	Vitesse (km/h)	Adhérence	Vitesse (km/h)
90	87	0,15	45
110	93	0,3	57
130	97	0,75	75
		0,9	non déterminée

(c) En fonction du véhicule	
Véhicule	Vitesse (km/h)
Master	55
Clio	60
406	65

TABLE 6.1 – Vitesses limites

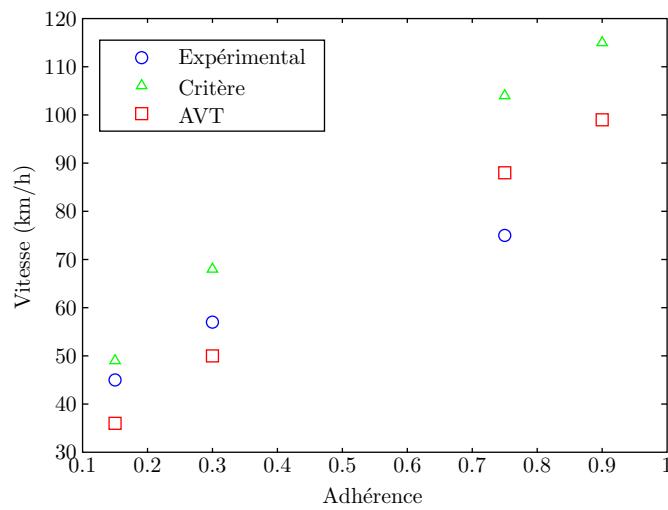


FIGURE 6.1 – Vitesse limite en fonction de l'adhérence

En effet, le SRT mesure une adhérence de 0,75 alors que l'adhérence réellement mobilisable en mode transversal peut être inférieure.

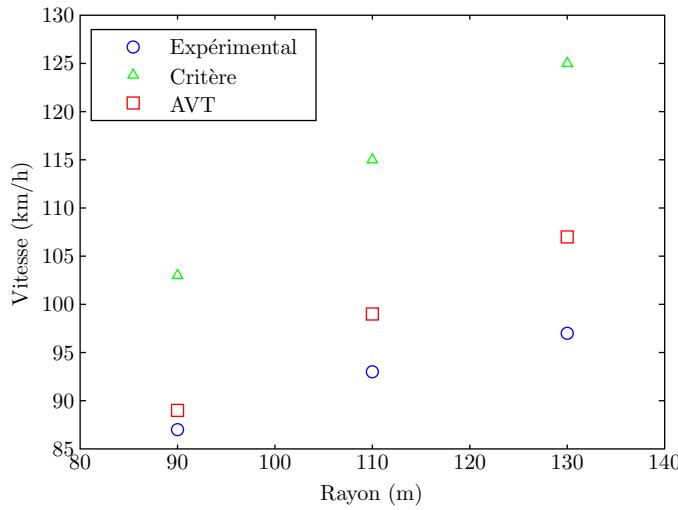


FIGURE 6.2 – Vitesse limite en fonction du rayon

Les résultats de la figure 6.2 montrent la variation de la vitesse limite pour différents rayons de courbure sur revêtement sec. Les vitesses expérimentales restent en dessous des autres et les vitesses issues des critères sont encore très élevées : elles sont en effet supérieures de 15% aux vitesses de l'AVT et de 20% aux vitesses expérimentales. En supposant que les vitesses expérimentales soient correctes et en se basant sur les deux dernières figures, il semble que l'AVT soit la meilleure méthode pour déterminer la vitesse maximale de passage. Pour rappel, les vitesses de la figure 6.2 ont été obtenues sans atteindre la perte de contrôle ce qui laisse tout de même présager une incertitude difficile à quantifier sur les résultats expérimentaux car l'évolution du phénomène est non-linéaire.

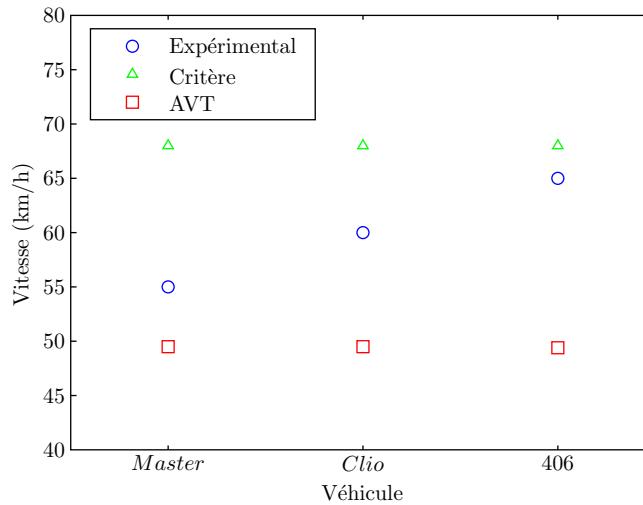


FIGURE 6.3 – Vitesse limite en fonction du véhicule

La figure 6.3 montre que les méthodes numérique et analytique sont peu sensibles aux variations des paramètres liés au véhicule. Les véhicules choisis ne présentent pas assez de différence pour que l'effet sur la vitesse limite soit décelable. Pourtant, d'un point de vue expérimental, une différence notable est constatée entre les trois véhicules. Bien que ces vitesses soient issues du ressenti du pilote, la figure 5.21 montrait clairement des tendances différentes pour les trois

véhicules. La différence entre l'expérimental et les autres méthodes peut provenir des hypothèses simplificatrices des modèles ainsi que du faible nombre de paramètres disponibles pour les véhicules d'essai. Par exemple, nous ne disposons d'aucune donnée sur les pneumatiques de deux des trois véhicules (Clio et Master). Les vitesses calculées avec les critères sont toujours largement supérieures à l'AVT. Le critère donne ces résultats car il ne tient pas compte du comportement du conducteur. C'est ce qui explique l'écart quasi-constant entre les résultats issus de l'AVT et du critère.

6.3 Applications aux sites réels

6.3.1 Bretelle de sortie périphérique nantais

L'application du critère bicyclette sur la bretelle du périphérique nantais donne, en sortie graphique les résultats de la figure 6.4.

