



HAL
open science

Architecture robuste de contrôle pour un système by-wire en partage avec le conducteur

Vincent Judalet

► **To cite this version:**

Vincent Judalet. Architecture robuste de contrôle pour un système by-wire en partage avec le conducteur. Automatique / Robotique. Université Paris-Saclay, 2016. Français. NNT: . tel-01466289

HAL Id: tel-01466289

<https://hal.science/tel-01466289>

Submitted on 13 Feb 2017

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

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

École doctorale n° 580 : Sciences et Technologies de
l'Information et de la Communication

THÈSE DE DOCTORAT

Numéro national de thèse : 2016SACLE005

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'Université Paris-Saclay

Préparée à l'Université d'Évry

Spécialité doctorale "Automatique"

présentée et soutenue publiquement par

Vincent JUDALET

le 1^{er} avril 2016

Architecture robuste de contrôle pour un système by-wire en partage avec le conducteur

Directeur de thèse : **Sébastien GLASER**

Co-encadrant : **Saïd MAMMAR**

Jury

M. Didier Dumur,	Professeur, CentraleSupélec	Président du jury
M. Moussa Boukhnifer,	Enseignant-chercheur, Estaca	Rapporteur
M. Yann Chamillard,	Professeur, Université d'Orléans	Rapporteur
Mme. Annie Bracquemond,	Docteur, Vedecom	Examinatrice
M. Jean-Christophe Popieul,	Professeur, Université de Valenciennes	Examineur
M. Dominique Gruyer,	Directeur de recherche, IFSTTAR	Invité

IFSTTAR/COSYS

Laboratoire sur les Interactions Véhicules-Infrastructure-Conducteur (LIVIC)

*à Line, à Gabin,
et à notre étoile, là-haut.*

Remerciements

Si je devais retenir un enseignement de mes travaux de thèse, c'est que le travail de recherche requiert à la fois endurance, abnégation et esprit d'équipe. Je pourrais le comparer à la pratique d'un sport collectif, et le moins que je puisse dire, c'est que mes années au LIVIC m'ont permis de côtoyer le "haut niveau".

Je tiens à remercier chaleureusement mes "coachs", Sébastien Glaser et Saïd Mammar, pour la confiance et le soutien précieux qu'ils m'ont accordés durant ces trois années.

Je suis particulièrement reconnaissant à messieurs Moussa Boukhnifer et Yann Chaillaud de l'intérêt qu'ils ont manifesté à l'égard de mes travaux en s'engageant à en être rapporteurs. Je remercie également Annie Bracquemond, Didier Dumur, Dominique Gruyer et Jean-Christophe Popieul pour avoir accepté de faire partie de mon jury.

À l'heure des remerciements, je tiens à saluer l'ensemble de mes coéquipiers du LIVIC, tant les titulaires que les "remplaçants", à commencer par les capitaines d'équipe Dominique Gruyer et Olivier Orfila, pour avoir contribué à l'ambiance de travail chaleureuse, vivante et solidaire qui y règne. J'ai beaucoup appris à vos côtés.

J'adresse mes remerciements sincères à l'équipe technique, Benoît, Christian, Didier, Jean-Christophe, Jean-Marie, pour leur compétence et leur bonne humeur. Équiper le véhicule n'aurait pas été possible sans leur aide.

Merci également à Dominique et à Clément pour leur aide respective sur l'IMM et les estimateurs algébriques, merci à Olivier pour l'éco-voiturage, à Guillaume pour l'initiation à la BD, à Nicolas pour m'avoir supporté au quotidien, aux pongistes, Joëlle, Florian, Marc, Mickaël, Valentin, pour nos parties endiablées. Je n'oublie pas Meriem pour son engagement et la qualité de son travail pendant ses cinq mois de stage.

Un grand merci à mon fan club, Line et Gabin, pour avoir su mettre l'ambiance à domicile.

Enfin, je tiens tout particulièrement témoigner de ma reconnaissance à Émilie, pour son soutien et ses encouragements sans faille pendant toute la durée de ma thèse, particulièrement durant les derniers mois de rédaction qui ont été particulièrement éprouvants. Du fond du cœur, merci. JTAG

Table des matières

1	Introduction et objectifs de la thèse	1
1.1	Vers un contrôle by-wire des véhicules	2
1.2	Intérêts et contraintes de la conduite by-wire	17
1.3	Objectifs de la thèse et démarche	23
1.4	Références	28
2	Présentation des moyens de simulation et de validation expérimentale	31
2.1	Présentation du véhicule d'essai	32
2.2	Du prototypage à la validation sur véhicule	44
2.3	Contrôle bas-niveau des freins par logique floue	46
2.4	Références	57
3	Étude des estimateurs algébriques du premier ordre	59
3.1	Présentation des estimateurs algébriques	61
3.2	Les estimateurs algébriques pour des applications de filtrage	64
3.3	Les estimateurs algébriques pour des applications de dérivation	67
3.4	Comparaison avec d'autres méthodes classiques d'estimation	69
3.5	Conclusion	76
3.6	Références	76
4	Observation de la dynamique du véhicule	79
4.1	L'observateur sans modèle	81
4.2	Les observateurs non linéaires probabilistes	83
4.3	Le modèle véhicule	86
4.4	Comparaison des filtres probabilistes	91
4.5	Références	94
5	Détection et localisation des fautes liées au Drive-By-Wire	97
5.1	Contexte et objectifs	98
5.2	État de l'art sur les algorithmes de détection et de localisation des fautes	99
5.3	L'approche IMM	101
5.4	Résultats	107
5.5	Conclusion	115
5.6	Références	115

6 Les stratégies de contrôle en cas de faute	119
6.1 Cas d'un freinage intempestif	121
6.2 Cas d'une absence de freinage	129
6.3 Cas d'un défaut de braquage	133
6.4 Conclusion sur les stratégies d'accommodation	141
6.5 Références	142
7 Conclusion et discussions	143
7.1 Principales contributions	144
7.2 Perspectives	145
7.3 Participations aux travaux de recherche du laboratoire	146
Liste des publications	147
Liste des acronymes	149
Liste des figures	151
Liste des tableaux	155
A Formulation des filtres et dérivateurs algébriques d'ordres 0 à 3	157
B Calcul des dérivées partielles	159
C Virtual reality for real driving : a tool to fill the gap between simulators and test tracks	163
D Incentive shared trajectory control for highly-automated driving	171
E Proposal of a virtual and immersive 3D architecture dedicated for prototyping, test and evaluation of eco-driving applications	179
F Définition des trames CAN	189
G Affectation des broches du calculateur	191
Résumé - Abstract	192

Introduction et objectifs de la thèse

Sommaire

1.1 Vers un contrôle by-wire des véhicules	2
1.1.1 L'automobile sur la voie de l'automatisation	2
1.1.2 L'assistance à l'accélération	3
1.1.3 L'assistance à la direction	4
1.1.4 L'assistance au freinage	10
1.1.5 Le drive-by-wire et la conduite automatisée	15
1.2 Intérêts et contraintes de la conduite by-wire	17
1.2.1 L'architecture des systèmes by-wire	18
1.2.2 Les intérêts des systèmes by-wire	20
1.2.3 Problématiques liées à l'introduction de systèmes by-wire	22
1.3 Objectifs de la thèse et démarche	23
1.3.1 Définition du champ d'étude	24
1.3.2 Architecture véhicule retenue	25
1.3.3 Organisation du document	27
1.4 Références	28

1.1 Vers un contrôle by-wire des véhicules

1.1.1 L'automobile sur la voie de l'automatisation

D'après l'Observatoire National Interministériel de la Sécurité Routière (ONISR), les facteurs humains apparaissent dans plus de 90% des accidents corporels. Ces erreurs de conduite sont souvent provoquées par l'alcool, la vitesse, la fatigue, l'utilisation du téléphone ou de mauvaises conditions météorologiques.

Si l'humain est en cause dans la majorité des accidents, l'amélioration de la sécurité routière nécessite d'assister le conducteur dans ces tâches de conduite les plus complexes ou les plus monotones. Pour cela, des systèmes avancés d'assistance à la conduite –ou *Advanced Driving Assistance System*– (ADAS) ont été introduits depuis le début des années 70. Comme le montre la figure 1.1, l'introduction de ces ADAS, en parallèle à l'amélioration des infrastructures et de la sécurité passive des véhicules (ceintures de sécurité, airbags, structure des véhicules qui absorbe l'énergie en cas de choc) a permis de diminuer efficacement le nombre de décès sur les routes, quand, sur la même période, le nombre de kilomètres parcourus chaque année a plus que doublé.

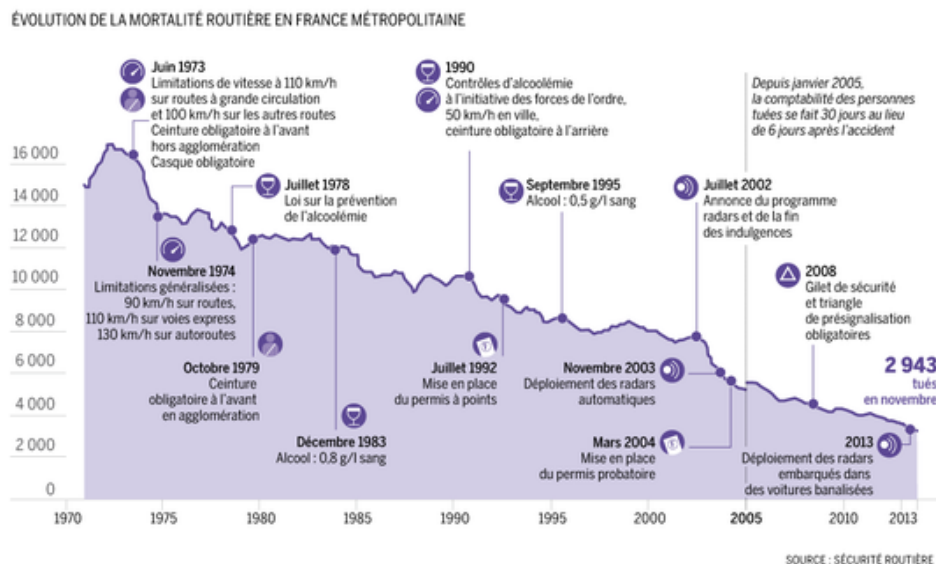


FIGURE 1.1 – Évolution de la mortalité routière en France métropolitaine (source : ONISR)

Les ADAS collectent les informations sur l'état du véhicule (capteurs proprioceptifs) et sur son environnement (capteurs extéroceptifs). Si certains de ces ADAS ont une action purement informative en avertissant le conducteur ou les autres usagers d'un danger, d'autres systèmes participent activement à la conduite en agissant au niveau des actionneurs. Leur action porte soit sur l'accélération, le freinage, ou la direction, afin de modifier la vitesse du véhicule (contrôle longitudinal) ou sa trajectoire (contrôle latéral).