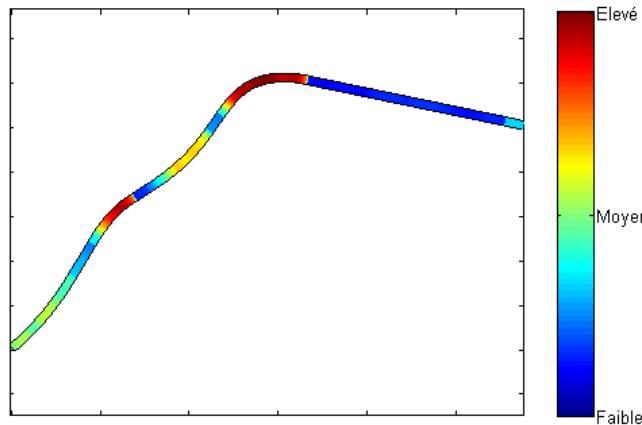


FIGURE 6.4 – Niveau de dangerosité sur la bretelle

La bretelle a été parcourue de la gauche vers la droite. Cette figure montre trois zones plus particulièrement dangereuses, dont une notablement longue en fin de parcours. Cette partie du tracé correspond à l'endroit où ont été constaté les accidents. Dans ce cas, le critère bicyclette autorise l'identification du point noir du tracé. L'Algorithme du Ver de Terre permet de tracer la trajectoire supposée parcourue par un véhicule sur ce tracé (Fig. 6.5).

La figure 6.5(a) présente l'ensemble de la trajectoire alors que la figure 6.5(b) montre en détail la trajectoire sur le point noir détecté par le critère bicyclette. On constate que l'AVT n'a pas pu anticiper la fin du virage tant le rayon est serré. En fait, la fin du virage est hors de son champ de vision ce qui l'oblige à réagir très vivement pendant la courbe en ralentissant fortement. Ce ralentissement est illustré sur la figure 6.6.

Le point noir est donc confirmé avec l'AVT par la position au cours du virage et par la vitesse. Ces conclusions ont été obtenues à partir de l'analyse graphique des résultats. Cependant, les gestionnaires routiers ont plus besoin d'une méthode quantitative que de graphiques restant à analyser. Pour cela les résultats expérimentaux ont été comparés, en fonction de l'adhérence consommée, aux deux autres méthodes pour tenter de détecter les zones dangereuses à partir de

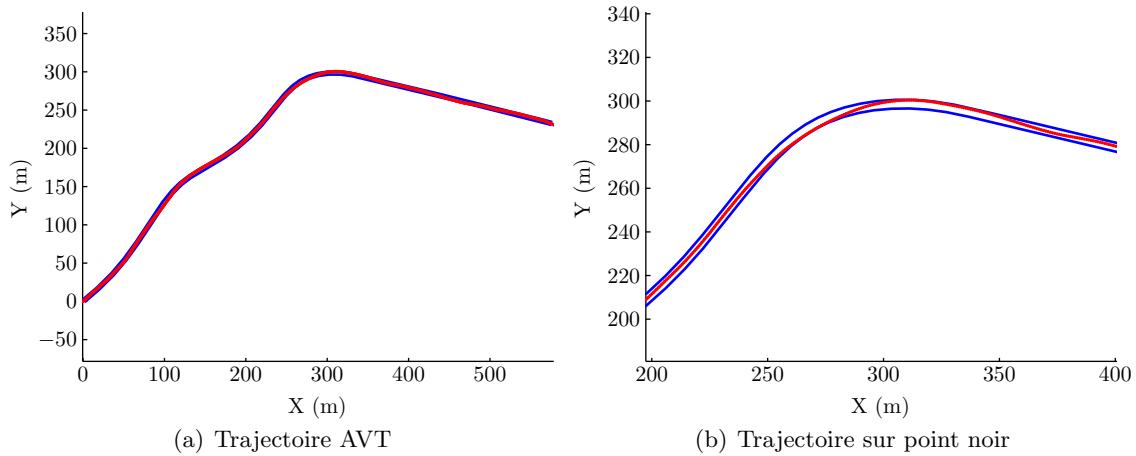


FIGURE 6.5 – Trajectoires de l'AVT sur la bretelle

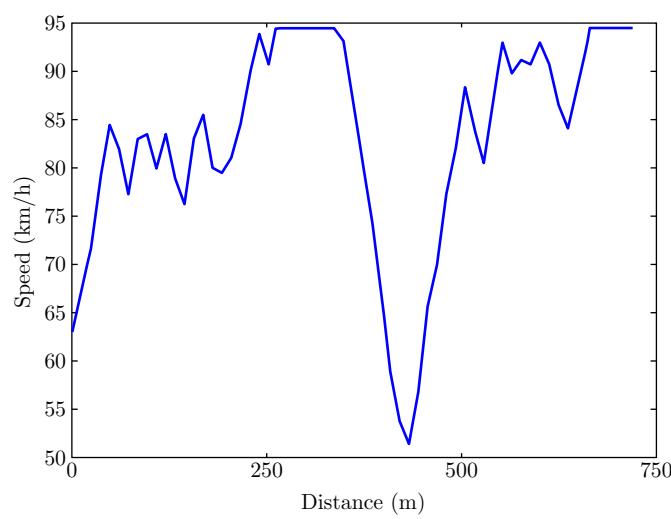


FIGURE 6.6 – Vitesse de l'AVT sur la bretelle

résultats numériques. La figure 6.7 donne les différentes évolutions de l'adhérence consommée en fonction de l'abscisse curviligne.

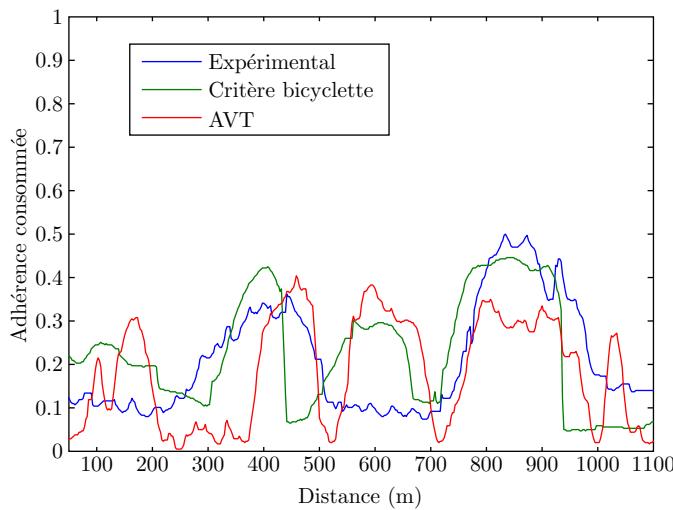


FIGURE 6.7 – Adhérence consommée selon trois méthodes

La première remarque est que les méthodes numériques (critère et AVT) détectent des zones dangereuses -ayant une adhérence consommée élevée- qui ne sont pas présentes dans le cas expérimental. Le premier point noir détecté par l'AVT est du à une anticipation du premier virage du tracé. Pour les points noirs se situant entre les deux pics d'adhérence consommée expérimentale, le problème se situe au niveau de la trajectoire parcourue. En effet, expérimentalement, le pilote expérimenté a complètement coupé ce virage et a donc consommé très peu d'adhérence. Par contre, ce comportement l'oblige à consommer plus d'adhérence sur le dernier virage. Dans ce cas, on constate l'importance de la trajectoire dans la détection des points noirs. Aussi l'AVT, limité par sa distance de visibilité saturée à 120 m, ne peut anticiper suffisamment la trajectoire pour imiter le comportement expérimenté du conducteur. Sur le dernier virage, le comportement du conducteur est bien modélisé par l'AVT sauf au niveau de l'amplitude ce qui provient de la différence de vitesse pratiquée (l'AVT est beaucoup plus prudent que notre pilote). En général, l'amplitude de l'adhérence consommée déterminée par le critère bicyclette est proche de l'expérimental au niveau des deux zones dangereuses.

6.3.2 Rond-point 1

Pour rappel, le rond-point 1 est de grande dimension et placé sur une 2x2 voies. Constitué de trois voies, il présente un défaut flagrant sur la voie intérieure probablement lié à la combinaison d'un dévers inversé trop prononcé et d'une adhérence faible.

Le critère bicyclette a été appliqué à ce premier rond-point et les résultats sont fournis sur la figure 6.8. Le coeur du rond point n'est considéré que d'un niveau moyen alors que cette zone semble qualitativement la plus risquée lorsque l'on parcours ce rond-point. D'après le critère, le point noir du tracé se situe à l'entrée du rond point au niveau du changement de rayon. La sortie est aussi considérée comme dangereuse. L'entrée et la sortie du rond point sont des zones où le niveau de danger varie assez brutalement. Ceci peut être du au relevé des paramètres routiers qui délivre des données pouvant présenter de brutales variations.

Les résultats de l'AVT (Fig. 6.9) ne sont pas en accord avec le critère car la zone de danger pour l'AVT se situe plutôt dans le coeur du rond point, là où le rayon est le plus faible avec un dévers inversé et une adhérence proche de 0,45. Cette localisation correspond à la zone

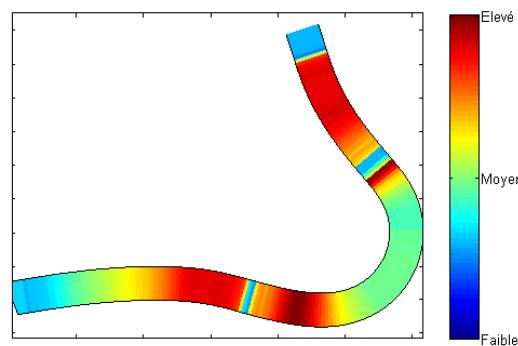


FIGURE 6.8 – Critère bicyclette appliqué au rond-point 1

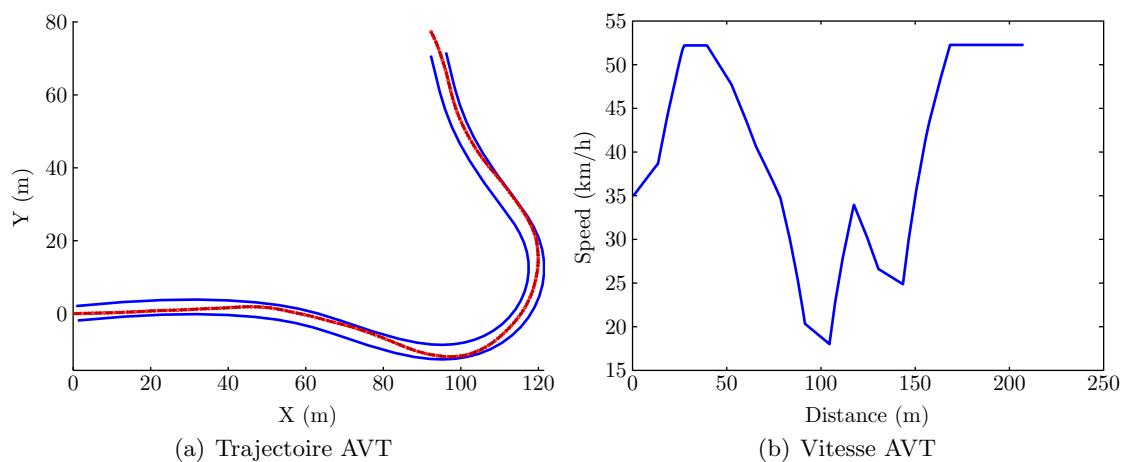


FIGURE 6.9 – Résultats de l'AVT

d'accidents relevés. Pour compléter ces résultats, l'adhérence consommée a été tracée (Fig. 6.10). Du début du tracé à environ 60 m, le critère est très proche de l'expérimental. Seulement, pour de faibles rayons, le critère est très sensible à de petites variations. De ce fait, les résultats dans ces situations restent difficiles à exploiter. L'AVT est assez proche de l'expérimental après 60 m avec un léger écart sur la fin. Ceci montre la capacité de l'AVT à s'adapter à différentes situations. Cependant, la modélisation du conducteur n'est pas encore très fidèle à la réalité et la sensibilité aux paramètres conducteur peut être élevée.

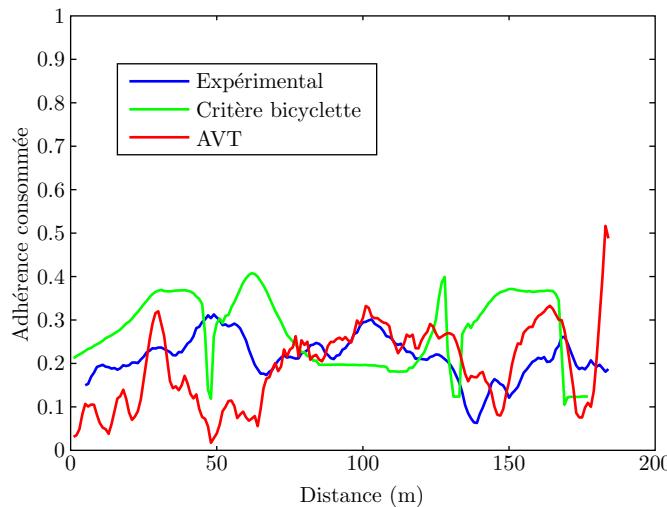


FIGURE 6.10 – Adhérence consommée sur le rond point 1

6.3.3 Rond-point 2

Le rond point 2 est de dimension moyenne et de dévers visuellement nul. De nombreux accidents ont été relevés en sortie de ce rond point. Aussi, des défauts d'unis ont déjà été perçus.