Au fur et à mesure du développement de ces systèmes d'assistance active, la conduite de véhicule s'oriente vers une automatisation de plus en plus avancée.

Nous commençons donc ce document par la présentation des systèmes d'assistance actifs introduits sur les véhicules de série, afin de montrer comment ces ADAS ont progressivement modifié les systèmes de direction, de freinage et d'accélération des véhicules en initiant un découplage entre interfaces de commande (le volant et les pédales) des actionneurs (injection du carburant, couple de freinage, angle de braquage).

1.1.2 L'assistance à l'accélération

Pour les véhicules diesel ou à essence, l'accélération longitudinale du véhicule est réglée en contrôlant l'injection de carburant dans le moteur par l'intermédiaire de la pédale d'accélération. Historiquement, la pédale était reliée par câble au papillon d'admission du moteur qui faisait varier la quantité de carburant injectée.

Afin d'améliorer leur rendement, les moteurs récents disposent d'un calculateur dédié, nommé Engine Control Module (ECM), qui contrôle précisément la quantité de carburant injectée et la durée de l'injection.

La pédale est donc découplée du moteur, le calculateur gère l'injection en fonction du capteur d'enfoncement de la pédale afin de générer le couple moteur désirée par le conducteur.

Ces systèmes d'accélération découplée, ou Throttle By Wire (TBW) se sont donc généralisés et ont permis l'introduction de différents systèmes d'assistance à l'accélération.

L'antipatinage

L'antipatinage est un système que l'on retrouve sur certains véhicules, qui régule l'accélération pour limiter la perte d'adhérence des roues motrices. Selon les constructeurs, il peut s'appeler Acceleration Slip Regulation (ASR) ou Traction Control System (TCS). Son principe de fonctionnement se rapproche de celui de l'Anti-lock Braking System –ou en allemand *Antiblockiersystem*– (ABS) mais cette fois en phase d'accélération et non en freinage : des capteurs de vitesse sur les roues détectent les situations de perte d'adhérence et l'ECM limite le couple moteur en cas de glissement trop important afin de permettre un contrôle latéral du véhicule.

En complément de l'action sur l'admission, l'ASR peut éventuellement agir sur les freins pour réduire plus rapidement le glissement des pneumatiques.

Le limiteur/régulateur de vitesse

Le régulateur de vitesse permet de réguler automatiquement la vitesse d'un véhicule. Le conducteur indique la vitesse à laquelle il souhaite rouler, et l'unité de contrôle du moteur gère l'admission pour atteindre et maintenir cette vitesse. Ces systèmes sont désactivés automatiquement par appui sur le frein ou l'embrayage.

Comme le régulateur ne peut pas freiner, il arrive que la vitesse du véhicule dépasse momentanément la vitesse consigne en cas de forte pente.

Ce dispositif dispose généralement d'un mode "limiteur", qui permet simplement de limiter l'accélération quand le véhicule dépasse la vitesse indiquée par le conducteur. Ici le système ne peut pas accélérer seul sans appui sur la pédale d'accélération. Le conducteur peut tout de même dépasser la vitesse indiquée en cas de nécessité par un appui fort sur la pédale.

Très pratique sur autoroute, ce système permet généralement de diminuer la consommation tout en limitant les risque d'excès de vitesse. [[BENMIMOUN et collab., 2011](#); [SAINT PIERRE et collab., 2014](#)]

Le régulateur de vitesse adaptatif

Le régulateur de vitesse adaptatif, ou Adaptive Cruise Control (ACC), reprend le principe du régulateur de vitesse, en ajustant automatiquement la vitesse pour maintenir une interdistance suffisante avec le véhicule qui précède.

Ce système repose sur un capteur qui mesure la distance et la vitesse du véhicule précédent, généralement un radar (optionnellement un capteur à balayage laser) situé sur la face avant du véhicule.

Les systèmes récents disposent de la fonction "precrash" qui prévient le conducteur et active les freins en cas d'impact probable et inévitable dans le temps de réaction du conducteur.

L'assistance à l'écoconduite

L'écoconduite est une démarche qui vise à diminuer la consommation des véhicules en adaptant sa conduite selon des règles simples, comme maintenir une vitesse stable, anticiper le trafic ou entretenir son véhicule. Le Drive By Wire (DBW) facilite la mise en application de ces consignes en optimisant l'injection du carburant.

Par exemple, sur l'ensemble de ses nouveaux modèles, le groupe Renault propose le mode *eco* qui regroupe un ensemble de moyens pour réduire la consommation, avant, pendant et après le trajet, notamment en fournissant des conseils individualisés au conducteur, comme par exemple les changements des rapports de vitesse.

Par l'intermédiaire du TBW, ce mode modifie notamment le comportement du véhicule, qui perd en sportivité au profit de la sobriété. Selon le constructeur, ce mode permettrait d'économiser jusqu'à 25% de carburant, en fonction des conditions de roulage, du style de conduite et des automobilistes, tout en diminuant la maintenance nécessaire (usure des pneumatiques et des freins réduite).

1.1.3 L'assistance à la direction

Classiquement, la chaîne de direction est composée des éléments suivants (voir fig. 1.2) :

- le volant qui permet au conducteur d'agir sur l'orientation des roues ;
- la colonne de direction qui transmet l'action du conducteur vers la crémaillère ;
- la crémaillère qui convertit la rotation de la colonne en translation latérale ;
- les biellettes de direction qui relient la crémaillère aux roues.

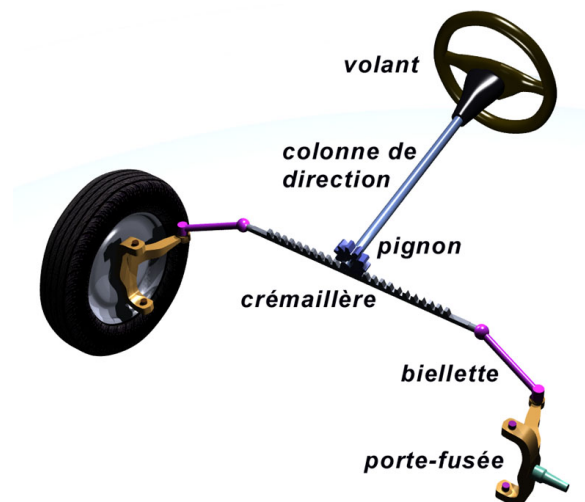


FIGURE 1.2 – Schéma d'une direction à crémaillère (source : Wikipedia, 24/11/2015)

Des systèmes d'assistance ont été graduellement introduits pour faciliter le contrôle de la chaîne de direction par le conducteur.

La direction assistée

Du fait des forces de frottement des pneumatiques sur la route, la force nécessaire pour braquer les roues peut être importante, particulièrement quand le véhicule est à basse vitesse ou à l'arrêt.

Afin de diminuer l'effort à fournir par le conducteur pour braquer les roues, les systèmes de direction assistée intègrent des actionneurs hydrauliques ou électriques qui ajoutent une quantité d'énergie contrôlée au mécanisme de direction. Ce dispositif assure la continuité du lien mécanique entre le volant et les biellettes de direction, si bien que le conducteur ressent les interactions entre les roues et la route (efforts d'auto-alignement, vibrations). Ces informations haptiques ressenties sur le volant sont essentielles pour contrôler la direction de façon intuitive.

Développé au milieu du 20^{ème} siècle, ce dispositif équipe désormais la quasi-totalité des véhicules de série commercialisés.

Initialement, la majorité des directions assistées mettaient en jeu un système hydraulique qui applique un effort sur la colonne de direction ou la crémaillère, proportionnel au couple appliqué sur le volant. Le système hydraulique est maintenu sous pression par une pompe actionnée par le moteur principal du véhicule.

Certains véhicules sont équipés de directions électro-hydraulique, qui fonctionnent également avec un actionneur hydraulique, mais cette fois alimenté par une pompe électrique.

Enfin, les directions assistées électriques utilisent directement un moteur électrique pour compléter l'effort du conducteur. Ce dispositif présente l'avantage de diminuer la consommation d'énergie car il n'a pas besoin d'être mis sous pression en permanence, et ne consomme donc que quand le conducteur utilise la direction. De plus, il permet de modifier le niveau d'assistance en fonction des situations de conduite. Si ce système a tendance à se généraliser, le retour haptique des interactions roues/route sur le volant est généralement moins précis.

L'assistance au maintien de voie

Pour limiter les sorties de voie qui peuvent être consécutives à un défaut de vigilance du conducteur, les constructeurs ont développé des systèmes d'assistance au maintien de voie, généralement nommés Lane Keeping Assistance System (LKAS). Ces systèmes détectent la position des marquages pour anticiper les franchissements involontaires.

Si les premiers systèmes se contentaient d'une alerte pour le conducteur (Lane Departure Warning) par des vibrations sur le volant en cas de danger, les systèmes actifs mis en œuvre dès 2013 entre autres par Ford et Toyota fournissent une assistance en apportant un couple de braquage. Cette assistance n'est cependant pas suffisante pour assurer complètement le maintien du véhicule dans la voie, une action du conducteur reste donc nécessaire.

Depuis 2014, des constructeurs (Infinity sur le modèle Q50, Mercedes sur ses modèles haut de gamme, Tesla sur le modèle S et Volkswagen sur la Passat) proposent des systèmes qui permettent le maintien dans la voie sans assistance du conducteur. Cependant, le conducteur est toujours requis pour superviser le système et reprendre la main en cas de nécessité.

En effet, les systèmes actuels se fondent sur la détection des marquages par caméra, leur fiabilité est donc limitée par la visibilité des marquages qui peut être affectée par les conditions météorologiques (pluie, brouillard, éblouissement) et la qualité des infrastructures routières (en particulier les marquages).

La direction sur quatre roues

La direction du véhicule joue généralement uniquement sur les roues avant du véhicule. Pour compléter l'action des roues avant, certains constructeurs ont mis en œuvre des systèmes permettant de braquer également les roues arrière.

Cela présente plusieurs intérêts selon la situation de conduite (voir fig. 1.3). Lors de manœuvres à basse vitesse, inverser l'angle de braquage des roues arrière permet de réduire le rayon de courbure afin de rendre le véhicule plus facilement manœuvrable. À l'inverse, à haute vitesse, un braquage des deux essieux dans le même sens permet un déport latéral plus important avec une vitesse de lacet plus faible, ce qui limite les risques de survirage.