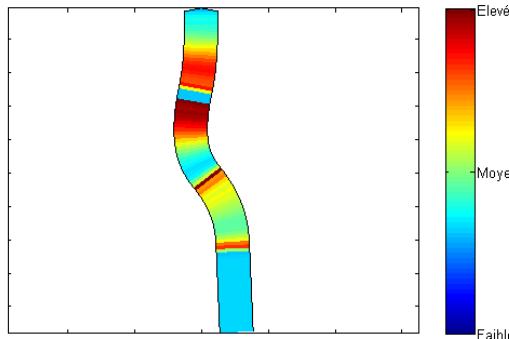


FIGURE 6.11 – Critère bicyclette appliqué au rond point 2

L'application du critère bicyclette donne les résultats de la figure 6.11 sachant que la route a été parcourue du haut vers le bas. L'entrée du rond point présente deux points durs selon le critère, dont un particulièrement élevé juste avant le centre du rond point. En sortie de rond point, au niveau de la zone où ont été relevés plusieurs accidents, deux passages extrêmement courts (inférieurs à 2 mètres) sont reconnus dangereux. Le fait que ces passages soient très brefs

peut expliquer les accidents car ayant pu provoquer la surprise du conducteur. L'AVT a tendance

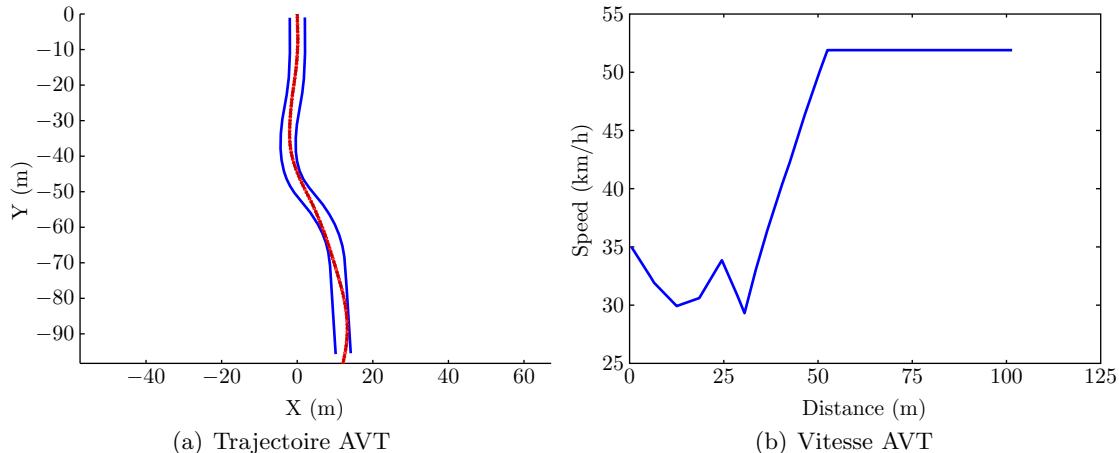


FIGURE 6.12 – Résultats de l'AVT

à complètement « couper » le rond point (Fig. 6.12(a)) et donc à chercher à passer le plus droit possible pour limiter les sollicitations. La partie du rond point dont le rayon est le plus court est donc anticipée. La vitesse (Fig. 6.12(b)) reste basse au début du tracé mais elle est supérieure de près de 10 km/h à la vitesse minimale dans le rond point 1. Dès que l'entrée du rond point est passée la vitesse augmente pour se stabiliser à la vitesse limite réglementaire.

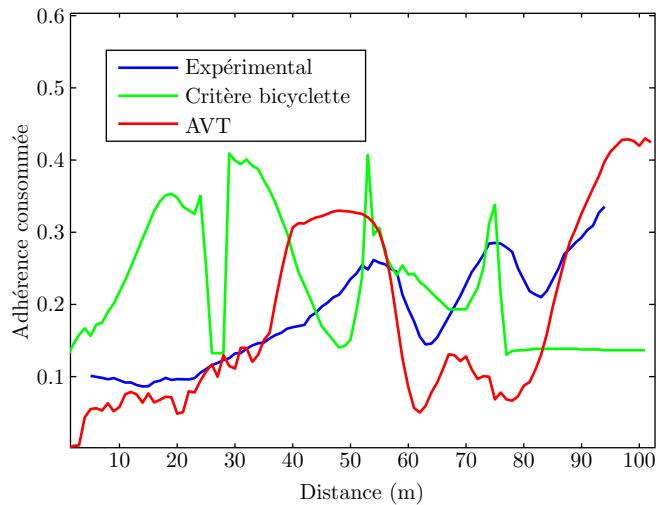


FIGURE 6.13 – Adhérence consommée sur le rond point 2

L'adhérence consommée au cours du rond point 2 est assez particulière et a tendance à augmenter tout au long du tracé avec une légère oscillation en forme de « W » traduisant les courbures suivies. L'adhérence calculée par le critère bicyclette est très différente de l'expérimentale même si les deux points noirs expérimentaux aux alentours de 55 et 75 m sont retrouvés par le critère. L'AVT suit une tendance similaire à l'expérimental avec une amplitude supérieure et des sollicitations anticipées.

6.3.4 Rond-point 3

Pour rappel, le rond point 3 est de grande dimension et de construction récente. Sa particularité est d'avoir une forme rectangulaire. Le passage de ce rond point demande des variations

d'angle volant très importantes au niveau des angles du rectangle. Ce rond point est parcouru du bas vers le haut.

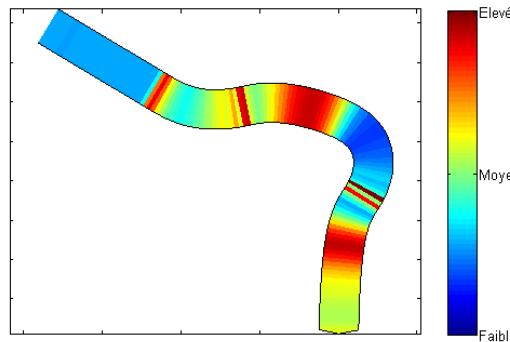


FIGURE 6.14 – Critère bicyclette appliqué au rond point 3

Sur le rond point 3, le critère présente deux zones dangereuses, en entrée du rond point et à proximité de la sortie (Fig. 6.14). Le secteur ayant le rayon le plus court n'est pas reconnu comme étant risqué alors que ce passage semble être le plus compliqué à passer pour le conducteur. Encore une fois, deux secteurs très courts sont détectés en sortie de rond point au niveau des changements d'orientation de la courbure. L'AVT ne détecte pas du tout les mêmes zones (Fig.