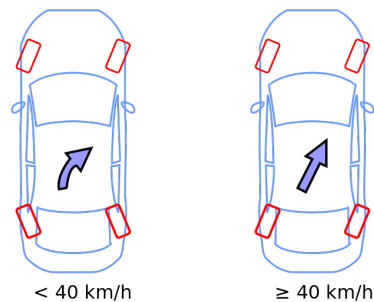


FIGURE 1.3 – Le principe du braquage sur les 4 roues (source : Sergey Rufanov pour Wikipédia, 15/11/2015)

En 1987, Honda proposa un tel système sur sa Prelude. Le lien entre le braquage des roues avant et arrière était mécanique, si bien que l'orientation des roues arrière n'était pas modifiée en fonction de la vitesse du véhicule, mais en fonction de l'angle de braquage des roues avant. Pour des angles de braquage importants (que l'on retrouve généralement à basse vitesse), le braquage des roues arrière est inversé par rapport à celui des roues avant, alors que pour des angles faibles, les roues arrière sont dirigées dans le même sens.

Depuis 2008, Renault met en œuvre sur sa Laguna un système de braquage électronique des roues arrière, le *4Control* (voir fig. 1.4).

En dessous de 60 km/h, les roues arrière braquent dans le sens opposé de celles du train avant, avec un angle maximum de 3,5°. Le châssis *4Control* offre alors deux avantages : des manœuvres facilitées grâce à un diamètre de braquage diminué et des angles de braquage des roues avant réduits.

À partir de 60 km/h, les roues arrière sont braquées dans le même sens que les roues avant. Dans cette configuration, le centre de rotation réel s'éloigne : le véhicule se comporte alors comme s'il avait un empattement supérieur, et la stabilité du véhicule s'en retrouve améliorée.

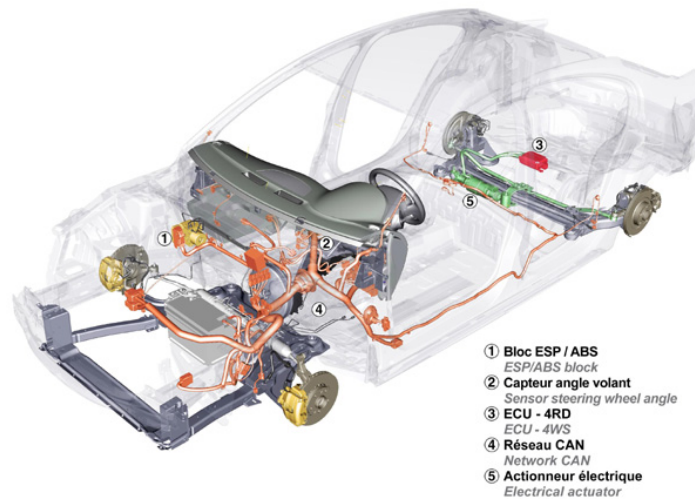


FIGURE 1.4 – Le système 4Control (source : Renault)

En plus de ces fonctionnalités permettant de modifier dynamiquement le rayon de braquage du véhicule, le système peut également agir sur la stabilité en lacet lors de manœuvres d'urgence. En prenant en compte l'angle du volant, le système peut identifier une manœuvre d'évitement en détectant une vitesse importante de variation de cet angle. Les roues arrière peuvent alors braquer parallèlement aux roues avant pour limiter la vitesse en lacet tout en favorisant le déplacement latéral, ce qui permet de réduire ou de retarder l'intervention de l'ESP.

De même, pour les situations de freinage asymétrique, le calculateur est informé des glissements via le bloc ABS/ESP, le braquage des roues arrière diminue alors le couple en lacet généré afin que la voiture reste stable sans que le conducteur ait à intervenir sur le volant. Cela permet d'améliorer les distances de freinage et de compenser la déviation latérale du véhicule.

Le braquage actif des roues avant (AFS)

Nous avons vu précédemment que certains ADAS comme le LKAS assiste le conducteur pour le braquage des roues. Cependant cette assistance est limitée du fait du lien mécanique entre le volant et le dispositif de braquage des roues. Les efforts générés par un actionneur pour pouvoir modifier l'angle de braquage dans toutes les conditions dépasse le couple qu'un conducteur peut appliquer sur le volant. Cela explique que l'action ces ADAS est généralement limitée à une simple assistance.

Dans le cas où le système doit gérer complètement le contrôle latéral, il doit se désactiver temporairement dès que le conducteur intervient. Le lien mécanique n'autorise donc pas un réel partage de la conduite entre le conducteur et les systèmes d'assistance.

De plus, ce lien ne permet pas de modifier le rapport de braquage des roues avant, comme le fait les système *4control* pour les roues arrière.

Le système de braquage actif active front steering (AFS) introduit par BMW en 2003 permet de lever ces contraintes. Il utilise un double système d'engrenages planétaires montés sur un boîtier tournant, situé à la base de la colonne de direction (voir fig. 1.5), pour faciliter le braquage des roues avant indépendamment du conducteur.

L'axe amont du système est monté sur la colonne de direction, reliée au volant, tandis que l'axe aval est connecté au pignon de la crémaillère.

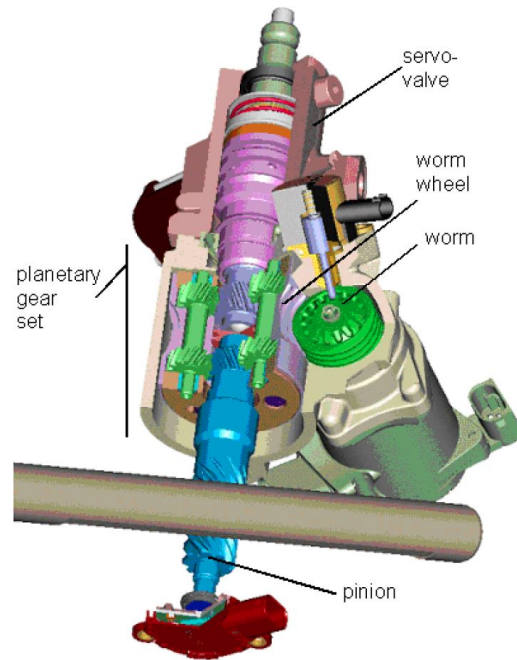


FIGURE 1.5 – Actionneur du système AFS (source : [KLIER et collab., 2004])

Si le boîtier tournant est maintenu fixe par rapport à la colonne, les consignes en braquage du conducteur sont transférées directement, via les engrenages planétaires de la partie haute vers la partie basse. Le système se comporte donc comme une direction mécanique classique.

Une roue hélicoïdale (worm wheel sur la figure 1.5), couplée à un système de vis sans fin (worm) alimenté par un moteur, permet de faire tourner le boîtier par rapport au haut de la colonne. La modification de la position du boîtier permet la rotation de l'axe aval indépendamment de l'axe amont. Ainsi, ce dispositif peut ajouter un angle contrôlé entre le volant et le pignon de la crémaillère. Ainsi, en jouant sur la position du boîtier des engrenages, le calculateur qui contrôle le moteur peut modifier l'angle de braquage des roues avant sans agir sur l'angle du volant.

Cela a permis à BMW de synthétiser un rapport de braquage variable en fonction de la vitesse du véhicule. A basse vitesse, le rapport est augmenté pour faciliter les manœuvres de parking, et à haute vitesse, ce rapport est diminué pour améliorer la précision de la direction.

De plus, l'AFS est capable de générer des actions correctives de braquage pour améliorer la stabilité en lacet du véhicule. Contrairement à l'ESP qui agit sur les freins, cette correction est progressive et son fonctionnement n'est généralement pas ressentie par le conducteur. De plus, l'élimination de l'action sur le frein supprime la décélération et la perte possible d'adhérence sur les roues dues à l'ESP.

Ainsi, en cas de défaillance du système, même si le moteur du dispositif n'est plus alimenté, le système est automatiquement bloqué par le système roue et vis sans fin qui n'est pas réversible. Ainsi le conducteur peut continuer à diriger le véhicule normalement, comme avec une direction classique.

La direction découplée

Pour aller plus loin dans le partage de la conduite et simplifier l'action sur le braquage des roues avant, les constructeurs réfléchissent à découpler complètement le volant des organes de braquage des roues. Ceci s'appelle le Steer By Wire (SBW).

Le volant devient ainsi une interface permettant au conducteur de commander la trajectoire désirée, avec un retour haptique pour l'informer de la situation de conduite. La consigne du conducteur est transmise à un contrôleur qui commande un actionneur électronique ou hydraulique afin d'appliquer l'angle de braquage désiré.

Dès 1992, Saab a expérimenté le SBW sur un prototype dans le cadre du projet européen Promothus, sur lequel le volant est remplacé par un joystick placé sur le côté à la manière d'un contrôleur de jeu vidéo (voir fig. 1.6), mais le ressenti et la précision de la conduite s'en retrouvaient largement détériorés.



FIGURE 1.6 – Les commandes SBW du prototype Saab 9000 (source : saabplanet.com)

Depuis, la complexité et les enjeux de sûreté de fonctionnement de tels systèmes ont largement freiné l'introduction des directions découplées.

Le projet européen SPARC (Secure Propulsion using Advanced Redundant Control) a permis de décrire et valider des architectures matérielles et logicielles robustes (redondantes) pour des systèmes de contrôle by-wire. Ce projet a débouché en 2007 sur la présentation d'un véhicule démonstrateur commandé par joystick.

En 2013, Nissan a introduit le premier système SBW sur un véhicule de série sur le modèle Q50 de sa marque haut de gamme Infinity.

Pour lever les inquiétudes en termes de sûreté de fonctionnement, Nissan a fait le choix d'intégrer différents niveaux de redondances, tant en termes de calculateur que d'actionneur (voir fig. 1.7). Ainsi, trois calculateurs identiques sont intégrés afin de détecter immédiatement un défaut sur l'un d'eux. De plus, une colonne de direction mécanique de secours, qui est débrayée en condition normale, est automatiquement embrayée quand le système by-wire n'est plus disponible.

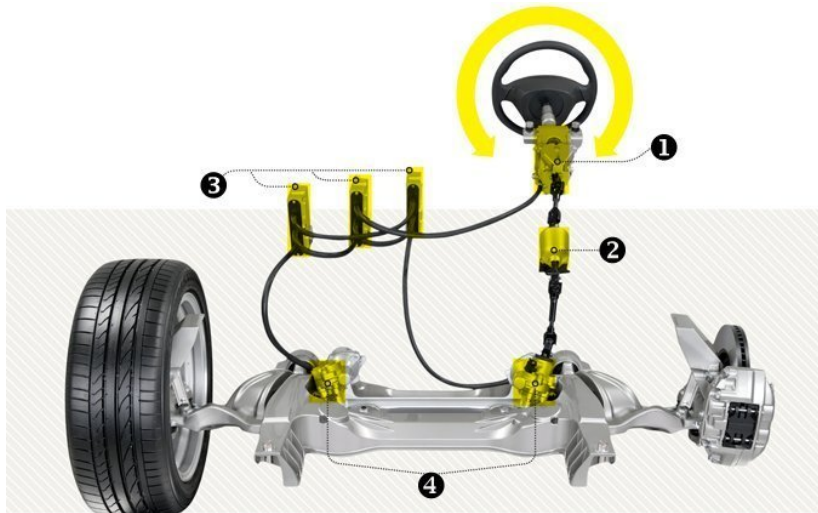


FIGURE 1.7 – Le système steer by-wire de l'Infiniti Q50 (source : caranddriver.com)

Cette colonne est équipée d'un système de débrayage (2). Quand le véhicule est démarré, la colonne est débrayée, et le braquage des roues est assuré par un actionneur situé sur la crémaillère (4). Un module sur le volant (1) mesure l'angle consigne du volant et apporte un retour haptique au conducteur.