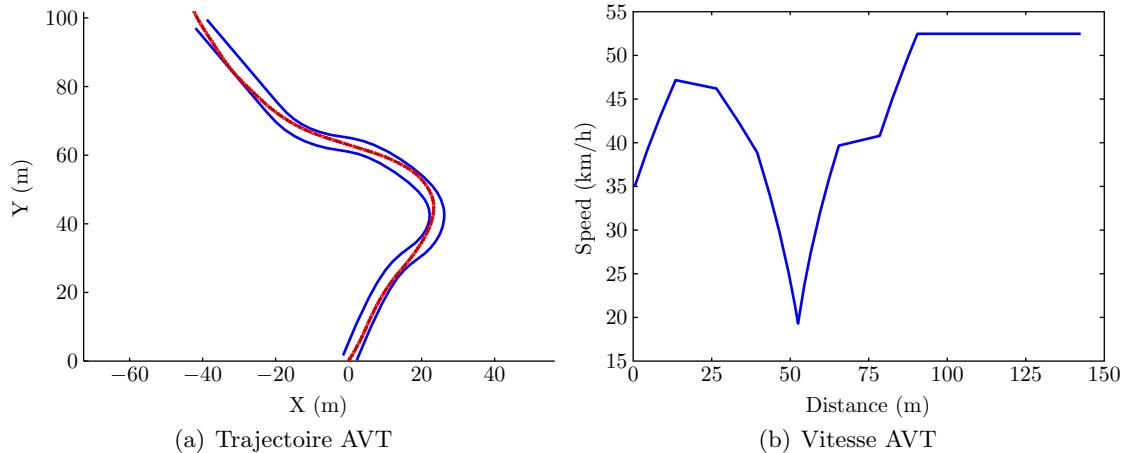


FIGURE 6.15 – Résultats de l'AVT

6.15(a)). Le premier virage est pris très fortement à la corde afin de diminuer les sollicitations ce qui est exactement le cas en réalité. Ensuite, les deux virages de sortie sont eux aussi pris à la corde comme lors des expérimentations. Sur la vitesse pratiquée par l'AVT, un point dur est repéré à 50 m où la vitesse diminue brutalement jusqu'à 20 km/h. Ce point correspond au premier virage, dont le rayon est très court et qui correspond à la zone considérée dangereuse pour les conducteurs.

L'adhérence consommée (Fig. 6.16) montre une fois de plus l'impossibilité d'utiliser le critère bicyclette en milieu urbain, où les paramètres routiers atteignent des valeurs et des variations extrêmes. La tendance de l'AVT est similaire à l'expérimental avec des différences sur l'amplitude des sollicitations. Sur la fin du tracé, des différences plus importantes sont visibles mais restent

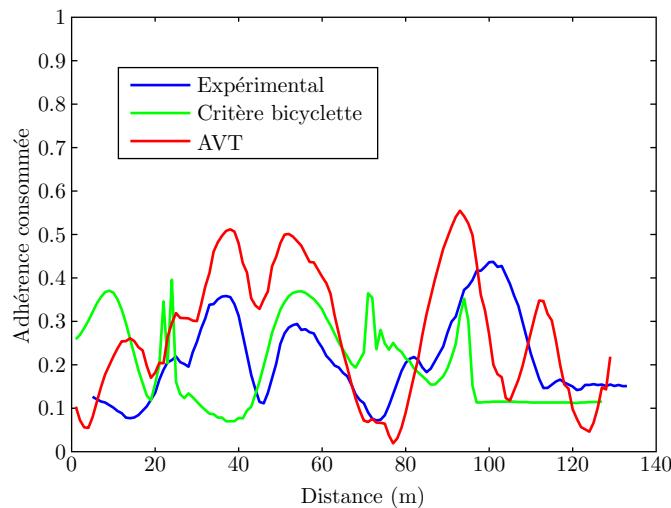


FIGURE 6.16 – Adhérence consommée sur le rond point 3

raisonnables compte tenu de la grande variété de conducteurs existants.

6.4 Conclusions

Au cours de ce chapitre, les méthodes numériques développées dans les chapitres 3 et 4 ont été comparées aux résultats des essais du chapitre 5. Les premières conclusions sont que le critère bicyclette est difficilement applicable aux études urbaines et que l’Algorithme du Ver de Terre propose des résultats prometteurs bien que restant perfectibles. Sur le tracé extra urbain, le critère bicyclette a prouvé sa capacité à délivrer des résultats cohérents avec les risques réels d’accidents, identifiés en termes d’adhérence consommée. Dans ce genre de tracés, ce critère est très performant. Pour des itinéraires urbains, beaucoup de défauts apparaissent et il est difficile d’interpréter les résultats. Ceci est principalement dû aux paramètres routiers atteignant des valeurs et des variations extrêmes en milieu urbain. L’Algorithme du Ver de Terre a démontré qu’il pouvait être utilisé dans toutes les situations même si certaines différences ont été constatées sur l’amplitude ou le décalage des résultats. En perspectives, ces méthodes pourront être utilisées de manière combinée pour participer à l’évaluation des tracés routiers. D’une part les tracés inter urbains seront traités par le critère bicyclette et par l’AVT et les tracés urbains seront évalués uniquement par l’AVT.

Chapitre 7

Conclusion générale

Les objectifs de cette thèse étaient, d'une part d'approfondir la compréhension de l'influence de l'infrastructure sur les pertes de contrôles d'un point de vue physique et d'autre part de poser les bases d'une méthode d'évaluation des tracés routiers. Ce chapitre présente les conclusions de l'ensemble de l'étude pour ces deux objectifs. Ensuite, plusieurs perspectives de travail sont proposées.

7.1 Conclusions

Concernant le premier objectif, plusieurs critères de perte de contrôle ont été écrits en fonction de plusieurs paramètres de l'infrastructure dont le rayon, le dévers, la pente, l'adhérence et le rayon de pente. Ces critères ont été développés à partir d'un modèle point et d'un modèle bicyclette. La limite de perte de contrôle, d'un point de vue physique, a été considérée lorsque l'adhérence consommée sur un pneumatique devenait supérieure à l'adhérence disponible sur la chaussée. L'influence de paramètres tels que le polissage par le trafic ou l'état de mouillage de la chaussée n'a pas été explicitement écrite dans ces critères mais peut être directement intégrée dans le terme d'adhérence. D'un point de vue psychologique, la perte de contrôle a été abordée de deux manières différentes à partir du modèle point. Tout d'abord, en supposant que le conducteur ne supporte pas d'accélérations longitudinale et transversale au-delà d'un certain seuil. Ensuite, en supposant que la variation d'accélération était aussi ressentie par le conducteur et qu'une limite ne pouvait être dépassée. L'analyse de sensibilité a montré que dans des cas précis, certains paramètres pouvaient avoir une influence fortement négative sur la sécurité. Par exemple, sur le modèle bicyclette, une modification du dévers peut tripler le risque de perte de contrôle pour des rayons élevés.