Le système renclenche par défaut la direction mécanique quand le véhicule est arrêté ou quand une faute a été détectée sur le système, pour lier mécaniquement le volant aux roues, comme pour un système conventionnel.

L'utilisation de ces redondances n'a cependant pas empêché Nissan d'être confronté à un rappel de certains de ses véhicules équipés en SBW. Un des capteurs se mettait en défaut en cas de température très basse. Cette faute était correctement détectée et la direction mécanique était ré-enclenchée rapidement. Cependant, du fait de la faute, la dynamique était déjà altérée quand le conducteur reprenait la main, ce dernier n'était alors plus en mesure d'éviter la sortie de voie.

1.1.4 L'assistance au freinage

La grande majorité des véhicules de série est équipée de dispositifs hydrauliques de freinage (voir fig. 1.8). Ils sont typiquement composés d'une pédale qui permet d'activer le maître-cylindre. En cas d'activation, ce dernier met le circuit hydraulique sous pression. Le circuit hydraulique répartit la pression sur les étriers qui initient le freinage.

Différents systèmes d'assistance ont été progressivement ajoutés à ce dispositif pour faciliter son contrôle par le conducteur.

Le système anti-blocage des roues

Le système anti-blocage des roues, plus connu sous l'abréviation « ABS » (de l'allemand « Antilockiersystem »), est un système d'assistance au freinage utilisé pour limiter le blocage des roues pendant les périodes de freinage fort. En limitant le glissement des pneumatiques, ce dispositif permet de conserver la directivité du véhicule afin d'effectuer une manœuvre d'évitement éventuelle, tout en réduisant la distance de freinage.

Ce système a été commercialisé pour la première fois par l'équipementier Bosch en 1978, et introduit sur les modèles allemands Mercedes classe S et BMW série 7.

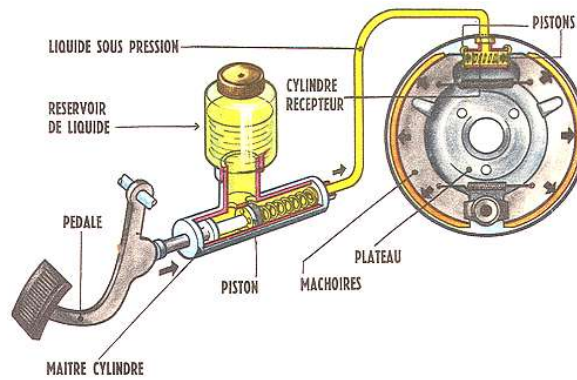


FIGURE 1.8 – Dispositif hydraulique de freinage (source : Mécarétro)

Le système ABS est constitué (voir fig. 1.9) d'un capteur de vitesse pour chaque roue, d'un calculateur électronique et d'un système de régulation hydraulique de la pression de freinage. Lors d'un freinage d'urgence, si le système détecte le blocage d'une roue, cela signifie que la pression de freinage est trop forte compte tenu de l'adhérence disponible. Le système va alors pomper le liquide de freins du frein vers le maître-cylindre de façon à baisser la pression jusqu'à ce que la roue soit déblocuée. Dès lors que la roue retrouve de l'adhérence, la pression de freinage est à nouveau augmentée de façon à optimiser la performance du freinage. Par conséquent, le système régule la pression de freinage autour du point de blocage de la roue par une succession rapide de blocages/déblocages. Le système fonctionne par impulsions, généralement ressenties sur la pédale de frein qui se met à vibrer au rythme des variations de pression du circuit de freinage.

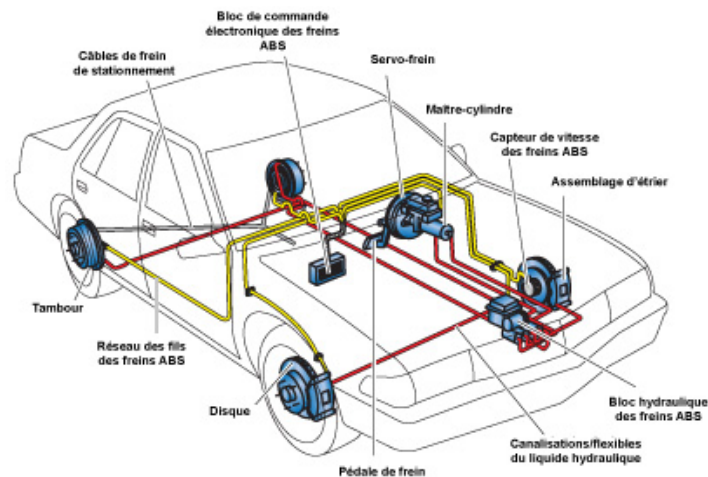


FIGURE 1.9 – Système de freins hydrauliques (source : Midas)

Ce système a prouvé son intérêt en termes de sécurité active, si bien que depuis 2004, la législation européenne impose l'équipement ABS en série à l'ensemble des nouveaux modèles de voitures commercialisés dans l'Union Européenne.

Le correcteur électronique de trajectoire

Le correcteur électronique de trajectoire, généralement appelé Electronic Stability Program (ESP) ou Electronic Stability Control (ESC), est un équipement de sécurité active

destiné à améliorer le contrôle de trajectoire du véhicule en contrôlant individuellement le freinage des roues.

Son fonctionnement est le suivant : lors d'un virage pris à trop grande vitesse ou lors d'un changement brutal de trajectoire (évitement d'obstacle) le véhicule peut perdre sa stabilité et échapper au contrôle de son conducteur soit :

- en sous-virant : le train avant dérive davantage que le train arrière et l'automobile a tendance à aller tout droit au lieu de suivre la courbe. L'ESP rétablit le véhicule en donnant l'ordre de freiner la roue arrière intérieure. En cas de fort sous virage, l'ESP freine aussi les roues avant ;
- en survirant : le train arrière dérive davantage que le train avant et si la trajectoire n'est pas rétablie, la voiture part en tête-à-queue. L'ESP rétablit le véhicule en donnant l'ordre de freiner la roue avant extérieure.

Ces phénomènes sont décelés par des capteurs : vitesses de rotation des roues au niveau des trains roulants, angle du volant au niveau de la direction, vitesse de lacet (rotation du véhicule par rapport à l'axe vertical) et accélération transversale. Les calculateurs vérifient si la trajectoire réelle suivie par le véhicule est bien celle souhaitée par le conducteur. Si une situation anormale se produit, la trajectoire est corrigée par un freinage ciblé sur la roue concernée.

Au besoin, si le conducteur recherche encore à accélérer, l'ESP réduit le couple moteur délivré.

En France, l'ESP équipe obligatoirement tous les nouveaux modèles de véhicules mis en circulation depuis le 1^{er} janvier 2012.

L'assistance au freinage d'urgence

Des études menées sur simulateur par Mercedes Benz en 1992 ont montré que pour plus de 90% des conducteurs, la force avec laquelle ils appuient sur la pédale en situation d'urgence n'est pas suffisante pour solliciter un freinage maximal.

Un système d'assistance au freinage d'urgence, généralement appelé EBA (Emergency Brake Assist), a donc été introduit dès 1996 pour accompagner le conducteur lors des freinages d'urgence. Lorsque le système détecte un écrasement rapide de la pédale de frein ou un passage anormalement rapide de la pédale d'accélérateur à la pédale de frein, il augmente la pression de freinage pour minimiser la distance de freinage.

Le système anti-collision

Un système anti-collision est un système de sécurité active conçu pour réduire la gravité des accidents.

Ce dispositif utilise un radar ou un laser pour mesurer la distance et la vitesse d'approche d'un véhicule précédant l'utilisateur, ce qui permet d'anticiper une collision en cas d'absence de réaction du conducteur.

Si les premiers dispositifs ne permettaient pas d'éviter l'accident, et se contentaient d'alerter le conducteur et de déclencher des organes de sécurité comme les prétensionneurs de ceintures (par exemple, le système *Braking guard* introduit par Audi en 2007), depuis 2010, certains systèmes peuvent enclencher activement un freinage.

Ce freinage était initialement limité par manque de fiabilité des systèmes de détection, et permettait uniquement de réduire la vitesse du véhicule avant impact. Les dispositifs les plus récents (Autonomous Emergency Braking) peuvent générer un freinage d'urgence et ainsi éviter complètement la collision.

Certains dispositifs disposent également de la détection des piétons et des cyclistes afin de freiner avant d'éventuelles collisions, comme proposé par exemple par Volvo avec le système *CitySafety*.

En 2014, EuroNCAP a introduit l'évaluation des systèmes de freinage autonomes dans ses critères de notation.

Le freinage régénératif

Si la diminution de la consommation des véhicules est un objectif affiché par la totalité des constructeurs, cet enjeu est particulièrement crucial pour le développement des véhicules électriques. En effet, leur déploiement est freiné par leur autonomie réduite.

Pour augmenter l'autonomie des véhicules, l'idée du freinage régénératif est de récupérer l'énergie cinétique perdue lors d'un freinage pour recharger partiellement les batteries.

Le principe est le suivant : lors d'un freinage, une partie de l'énergie peut être absorbée par une génératrice (qui peut être le moteur principal du véhicule). Si la force de freinage n'est pas suffisante, le système de freinage conventionnel (souvent hydraulique) vient la compléter. La question qui se pose est : "comment assurer la complémentarité entre les deux systèmes de freinage?".

Pour la majorité des constructeurs, les deux systèmes sont commandés en parallèle à partir de la pédale de frein.

La solution la plus simple consiste à activer séparément les systèmes en fonction de l'écrasement de la pédale de frein. Un léger appui n'active pas le freinage mécanique, si bien que le freinage est uniquement régénératif. Si l'appui sur la pédale est plus appuyé, le système conventionnel complète le couple de freinage.

Le problème est que la puissance que la batterie peut absorber dépend de son état de charge. Ainsi, pour une même consigne, la puissance du freinage régénératif sera beaucoup plus importante lorsque la batterie est déchargée qu'avec une batterie pleine.

Dès lors, la réponse du véhicule à un appui sur la pédale peut varier fortement selon l'état de charge de la batterie, ce qui peut être perturbant pour le conducteur.

De plus, comme le conducteur ne sait pas quand il actionne les freins mécaniques, il ne peut pas adapter sa conduite pour maximiser l'usage de frein régénératif.

Certains constructeurs de leurs côtés ont fait le choix de séparer l'usage des deux systèmes de freinage (par exemple BMW sur le modèle électrique i3) : le freinage régénératif est activé par défaut dès que la pédale d'accélérateur est relâché, la pédale de frein ne gère donc que le freinage conventionnel.

Ce dispositif, si il permet de favoriser l'usage du frein régénératif, présente deux inconvénients : outre le fait que le comportement du véhicule varie en fonction de l'état de charge, la manière de conduire est largement modifiée par rapport à un autre véhicule. En effet, le conducteur n'a quasiment plus besoin d'utiliser la pédale de frein lors d'une conduite en ville. Il devra donc radicalement adapter sa conduite lors du passage d'un véhicule équipé à un autre véhicule.

Enfin, plus récemment, le choix a été fait, en particulier par Renault sur le modèle Zoé, de découpler complètement la pédale de frein des actionneurs de freinage, et de laisser un calculateur gérer la complémentarité des deux systèmes. Le contrôle du freinage découplé, dit Brake By Wire (BBW), est illustré en fig. 1.10, la partie électrique étant représentée

en rouge et la partie hydraulique en vert.

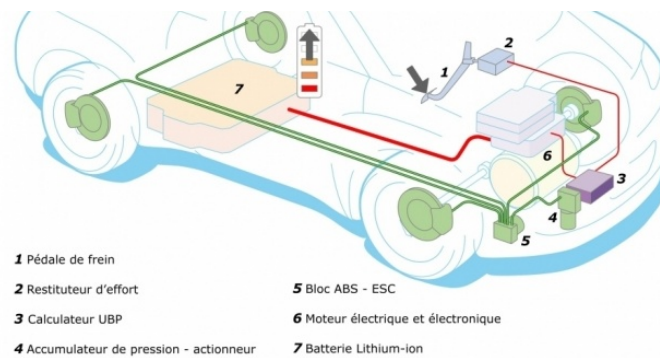


FIGURE 1.10 – Principe du freinage régénératif découplé- source : Renault

La pédale (1) est couplée à un boîtier électrique (2) qui mesure l'action du conducteur, et lui restitue un effort contrôlé identique à celui d'un système conventionnel. Un calculateur (3) traduit l'action du conducteur en force de freinage, et répartit cette force entre le freinage régénératif (assuré par le moteur principal du véhicule (6)) et le système hydraulique, activé par un accumulateur de pression (4).

Le calculateur s'assure que l'action totale des deux systèmes reste identique pour un appui donné de la pédale, quel que soit l'état de charge de la batterie, si bien que le système est transparent pour le conducteur. La priorité est donnée au freinage régénératif afin d'optimiser l'énergie récupérée.

Le freinage découplé

Si la mise en œuvre du freinage régénératif a favorisé l'introduction de freinage découplé, d'autres systèmes de BBW avaient déjà été utilisés par le passé.

Ces systèmes sont centrés autour de deux technologies d'actionneurs :

- les freins électro-hydrauliques, qui conservent le circuit hydraulique des systèmes conventionnels, la pression étant générée par une pompe et un accumulateur de pression ;
- les freins électro-mécaniques, sur lesquels les étriers sont actionnés par des solénoïdes.

Si les actionneurs électro-mécaniques se généralisent pour le frein de stationnement, la majorité des dispositifs de BBW mettent en jeu des systèmes électro-hydrauliques.

En exemple, nous présentons ici la technologie Sensotronic Brake Control (SBC) développée par Bosch et Daimler en 2001 (voir fig. 1.11).

Le système se compose du boîtier de contrôle hydraulique (1) qui comprend une pompe électrique et un réservoir pour stocker le fluide hydraulique sous haute pression (autour de 150 bars), ainsi que le calculateur qui commande le système. Un système de valve libère la pression individuellement vers chacun des étriers via le circuit hydraulique (5). La pédale de frein découplée (3) est reliée à un réservoir pneumatique qui produit un retour haptique naturel au conducteur, et le capteur d'enfoncement et de pression fournit la consigne au calculateur.

Le système communique avec le boîtier ESP (6) pour fournir la pression de freinage sur la roue sélectionnée lors du déclenchement de l'ESP.

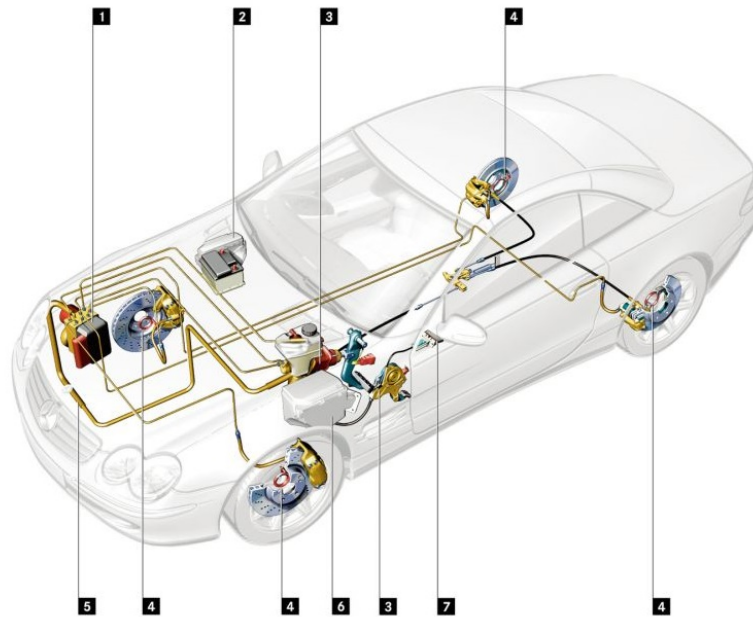


FIGURE 1.11 – L'architecture du Sensotronic Brake Control- source : Daimler AG

L'intérêt principal du système est de permettre un contrôle de la pression de freinage beaucoup plus rapide et précis que les systèmes hydrauliques, et de répartir les forces de freinage individuellement sur les quatre roues.

Ces systèmes ont été commercialisés par Mercedes dès 2001 sur les classes E, S et SL.

Cependant, en 2004 et 2005, le constructeur a dû rappeler plus de 2 millions de véhicules suite à des défauts de fonctionnement du système Sensotronic, et a décidé de repasser à une technologie hydraulique conventionnelle sur la quasi-totalité de ses modèles.

1.1.5 Le drive-by-wire et la conduite automatisée

L'introduction des ADAS a permis de libérer progressivement le conducteur des certaines tâches de conduite. Ce chemin vers l'automatisation complète des véhicules a été initié dans le cadre des projets de recherche européens.

Les projets européens SPARC (Secure Propulsion using Advanced Redundant Control) sur la période 2004-2007, puis HAVEit (Highly Automated Vehicles for Intelligent Transport) de 2008 à 2011, ont permis à des partenaires industriels et académiques de collaborer au développement des systèmes d'aide à la conduite. Les objectifs de ces projets regroupaient :

- le développement de nouveaux ADAS en direction d'une automatisation partielle de la conduite ;
- la conception du partage des tâches de conduite entre le conducteur et le système d'assistance ;
- la définition d'une architecture véhicule découplée tolérante aux fautes.

Par la suite, le projet ABV (pour Automatisation à Basse Vitesse), financé par l'Agence Nationale pour le Recherche (ANR) a poursuivi ces travaux pour évaluer la possibilité de déléguer complètement la conduite en cas de conduite congestionnée (<30km/h) sur itinéraire sécurisé (route pour automobile). Cela a débouché sur le développement de véhi-

cules de démonstration capables d'évoluer sur piste de manière autonome dans un trafic, avec possibilité de réaliser des changements de voies.

Aux États-Unis, l'agence Defense Advanced Research Projects Agency (DARPA) a organisé des compétitions, les Grand Darpa Challenges, lors desquels les participants doivent parcourir des itinéraires en mode autonome, d'abord en zone isolée (en 2004 et 2005), puis en zone urbaine (en 2007). Ces compétitions ont favorisé l'émergence de projets de recherche vers les véhicules autonomes dans les grandes universités américaines.

La National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) définit cinq niveaux d'automatisation :

- niveau 0 : Aucune automatisation. Le conducteur réalise l'ensemble des tâches de conduite
- niveau 1 : Assistance à la conduite. Une fonction aide le conducteur dans la conduite en assumant le contrôle de la direction du véhicule ou de l'accélération/décélération
- niveau 2 : Automatisation partielle. Une ou plusieurs fonctions aident le conducteur en assumant le contrôle combiné de la direction du véhicule et de l'accélération/décélération
- niveau 3 : Automatisation élevée. Le système de conduite automatisé accomplit l'ensemble des tâches de la conduite sous la supervision du conducteur qui doit être disponible pour intervenir et conduire au besoin
- niveau 4 : Automatisation complète. La voiture accomplit la totalité de la conduite sans la nécessité d'une intervention du conducteur. Elle peut même circuler seule, sans conducteur ni passager et aller chercher des passagers par exemple.

Au niveau 4, le conducteur est complètement dégagé des tâches de conduite et les interfaces de commandes (volant, pédales) peuvent disparaître. Cependant, un tel niveau d'automatisation nécessite une compréhension parfaite de l'environnement et des différentes situations de conduites, ce qui ne sera pas réalisable avant de nombreuses années. L'automatisation de la conduite passe donc provisoirement par les niveaux intermédiaires pour des situations de conduite favorables (autoroutes, conduite à basse vitesse).

En combinant les assistances au contrôle latéral (LKAS) et longitudinal (ACC), certains constructeurs proposent des véhicules permettant une automatisation de niveau 2. C'est le cas pour Infinity sur la dernière version de la Q50, Mercedes sur ces modèles haut de gamme, et Tesla sur le modèle S. Volkswagen l'a introduit dernièrement sur la Passat.

En ajoutant un système de détection et de localisation accrues, permis notamment par l'utilisation de capteurs lasers à balayages, la Google Car est depuis 2011 le premier véhicule à disposer d'une automatisation de niveau 3 sur itinéraire connu. En 2014, les Google Car avaient parcouru plus d'un million de kilomètres en mode autonome et n'avaient été impliquées, selon Google, que dans 13 accidents de la route mineurs.

Pour ces niveaux d'automatisation intermédiaires, le conducteur garde la responsabilité du contrôle du véhicule. Dans ce cas se pose la question du partage des tâches de conduite : "Comment permettre au système d'intervenir sur les actionneurs, tout en gardant le conducteur maître du véhicule?".