Pour répondre au second objectif, une méthode numérique, l'Algorithme du Ver de Terre (AVT) a été développée. Cette méthode, fondée sur l'optimisation par morceaux de la trajectoire d'un véhicule sur un itinéraire, permet de modéliser complètement le système Véhicule-Infrastructure-Conducteur (VIC). La comparaison de cette méthode aux critères analytiques et aux résultats expérimentaux a démontré qu'elle était plus performante en milieu urbain alors que les critères y sont inutilisables à cause de l'aspect extrême des valeurs des paramètres géométriques en ville. La force de l'approche par critères est de permettre de fournir au gestionnaire routier, non seulement un diagnostic concernant l'infrastructure dont il a la charge, mais aussi les actions correctives à entreprendre en fonction des coûts de réparation.

7.2 Perspectives

La perspective principale à ce travail est de développer un logiciel ergonomique d'évaluation des tracés routiers fondé sur la mesure des caractéristiques de la chaussée par un véhicule à grand rendement comme VANI et sur le traitement de ces informations par les critères de perte de contrôle et l'AVT. Ce logiciel pourra, en important directement le fichier contenant les caractéristiques de la route, établir un diagnostic de l'infrastructure en classant les zones selon leur dangerosité. Ensuite, une application de la sensibilité des critères de perte de contrôle permettra de délivrer des actions correctives à entreprendre. L'objectif pourra être de limiter les coûts et/ou les émissions de gaz à effet de serre des travaux liés à ces actions correctives.

Aussi, l'AVT peut être amélioré sur plusieurs aspects. Tout d'abord en remplaçant le modèle bicyclette par un modèle complet de véhicule afin d'analyser plus finement l'effet de la variation du dévers par exemple. Les contraintes appliquées pour l'optimisation de l'AVT peuvent aussi être complétées en ajoutant une contrainte sur l'accélération latérale maximale supportée variable en fonction de la courbure de la route ou de la vitesse du véhicule. Aussi, une contrainte sur la variation de l'accélération pourrait rendre le comportement de l'AVT plus stable dans certaines situations. Enfin, une validation expérimentale plus approfondie est envisageable pour renforcer les premiers résultats déjà obtenus.

Bibliographie

- [1] Ciro CALIENDO, Maurizio GUIDA et Alessandra PARISI : A crash prediction model for multilane roads. *Accident Analysis and Prevention*, 39:657–670, 2007.
- [2] L. ZAKOWSKA : The effect of environmental and design parameters on subjective road safety-a case study in Poland. *Safety Science*, 19:227–234, 1995.
- [3] A. NICHOLSON : Superelevation, side friction, and roadway consistency. *Journal of Transportation Engineering*, 124:411–418, 1998.
- [4] AASHTO : A policy on geometric design of highways and streets. Rapport technique, AASHTO, 1990.
- [5] Said M. EASA : Superelevation, side friction, and roadway consistency. *Journal of Transportation Engineering*, 124:569–570, 1999.
- [6] E. HAUER : Road grade and safety. Draft, Avril 2001.
- [7] B.F.K. MULLINS et C.J. KEESE : Freeway traffic accident analysis and safety study. *Highway Research Board Bulletin*, 291:26–78, 1961.
- [8] G. KANELLAIDIS : Factors affecting driver's choice of speed on roadway curves. *Journal of Safety Research*, 26:49–56, 1995.
- [9] M. GOBBI et G.MASTINU : Analytical description and optimisation of the dynamic behaviour of passively suspended road vehicles. *Journal of Sound and vibration*, 245 (3):457–481, 2001.
- [10] B. LIANG et D. ZHU : Dynamic analysis of the vehicle subgrade model of a vertical coupled system. *Journal of Sound and Vibration*, 245 (1):79–92, 2001.
- [11] C. LIU et R. HERMAN : Road profiles, vehicle dynamics, and human judgment of serviceability of roads : spectral frequency domain analysis. *Journal of Transportation Engineering*, 124 (2):106–111, 1998.
- [12] M. GOTHIÉ : Influence des déformations de courtes longueurs d'ondes sur l'adhérence mobilisable. In *Symposium international sur l'impact environnemental des défauts d'une route*, 1999.
- [13] Y. DELANNE, P. DUPONT et J.P. MICHAUT : SETRA, 1993. L'uni longitudinal des chaussées.
- [14] R. LAMM, B. PSARIANOS et T. MAILAENDER : *Highway design and traffic safety engineering handbook*. McGraw-Hill Companies, Inc., 1999.
- [15] JOANNE et T. SAYED : Effect of geometric design consistency on road safety. *Canadian Journal of Civil Engineering*, 31:218–227, 2003.
- [16] S. CAFISO, R. LAMM et G. La CAVA : A fuzzy model for safety evaluation process of new and old roads. In *TRB*, 2004.

- [17] J. FOUCARD : Rôle du pneumatique dans le phénomène d'adhérence. *Bulletin des Laboratoires des Ponts et Chaussées*, 255:11–22, 2005.
- [18] MICHELIN : *The tyre : Grip*. 2001.
- [19] P. TANEERANANON et W.O. YANDELL : Microtexture roughness effect on predicted road-tyre friction in wet conditions. *Wear*, 69(3):321 – 337, 1981.
- [20] U. KIENCKE : Realtime estimation of adhesion characteristic between tyres and road. *Control Engineering Practice*, 2(5):899 – 899, 1994.
- [21] H. B. PACEJKA : *Tyre and vehicle dynamics*. Butterworth-Heinemann, 2002.
- [22] M. BURCKHARDT : *Fahrwerktechnik : Radschulupfregelsystem*. Vogel Fachbuch, 1993.
- [23] R. A. Ramirez MENDOZA : *Sur la modélisation et la commande des véhicules automobiles*. Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, 1997.
- [24] ISO-13473-1 : Characterization of pavement texture use of surface profiles - part 1 : Determination of mean profile depth, 1997.
- [25] M.T. DO : Relation entre la microtexture et l'adhérence. *Bulletin de Liaison des Ponts et Chaussées*, 255:117–136, 2005.
- [26] Y. DELANNE : Adhérence de pneumatiques, adhérence conventionnelle, comparaison et liaison avec la texture. *Bulletin des Laboratoires des Ponts et Chaussées*, 255:35–49, 2005.
- [27] A.R. SAVKOOR : Paper viii (iii) Tribology of tyre traction on dry and wet roads. In C.M. Taylor D. Dowson et M. GODET, éditeurs : *Vehicle Tribology*, volume 18 de *Tribology Series*, pages 213 – 228. Elsevier, 1991.
- [28] J.M. GOLDEN : A theory of wet road-tyre friction. *Wear*, 71(3):307 – 331, 1981.
- [29] A. COIRET et O. ORFILA : Aquaplaning phenomenon characterisation of a rotating tyre over water puddles. In *SURF*, 2008.
- [30] J.M. Pardillo MAYORA et R. Jurado PINA : An assessment of the skid resistance effect on traffic safety under wet-pavement conditions. *Accident Analysis & Prevention*, 2009. Article in Press.
- [31] J. CHESTERTON, N. NANCEKIVELL et N. TUNNICLIFFE : The use of the Gallaway formula for aquaplaning evaluation in New Zealand. *Transportation and the pursuit of excellence*, 2006.
- [32] V. CAVALLO, M. COLOMB et J. DORE : La surestimation de la distance intervéhiculaire dans le brouillard. *Recherche - Transports - Sécurité*, 66:81 – 97, 2000.
- [33] SETRA : Comprendre les principaux paramètres de conception géométrique des routes. Rapport technique, 2006.
- [34] D. J. LOVELL, J-C JONG et P. C. CHANG : Clear zone requirements based on horizontal sight distance considerations. *Transportation Research Part A*, 35:391–411, 2001.
- [35] Y. HASSAN, S. EASA et A.O. HALIM : Analytical model for sight distance analysis on 3d highway alignments. *Transportation Research Board*, 1997.
- [36] Y. HASSAN et S.M. EASA : Design of sag vertical curves in three dimensional alignments. *Journal of Transportation Engineering*, 124:52–58, 1997.
- [37] Y. HASSAN et S. M. EASA : Design considerations of sight distance red zones on crest curves. *Journal of Transportation Engineering*, 124:343–352, 1998.