Tant que les ADAS interviennent comme une simple assistance (niveau 2, par exemple, assistance au maintien de voie sur autoroute avec ACC), les forces exercées par les actionneurs restent limitées et le conducteur est capable d'outrepasser leur action.

Quand le système automatisé doit prendre en charge l'ensemble de la conduite (niveau 3), les manœuvres à assurer sont plus délicates (changement de voie, évitement, vi-

rages serrés), cela nécessite des actionneurs de braquage puissants pour mettre en œuvre précisément et rapidement les consignes. Dans ce cas, le conducteur peut difficilement intervenir en même temps que l'automate pour modifier son action.

Lorsque le conducteur cherche à reprendre la main, le système doit donc se désactiver. Il ne s'agit donc plus d'un partage de la conduite, mais une conduite alternée conducteur / co-pilote.

Dans ce cas, le partage effectif de la conduite passe par la mise en œuvre d'actionneurs découplés by-wire. Les consignes du conducteur et du co-pilote sont envoyées simultanément au contrôleur électronique, qui détermine la réponse la mieux adaptée en fonction de sa perception de l'environnement.

La mise au point de systèmes by-wire est donc une étape indispensable pour le développement de la conduite automatisée.

1.2 Intérêts et contraintes de la conduite by-wire

Comme nous l'avons vu précédemment, la mise en œuvre des différents ADAS ont induit une séparation progressive entre les commandes du véhicules et les organes de contrôle du véhicule.

La généralisation du TBW autorise un découplage complet de la fonction d'accélération et a permis le développement de systèmes de gestion automatique de la vitesse : le conducteur commande l'accélération du véhicule par appui sur la pédale, le système d'assistance gère lui même l'injection du carburant en fonction de critères (consommation, confort, sécurité).

Cependant, en ce qui concerne la direction ou le freinage des roues, les systèmes by-wire restent peu déployés, le découplage reste donc incomplet du fait de la continuité mécanique entre l'interface de commande (volant, pédales) et les actionneurs.

Ainsi, toute action des ADAS au niveau des actionneurs est ressentie automatiquement sur l'interface. Cette information haptique, conséquence directe de l'action de l'ADAS, est difficilement maîtrisable et n'est pas forcément intuitive pour le conducteur. Si cette information est mal interprétée, l'effet de l'ADAS peut se trouver réduit, voire contre-productif, d'autant plus que ces systèmes interviennent lors de manœuvres qui demandent toute l'attention du conducteur (freinage appuyé ou évitement).

Par exemple l'ABS, par l'action d'électrovannes, modifie la pression sur le circuit hydraulique de freinage. Cela génère des vibrations et des à-coups sur la pédale de frein. Les conducteurs ont ainsi tendance à relâcher la pression sur la pédale quand l'ABS se déclenche, ce qui tend à augmenter la distance de freinage. L'information haptique non intuitive sur la pédale peut ainsi réduire l'effet bénéfique de l'ABS.

De même, l'AFS est susceptible de modifier l'angle de braquage d'un véhicule. Le couple généré par l'actionneur pour tourner les roues se fait automatiquement ressentir à l'autre bout de la chaîne de direction au niveau du volant. Par exemple, si l'AFS initie une correction sur la droite, un couple vers la gauche sera ressenti sur le volant. Ici encore, le conducteur peut être incité à tourner le volant vers la gauche ce qui serait dans ce cas contre-productif.

Pour permettre aux ADAS d'agir plus efficacement sans perturber le conducteur, des systèmes de commande découplés, dit DBW, ont été développés pour la gestion de la direction ou du freinage.

Avec ces systèmes, les commandes du véhicule deviennent des interfaces homme-machine (IHM) avec, d'un côté, un capteur pour identifier les consignes du conducteur,

et de l'autre, un retour haptique pour l'informer de manière intuitive de la situation de conduite. Les consignes sont envoyées sur un bus de communication à un ordinateur qui ajuste la commande d'actionneurs afin de répondre au mieux à la consigne du conducteur.

1.2.1 L'architecture des systèmes by-wire

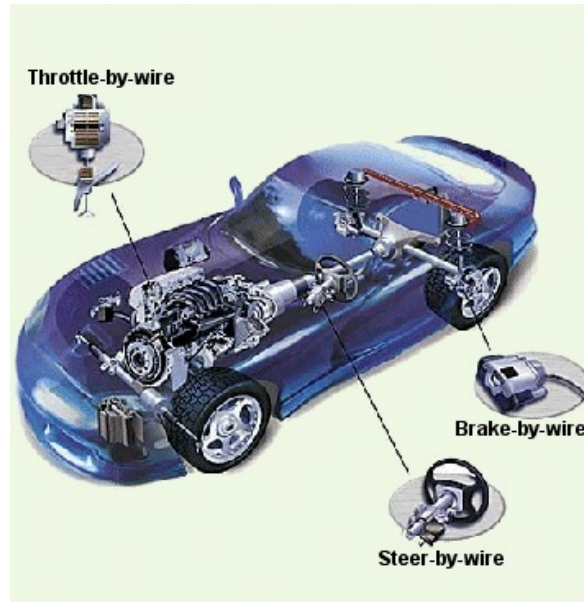


FIGURE 1.12 – Architecture des systèmes drive-by-wire

Les capteurs proprioceptifs

Les systèmes by-wire viennent compléter le fonctionnement des ADAS. Pour déterminer l'état du véhicule, ils se basent sur des capteurs proprioceptifs qui équipent déjà les véhicules de série équipés du système ESP, en particulier les capteurs de vitesse de roues, les capteurs en lacet, des accéléromètres et le capteur d'angle volant. Le fonctionnement de ces capteurs est détaillé dans [DORISSEN et DÜRKOPP, 2003].

Chaque roue est munie d'un capteur de vitesse intégré dans le moyeu. Ils permettent de calculer la vitesse du véhicule, mais aussi de mesurer les blocages individuels pour l'ABS et l'ESP.

Il existe deux types de capteur :

- le capteur passif, aussi appelé inductif (dont le principe est représenté en fig. 1.13), est composé d'une bobine (2) et d'un aimant permanent (1). Placé face à une roue dentée en rotation (1) fixée sur le moyeu, il reçoit une variation de champ magnétique que la bobine convertit en courant alternatif dont la fréquence et l'amplitude varient avec la vitesse de rotation. En raison de ces caractéristiques, il ne peut pas mesurer des faibles vitesses de rotation.
- Le capteur actif est placé face à un disque multipolaire remplaçant la couronne dentée. La tension de sortie est indépendante de la vitesse de rotation, il peut ainsi mesurer des régimes très faibles, voire proches de l'immobilisation du véhicule. Cette caractéristique est utile pour d'autres fonctions comme le système de navigation ou l'aide au démarrage en côte.

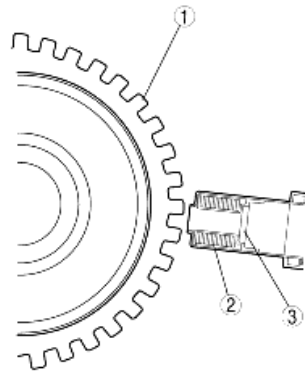


FIGURE 1.13 – Fonctionnement d'un capteur de vitesse de roue

Comme pour le système ESP, l'angle du volant est une donnée primordiale pour les systèmes SBW, afin de renseigner la trajectoire voulue par le conducteur. Plusieurs technologies sont utilisées pour le mesurer : potentiomètre, capteur optique ou magnétique à effet Hall. Généralement, plusieurs systèmes de mesures sont intégrés sur un même capteur pour augmenter la fiabilité de la mesure et détecter des pannes.

La rotation d'un volant pouvant atteindre 4 tours, un programme électronique et une multitude de capteurs internes permettent à la fois de compter le nombre de tours et la position exacte du volant. De plus, certains capteurs sont dotés d'une pignonnerie afin d'augmenter la précision de la mesure, comme par exemple le capteur Bosch montré en figure 1.14.

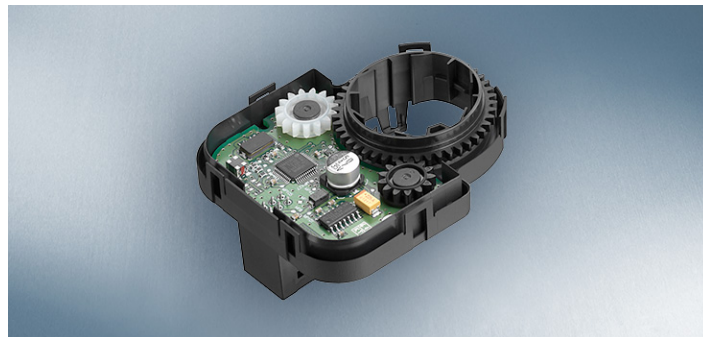


FIGURE 1.14 – Exemple de capteur d'angle volant (source : Bosch)

Le capteur d'accélération latérale est composé d'une masse placée en bout de ressort. Elle se déplace sous l'action de la force centrifuge (accélération latérale) créée par la vitesse dans un virage. Du déplacement de cette masse, mesuré par un système à effet Hall, est déduit l'accélération latérale. La technologie MEMS (Microelectromechanical systems) a permis de miniaturiser ces capteurs.

L'introduction du TBW a conduit à intégrer également un capteur d'accélération longitudinale. Les accélérations prises en compte par l'ESP sont celles du centre de gravité du véhicule, ces capteurs doivent donc être montés à sa proximité.

De même, le capteur de lacet mesure la vitesse de rotation du véhicule autour de l'axe vertical de son centre d'inertie, il est donc généralement situé idéalement dans cet axe.

Ces trois capteurs sont désormais intégrés dans un même boîtier, placé au centre du véhicule, souvent au niveau du levier de vitesse.

Les interfaces conducteurs

Bien que les systèmes by-wire permettent d'imaginer des interfaces de conduite totalement différentes de celles connues aujourd'hui, les tentatives d'introduction de commandes exotiques comme la conduite par joystick testée par Saab, ont généralement été mal accueillies.

Les interfaces de conduite des systèmes by-wire actuels imitent donc le fonctionnement des commandes conventionnelles (volant et pédales) et intègrent des capteurs pour traduire les consignes du conducteur. L'intérêt est que les utilisateurs n'ont pas à adapter leur conduite au passage à un véhicule by-wire.

Les interfaces présentés sur le SBW d'Infinity (volant) et le Sensotronic de Mercedes (pédale de frein) présentent l'avantage de pouvoir être adaptée facilement au souhait du conducteur. Ainsi, Infinity propose différents styles de conduite configurables pour les SBW.

En ce qui concerne la pédale d'accélération, l'introduction de TBW a permis de modifier le retour haptique en temps réel pour, par exemple, indiquer par un point dur configurable l'accélération optimale en fonction du régime moteur.

Les actionneurs

Les actionneurs by-wire ont été présentés précédemment, plus particulièrement le boîtier de contrôle moteur, les freins électro-hydrauliques et le module de contrôle du braquage pour le SBW.

Les bus de communication

Pour la communication capteur-calculateur et calculateur-actionneur, le système de communication par bus Controller Area Network (CAN), actuellement prévalent dans le domaine des ADAS, permet de détecter les défaillances lors de la transmission des trames (grâce au bit d'acknowledgement des trames), mais sans apporter de système de secours en cas de défaillance.

Pour les ADAS critiques en termes de sécurité et qui nécessitent une disponibilité de service garantie, le bus FlexRay, développé par un consortium de constructeurs et d'équipementiers automobile et introduit sur le marché pour la première fois en 2006, permet d'améliorer la rapidité et la fiabilité des transmissions par rapport au bus CAN. Il dispose, en outre, de deux canaux de communication indépendants qui assurent la continuité de la communication en cas de défaillance sur l'un des canaux.

1.2.2 Les intérêts des systèmes by-wire

La mise en œuvre du DBW présente plusieurs intérêts dont nous faisons ci-après une liste non exhaustive.

Amélioration de la sécurité active et passive

Comme nous l'avons vu précédemment, le DBW facilite l'intégration des systèmes d'assistance, notamment en ce qui concerne le contrôle latéral des véhicules, de façon plus intuitive pour le conducteur. Cela peut donc limiter les risques d'accident dus aux sorties de route et à la perte de contrôle du véhicule.

De plus, la colonne de direction est un élément rigide situé à l'avant du véhicule. En cas de choc frontal, la colonne est susceptible d'être repoussée vers l'habitacle du fait de

la déformation de l'avant du véhicule, ce qui est source de blessure pour le conducteur. L'introduction du SBW permet donc également d'améliorer la sécurité passive.

Retour informatif adapté et intuitif pour le conducteur

Nous avons vu que le DBW permettait de générer des retours haptiques beaucoup plus intuitifs pour le conducteur. Dans le cas du freinage régénératif, le BBW permet que la réponse du véhicule ne dépende pas de l'état de charge de la batterie.

Comportement individualisé du véhicule

Le SBW autorise de modifier le rapport de braquage en fonction de la vitesse du véhicule, améliorant ainsi la précision de la conduite et le confort pour les manœuvres de stationnement.

Ce comportement peut être modifié à la demande pour chaque conducteur en fonction du style de conduite recherché.

Facilité d'intégration en véhicule

Le fait de ne plus lier la commande du conducteur à l'actionneur permet de modifier beaucoup plus facilement le fonctionnement d'un système. Un constructeur peut ainsi uniformiser les caractéristiques en braquage de sa flotte, indépendamment des caractéristiques géométriques des différents modèles.

De plus, les systèmes by-wire sont moins encombrants, et peuvent être facilement délocalisés, ce qui permet plus de flexibilité pour le design des nouveaux modèles.

Diminution de la masse et de la consommation

Des actionneurs moins encombrants et plus légers permettent de diminuer la masse totale des véhicules, jouant ainsi sur leurs consommations.

Le TBW a également permis d'optimiser l'injection du carburant en fonction du régime moteur, et donc d'améliorer le rendement des moteurs. Cela a autorisé également l'introduction du mode *écoconduite* sur certains véhicules afin de changer le mode d'injection du véhicule, pour le rendre moins réactif et plus économe.

Enfin, pour fonctionner, les directions assistées hydrauliques doivent être maintenues en permanence sous pression par le moteur du véhicule, contrairement aux actionneurs électriques qui ne consomment qu'en cas d'utilisation. Les supprimer enlèvera également la surconsommation induite.

Diminution des coûts

La concurrence entre constructeurs fait que le domaine automobile est soumis à des contraintes élevées en termes de coûts.

On imagine instinctivement que l'introduction des systèmes by-wire, en remplacement des systèmes mécaniques et hydrauliques conventionnels, pourrait revêtir un intérêt non négligeable en ce qui concerne les coûts de développement et de production des véhicules.

En effet, la production des systèmes électriques est généralement moins importante que pour les systèmes mécaniques de précision, tels que la crémaillère et la colonne de direction ou le boîtier ESP.

Alors que les systèmes mécaniques (en particulier la colonne de direction) doivent être développés individuellement pour chaque modèle de véhicule, les actionneurs by-wire peuvent être identiques pour l'ensemble d'une flotte, ce qui favorise les économies d'échelle et limite les coûts de développement.

Cependant, l'intérêt de DBW en termes de coût est sujet à controverses, et d'après les constructeurs, les systèmes by-wire actuels sont plus onéreux que les systèmes conventionnels.

Cela s'explique par le fait que ces systèmes sont actuellement limités à un nombre réduit de véhicules haut de gamme, limitant les effets d'échelle. De plus, les contraintes de sûreté de fonctionnement incitent les constructeurs à introduire des systèmes redondants. Par exemple, le système SBW de l'Infinity Q50 inclut trois calculateurs et une solution de braquage mécanique redondante en cas de pannes.

L'utilisation de ces redondances physiques limite l'intérêt des constructeurs pour les systèmes by-wire, et les mésaventures vécues par Mercedes lors de l'introduction d'un système BBW et par Infinity sur le SBW tendent à montrer que ces méthodes ne permettent pas une fiabilité complète du système.

1.2.3 Problématiques liées à l'introduction de systèmes by-wire

Les systèmes by-wire induisent des défis importants que les constructeurs doivent relever lors de leur mise en œuvre.

D'un côté, les systèmes électriques sont sujets aux pannes de façon moins prévisible et plus fréquente que les systèmes mécaniques. Le développement de ces systèmes est donc soumis à des contraintes de fiabilité et de robustesse aux fautes.

De plus, en absence de systèmes redondants mécaniques, une faute potentielle sur un de ces systèmes peut rapidement mener à l'incapacité pour le conducteur à contrôler le véhicule. Les conséquences sont donc généralement critiques et mettent directement en jeu la sécurité des usagers.

L'introduction de ces systèmes est donc susceptible d'aggraver à la fois la fréquence d'apparition, la sévérité, et le risque de non-détection de ces fautes.

Ces contraintes, surlignées par les différentes campagnes de rappel suivant l'introduction de certains systèmes by-wire (entre autres sensotronic pour Mercedes et le steer-by-wire pour Infinity) entraînent une méfiance et un manque d'acceptabilité des systèmes by-wire par les utilisateurs.

Les constructeurs cherchent donc à rendre ces systèmes aussi transparents que possible en termes d'utilisation, en modifiant au minima les interfaces et le comportement du véhicule par rapport aux systèmes conventionnels.

Le cadre réglementaire autour des systèmes by-wire

Les conventions de Genève en 1949, puis de Vienne en 1968 sur la circulation routière ont permis d'uniformiser la législation et la réglementation routière internationale. Ces traités fixent notamment les conditions à remplir par les automobiles pour être admises en circulation.

Plus particulièrement, l'article 8 de la convention de Vienne précise que "Tout conducteur doit constamment avoir le contrôle de son véhicule (...)". Ainsi, les différents systèmes d'assistance doivent en permanence donner la possibilité au conducteur de manœuvrer son véhicule.

Si pour les systèmes conventionnels de direction et de freinage, la continuité mécanique du lien entre les commandes et les organes de commandes assure au conducteur le contrôle du véhicule, ce n'est plus le cas pour les systèmes by-wire.

En soit, le DBW n'est donc pas incompatible avec la réglementation internationale, et les réglementations nationales sont neutres vis-à-vis des technologies mises en œuvre mais à la condition de s'assurer que ces systèmes sont disponibles en permanence, ou alors que des systèmes annexes puissent prendre le relai en cas de dysfonctionnement.

Bien entendu, il est par nature impossible de concevoir un système fiable à 100%. En cas d'éventuelle défaillance d'un système, son concepteur devra montrer qu'il a mis en œuvre pendant sa conception l'ensemble de méthodes et outils de sûreté de fonctionnement nécessaires, conformément à l'état de l'art actuel.

Depuis 2011, l'état de l'art est synthétisé par la norme ISO 26262 (« Véhicules routiers - Sécurité fonctionnelle»), qui définit des méthodes à utiliser pour garantir la sécurité fonctionnelle des systèmes électriques et électroniques dans les véhicules automobiles.

Cette norme indique des procédures à suivre à toutes les étapes de la vie d'un système : depuis les phases de conception et de développement, en passant par la production jusqu'à l'utilisation, la maintenance et le recyclage. Elle prévoit notamment la réalisation d'une analyse des risques, qui consiste à identifier les risques potentiels en considérant l'ensemble des modes de défaillances du système.

La norme ISO 26262 définit également la cotation ASIL (Automotive Safety Integrity Level), noté de A pour les fonctions les moins critiques, à D pour les plus critiques, selon la sévérité, l'exposition et la contrôlabilité de la situation dangereuse.

Le respect de cette norme assure aux constructeurs et équipementiers de diminuer les risques d'indisponibilité des systèmes électroniques. Elle a donc facilité l'introduction des systèmes by-wire en permettant aux constructeurs de prouver leur bonne foi en cas de défaillance des systèmes développés.

1.3 Objectifs de la thèse et démarche

Les systèmes d'assistance au contrôle apportent une plus-value, en termes de confort (direction assistée, limiteur de vitesse), mais surtout en termes de sécurité (ABS/ESP, LKAS), si bien que certains de ces systèmes sont devenus obligatoires en Europe.

Les actionneurs drive-by-wire (BBW, SBW) facilitent la mise en œuvre de ces systèmes et deviendront incontournables pour le développement des voitures automatisées, mais ils posent des questions de sécurité en cas de défaillance. Si une analyse préalable des risques telle que prévue dans la norme ISO 26262 permet de diminuer les risques d'occurrence des défaillances, il reste impossible de s'en prémunir complètement.

Une interprétation de la convention de Vienne consiste alors à redonner la main au conducteur en cas de faute sur un système by-wire. C'est par exemple la démarche adoptée par Infinity pour le steer-by-wire.

Cette approche est critiquable. En effet, quand une faute apparaît, que ce soit sur la direction ou le système de freinage, son effet est susceptible de dégrader la contrôlabilité du véhicule (par exemple, si un actionneur n'est plus disponible). De plus, la dynamique du véhicule peut être altérée (cas d'un freinage ou d'un braquage intempestif) avec une vitesse en lacet importante, et les temps de réaction pour éviter les accidents sont très courts.

Le conducteur risque donc d'avoir des difficultés à récupérer le contrôle de son véhicule. Nous avons vu que, pour le système Infinity, même lorsque les fautes étaient détec-

tées, le conducteur ne parvenait pas à éviter l'accident.