- [38] M. COLOMB et Y. GUILLARD : Prévision des distances de visibilité et de lisibilité en circulation routière de nuit. *Bulletin des Laboratoires des Ponts et Chaussées*, 176:47–60, 1991.
- [39] N. HAUTIÈRE : *Détection des conditions de visibilité et estimation de la distance de visibilité par vision embarquée*. Thèse de doctorat, Université Jean Monnet de Saint Etienne, 2005.
- [40] SETRA : Aménagement des routes principales. Rapport technique, 1994.
- [41] BROSSARD : *Dynamique du véhicule*. 2005.
- [42] T.J. GORDON et M.C. BEST : Lyapunov control of vehicle handling dynamics. *Society of Automotive Engineers of Japan*, 20:453–458, 1999.
- [43] K. PARK, S.J. HEO et I. BAEK : Controller design for improving lateral vehicle dynamic stability. *Society of Automotive Engineers of Japan*, 22:481–486, 2001.
- [44] K. KIN, O. YANO et H. URABE : Enhancements in vehicle stability and steerability with slip control. *Society of Automotive Engineers of Japan*, 24:71–79, 2003.
- [45] H.J. KIM et Y.P. PARK : Investigation of robust roll motion control considering varying speed and actuator dynamics. *Mechatronics*, 14:35–54, 2004.
- [46] S. GLASER : *Modélisation et analyse d'un véhicule en trajectoires limites : Application au développement de systèmes d'aide à la conduite*. Thèse de doctorat, Université d'Evry, 2004.
- [47] C. SENTOUH, S. MAMMAR et S. GLASER : Road departure detection using vehicle dynamics analysis. *International Conference on Human Machine Interaction*, pages 315–320, 2007.
- [48] V. NGUYEN : Vehicle handling stability and bifurcation analysis for nonlinear vehicle models. Mémoire de D.E.A., University of Maryland, 2005.
- [49] G. LOUAH, G. DUPRÉ, E. VIOLETTE et O. MENACER : Updating french formulas for operating speeds on horizontal curves. *Road safety and simulation*, 2007.
- [50] LECHNER : *Analyse du comportement dynamique des véhicules routiers légers*. Thèse de doctorat, 2002.
- [51] S. CAFISO, G. La CAVA et A. MONTELLA : Safety index for evaluation of two-lane rural highways. *Transportation Research Board*, 2007.
- [52] G. M. GIBREEL, S. M. EASA, Y. HASSAN et I.A. AL-DIMEERY : State of the art of highway geometric design consistency. *Journal of Transportation Engineering*, 125-4:305–313, 1999.
- [53] G. DUPRÉ, P. FLACHAT, G. GRATIA, M. LATORRE et J.C OLIVIER : Détection d'alertes sécurité liées à des dysfonctionnements de l'infrastructure routière. *Bulletin des Laboratoires des Ponts et Chaussées*, 213:3–16, 1998.
- [54] P. SALEH : A model for assessing the risks of the road infrastructure. *TRA2008*, 2008.
- [55] J.W. JENSEN : Influence of physical road characteristics on road crashes. Mémoire de D.E.A., University of Southern Queensland, 2004. Dissertation.
- [56] J. WIT, C. D. CRANE et D. ARMSTRONG : Autonomous ground vehicle path tracking. *Journal of Robotic Systems*, 21(8):439–449, 2004.
- [57] J. REEDS et L. SHEPP : Optimal paths for a car that goes both forwards and backwards. *Journal of Mathematics*, 145:367–393, 1990.
- [58] L. J. DUBINS : On curves of minimal length with a constraint on average curvature and with prescribed initial and terminal positions and tangents. *American Journal of Mathematics*, 79:497–516, 1957.

- [59] W. NELSON : Continuous curvature paths for autonomous vehicles. In *IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*, volume 3, pages 1260–1264, 1989.
- [60] A. REVUE : *Contribution des systèmes d'informations géographiques à la sécurité routière : approche multicapteurs pour l'évaluation de configurations à risques*. Thèse de doctorat, École des Mines de Paris, 2003.
- [61] J. P. LAUFFENBURGER : *Contribution à la surveillance temps-réel du système « Conducteur-Véhicule-Infrastructure » : élaboration d'un système intelligent d'aide à la conduite*. Thèse de doctorat, Université de Haute Alsace, 2002.
- [62] U. BODENHOFER : *Genetic Algorithms : Theory an Applications*. Fuzzy Logic Laboratorium Linz-Hagenberg, 2003.
- [63] H. IMINE : *Observation d'états d'un véhicule pour l'estimation du profil dans les traces de roulement*. Thèse de doctorat, Université de Versailles-Saint-Quentin-en-Yvelines, 2003.
- [64] O. ORFILA, A. COIRET et P. O. VANDANJON : Road safety contribution by evaluation of tire crushing using a measuring hub. In *TRA*, 2008.

Index

- V_{85} , 33
Équilibre statique, 9
Accéléromètre, 29
Adhérence, 14, 85, 118
Adhérence consommée, 37, 96
Adhérence, sensibilité, 56, 59
Adhésion, 15
Alertinfra, 37, 44, 64
Algorithme du Ver de Terre, 70, 75, 119
Algorithme génétique, 73
Algorithmes exploratoires, 72
Amontons, principe, 27
Angle d'Ackermann, 28
Angle rentrant, 11
Angle saillant, 11
Antiblocage, 29
Antipatinage, 29
Aquaplanage, 18
Aquasens, 94
ARP, 27, 44
Bifurcations, 31
Bretelle de sortie, 111
Brouillard, 25
Carrossage, 104
CCR, 14, 33
Centrale inertielle, 92
CFT, 19
Chasse pneumatique, 102, 107
Clothoïde, 36
Clothoïdes, 70
codeurs de roue, 94
Coefficient de frottement, 18
Commande linéaire quadratique, 30
Contraste, 26
correvit biaxial, 95
Courbes de Dubins, 70
Courbes de Reeds, 70
Courbure, 7
Critère bicyclette, 53, 55
Critère de Glaser, 30
Critère point, 47, 51
Critère, jerk, 51
Critères analytiques, 47
Critères de Lamm, 36
Critères de perte de contrôle, 26
Critères dynamique latérale, 28
Critères dynamiques, 26
Critères psychologiques, 31
Croisement, 75
Dérive globale, 53
Dérive roue, 97
Déetectabilité, 24
Dévers, 9, 44
Dévers, sensibilité, 58, 60
Dissipation, 15
Distance de déetectabilité, 24
Distance de fixation, 72
Distance de lisibilité, 24
Distance de réaction, 76
Distance de visibilité, 21
Distribution de freinage, 54
Effet de levier, 28
Efforts de contact, 49
Ellipse d'accélération, 34
Empattement, 54
ESP, 29
Essais, 89
Essais in-situ, 110
Extinction, 25
Flux lumineux, 25
Force centrifuge, 11
Forces normales de réaction, 11
Frottement, 15
GPS RTK, 92
Gradient de sous-virage, 28, 99

- GRIPTESTER, 86
 Gyromètre, 29
 Hauteur d'eau, 19
 Hystérésis, 15, 18
 Incertitudes, 96, 100, 103
 Indentation, 15
 Intensité de pluie, 25
 Jerk, 36
 Longueur de cloïde, 36
 Longueur de l'écoulement, 20
 Longueur de virage, 8
 Luminance, 24
 MARVin, 37, 40
 Maxima, 56
 Modèle de Burckhardt, 16
 Modèle de Pacejka, 16, 79, 99
 Modèle de route, 80
 Modèle de Stéfani, 18
 Modèle de véhicule, 76
 Modèle du pneumatique, 79
 Moment d'Auto Alignement, 107
 Moyens d'essai, 90
 Mutation, 75
 NHTSA, 27
 Nombre d'itérations, 83
 Note d'ondes courtes, 20
 Optimisation de trajectoire, 70
 Paramètres géométriques, 6
 Pente, 10, 85
 Pente, écoulement, 20
 Pente, sensibilité, 56, 59
 Perte de contrôle, 105
 Petites perturbations, 72
 Points noirs, 61
 Portrait de phase, 31
 Procédure d'essai, 90
 Règles de conception, 27, 64
 Rayon, 90, 118
 Rayon apparent, 108
 Rayon de courbure, 7
 Rayon de pente, 11
 Rayon, sensibilité, 57, 60
 Rigidité de dérive, 28
 RoadSTAR, 40
 Ronds points, 110
 roue dynamométrique, 92
 Roulis, 104
 SCRIM, 19
 Sensibilité, 55
 SETRA, 27
 Solide de Kelvin, 18
 Splines, 70
 Suivi de carotte, 70
 Système VIC, 34, 86
 Taux de lacet, 102
 Temps de réaction, 83
 Traffic, 7
 Uni, 13, 20
 Véhicule, 119
 Véhicules neutres, 28
 Véhicules sous-vireurs, 28
 Véhicules survireurs, 28
 VANi, 38, 45, 86
 Visibilité, 21
 Visibilité géométrique, 21
 Visibilité météorologique, 21, 25
 Visibilité photométrique, 21, 24
 Visibilité géométrique, 21
 Vitesse caractéristique, 29
 Vitesse critique, 29
 Vitesse de conception, 37
 Vitesse de glissement, 16
 Vitesse limite, 101, 110, 117
 Vitesse pratiquée, 33
 Vitesse sensibilité, 61
 Vitesse, sensibilité, 58

Titre : Influence de l'infrastructure routière sur l'occurrence des pertes de contrôle de véhicules légers en virage : modélisation et validation sur site expérimental

Mots clefs : sécurité routière, dynamique, véhicule, contrôle.

Résumé : L'infrastructure routière joue un rôle très important dans l'occurrence des pertes de contrôle des véhicules légers en virage. Dans le but d'évaluer le niveau de risque associé à une infrastructure, les gestionnaires routiers utilisent actuellement des méthodes reposant sur des études statistiques ou empiriques, sachant que leur validité peut évoluer au cours du temps. Le but de ces travaux est donc de compléter ces méthodes par une évaluation physique des tracés routiers fondée sur la dynamique des véhicules. Tout d'abord, le problème a été abordé de manière théorique par une écriture de critères issus des modèles de la dynamique des véhicules (modèles point et bicyclette) visant à identifier et quantifier l'impact des paramètres routiers sur l'occurrence des pertes de contrôle. Ensuite, pour représenter avec plus de précision le comportement du conducteur, une modélisation numérique complète de contrôle du système véhicule-infrastructure-conducteur, fondée sur un algorithme génétique, a été mise en œuvre. Enfin, ces deux approches ont été validées expérimentalement pour différentes adhérences, rayons de courbure et véhicules sur la piste de référence du LCPC de Nantes et sur routes interurbaines et urbaines. Ces travaux de thèse ont permis d'approfondir la connaissance du rôle de l'infrastructure et de développer deux méthodes (analytique et numérique) d'évaluation des tracés routiers. En perspective à cette étude, un logiciel destiné aux gestionnaires sera développé.

Title : Road infrastructure influence on the occurrence of control loss of lightweight vehicles in curves : modeling and validation on test track

Keywords : road safety, vehicle dynamics, control.

Abstract : Road infrastructure plays a major role in the occurrence of control loss of passengers cars in curves. To evaluate the risk level associated to an infrastructure, road managers currently use methods founded on statistical or empirical studies, knowing that their reliability can vary over time. The aim of this work is to complete these methods with a physical evaluation of road plans based on vehicle dynamics. First of all, the problem has been dealt in a theoretical way by writing criteria coming from vehicle dynamic models (point and bicycle models) aiming to identify and quantify the influence of road parameters on control loss occurrence. Then, to faithfully take into account the driver behavior, a complete numerical modeling of the vehicle-infrastructure-driver, resting on a genetic algorithm, has been introduced. Finally, these two approaches have been validated for various grip, curvature radius and vehicles on the LCPC test track in Nantes and on interurban and urban roads. These thesis works have permitted to improve the knowledge of road infrastructure influence and to develop two road plan evaluation methods (analytical and numerical). As a prospect of this study, a software for road manager usage will be developed.