Dès lors, il semble nécessaire pour les systèmes by-wire de mettre en œuvre une démarche de contrôle tolérant aux fautes –ou *fault tolerant control*– (FTC), qui vise à développer des lois de contrôle qui permettent de corriger automatiquement les effets des fautes éventuelles, sans demander une réaction du conducteur.

1.3.1 Définition du champ d'étude

Les méthodes de FTC se répartissent entre les approches passives et actives.

Le contrôle passif tolérant aux fautes –ou *passive fault tolerant control*– (PFTC) consiste à mettre en œuvre des lois de contrôle robuste, qui gèrent les fautes comme des perturbations que le système cherche à corriger automatiquement. Si cette méthode ne requiert pas de détecter les défauts, elle implique que la loi de commande définie initialement soit encore valide en présence de la faute. Le PFTC se limite aux fautes qui ne modifient que partiellement le comportement dynamique du système.

En alternative, le contrôle actif tolérant aux fautes –ou *active fault tolerant control*– (AFTC) consiste à reconfigurer les lois de contrôle en fonction des fautes. Cela nécessite la détection et l'identification (ou localisation) des fautes, puis, en fonction des systèmes impactés et des systèmes encore disponibles, la redéfinition des lois de commandes en mode dégradé.

Les solutions actuelles tendent à adopter des redondances physiques pour détecter les fautes (redondance de capteurs et de calculateurs) et à s'accommoder à leurs effets (redondances d'actionneurs). C'est la base des approches adoptées par [AMBERKAR et collab., 2000; ANWAR, 2012; ISERMANN et collab., 2002; WILWERT et collab., 2005; ZHENG et collab., 2005].

Cependant, cette approche est difficilement compatible avec les contraintes de coûts liées au domaine de l'automobile, et les systèmes développés sont généralement limités aux modèles haut de gamme. De plus, ils ne permettent pas de gérer l'ensemble des fautes. Par exemple, les défauts de programmation d'un calculateur ne seront pas corrigés en dupliquant ce calculateur. De plus, si les systèmes redondants sont de même technologie, ils sont susceptibles de rencontrer les mêmes fautes s'ils sont soumis aux mêmes conditions. Par exemple, une perturbation électromagnétique aurait les mêmes effets sur des capteurs placés à proximité l'un de l'autre.

Nous cherchons à nous démarquer de ces démarches en étudiant la possibilité de détecter les fautes capteurs et actionneurs sans redondance physique. Pour cela, nous nous basons sur un modèle du véhicule pour identifier des redondances analytiques à partir des différents capteurs déjà présents dans le véhicule. En effet, les capteurs utilisés par les ADAS les plus courantes (notamment l'ESP) fournissent des informations complémentaires, et partiellement redondantes sur l'état du véhicule. Des approches comparables ont été présentées dans [ANWAR et CHEN, 2007; GADDA et collab., 2007, 2004; HASAN et ANWAR, 2008; PISU et collab., 2006], fondées sur différentes familles d'observateurs linéaires.

Ces travaux s'appuient sur un modèle simplifié linéaire du véhicule (généralement le modèle dit "bicyclette"). L'utilisation d'un modèle linéaire ne permet pas de représenter correctement les effets des forces dissymétriques de freinage, les non-linéarités dues aux glissements importants susceptibles de se produire en cas de faute sur les systèmes de direction ou de freinage, ni les effets de transfert des masses.

Nous avons donc étudié une méthode de détection et localisation des fautes compatible avec un modèle de véhicule non-linéaire plus complet.

Une fois que les fautes sont détectées, il faut encore pouvoir les corriger.

Les travaux présentés par [ANWAR, 2005; AWAN, 2014; HAYAMA et collab., 2010] étudient la possibilité de s'appuyer sur la complémentarité entre les systèmes de freinage et la direction. En effet, la trajectoire du véhicule peut être modifiée soit en braquant les roues, soit par freinage dissymétrique des roues. Ces deux systèmes sont physiquement indépendants (calculateurs et actionneurs différents) ce qui limite le risque de fautes simultanées. Dans ce cas, peut-on envisager d'utiliser un des ces systèmes en cas d'indisponibilité de l'autre ?

Pour les différentes fautes possibles, nous étudierons donc les stratégies d'accommodation les plus efficaces selon les actionneurs disponibles.

Pour valider notre démarche, nous avons le choix entre la simulation et les essais sur véhicule réel. Le Laboratoire LIVIC dispose d'un simulateur que nous aurions pu utiliser. Cependant, nous avons opté pour une validation sur véhicule réel, pour deux raisons :

- Les modèles d'évolution de la dynamique du véhicule utilisés par le simulateur sont très proches de ceux que nous souhaitons mettre en œuvre pour la détection et l'identification des fautes.
- De plus, les capteurs simulés fournissent des signaux sans bruit et sans retard, et il peut être difficile de modéliser de manière réaliste les bruits des capteurs réels.

Cela nous placerait dans un cas très favorable et les résultats obtenus pourraient donc être artificiellement positifs.

Nous privilégions donc la validation à partir de signaux acquis sur véhicule réel pour la partie traitant de la détection et la localisation des fautes.

La validation de notre démarche a donc nécessité la préparation d'un véhicule de test en parallèle aux travaux de recherche réalisés dans le cadre de cette thèse. Ce véhicule a été équipé des capteurs proprioceptifs, de contrôleurs et d'actionneurs by-wire pour le contrôle du véhicule. Le choix de valider la démarche sur des signaux réels, qui sont par nature bruités, a nécessité la mise en œuvre de filtres et d'estimateurs numérique pour le débruitage.

Cependant, la diminution des moyens expérimentaux du laboratoire LIVIC n'a pas permis de terminer l'intégration des actionneurs (notamment le steer-by-wire), si bien que la partie portant sur le contrôle du véhicule a dû être traitée en simulation.

1.3.2 Architecture véhicule retenue

Les travaux effectués dans le cadre de cette thèse se basent sur un véhicule équipé des systèmes steer-by-wire sur les roues avant et brake-by-wire avec freinage individuel sur les quatre roues. Le throttle-by-wire étant déjà largement répandu, nous ne le traiterons pas, et nous nous concentrerons sur le contrôle latéral du véhicule.

L'architecture retenue est indiquée en figure 1.15. Le véhicule dispose :

- d'interfaces de conduite découplées, un volant avec capteur d'angle et un actionneur pour le retour haptique, et des pédales d'accélération et de frein avec capteur d'enfoncement. Ces capteurs sont supposés fiables (leurs défaillances ne peut être traitée que par redondance physique).
- des capteurs proprioceptifs classiques pour les véhicules équipés d'ESP : une centrale inertielle avec mesure de la vitesse de lacet et des accélérations longitudinale et latérale, des capteurs de vitesse de rotation sur les quatre roues, et une mesure

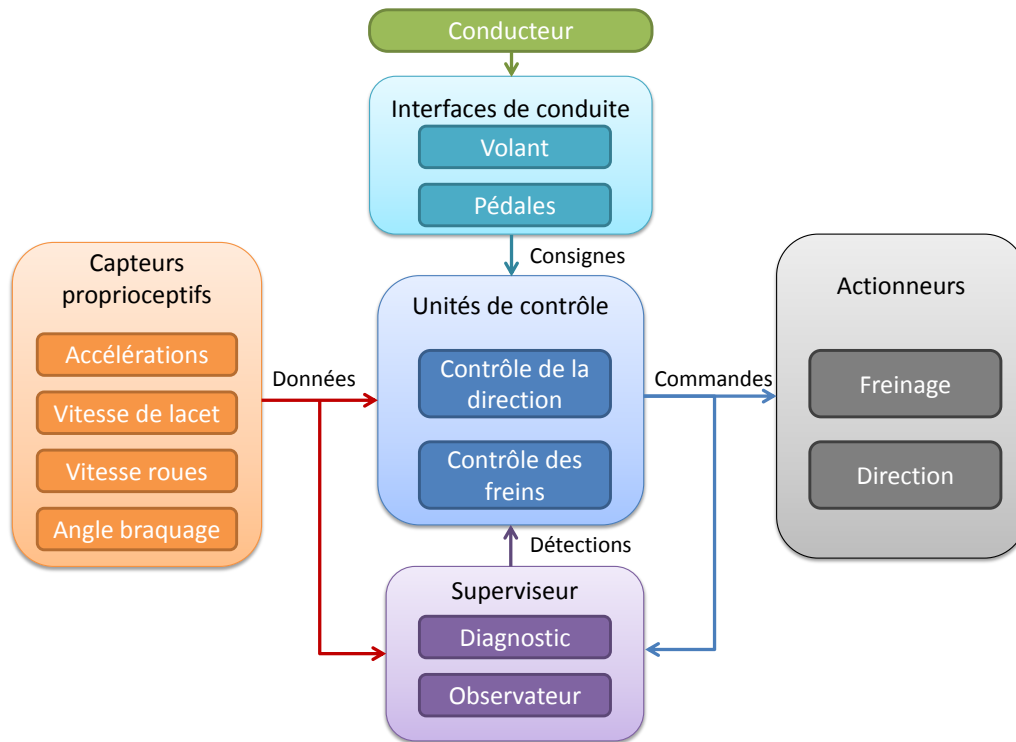


FIGURE 1.15 – Architecture véhicule retenue

de l'angle de braquage des roues avant. Ces capteurs sont supposés indépendants, si bien qu'une faute simultanée sur deux capteurs n'est pas prise en compte.

- de boîtiers électroniques pour le contrôle des actionneurs de freinage et de braquage, eux aussi supposés indépendants.
- d'actionneurs pour le contrôle des freins sur chaque roue, commandés individuellement en taux de glissement, et le contrôle du braquage des roues avant, commandé en angle.
- la détection des fautes est assurée par un superviseur qui contrôle les données des capteurs.
- la communication entre ces éléments est également supposée fiable.

Le contrôle latéral du véhicule correspond au schéma représenté sur la figure 1.16.

La consigne du conducteur (angle volant) est traduite en angle roue consigne δ_c selon le rapport de braquage (ce rapport peut évoluer avec la vitesse).

Cet angle correspond à une vitesse en lacet $\dot{\psi}_c$ calculée en fonction de la vitesse v_x et de l'empattement L . $\dot{\psi}_c$ sert de consigne pour les contrôleurs de braquage et de freinage.

Le contrôleur de braquage détermine un angle completif δ_u , qui ajouté à l'angle δ_c , sera la consigne pour l'actionneur.

Le contrôleur en freinage de son côté détermine un couple de lacet correctif T_u . Les forces de freinage correspondantes seront converties en taux de glissement consignes λ_i sur les quatre roues. Le contrôleur bas-niveau est chargé de réguler la pression de freinage pour appliquer cette consigne.

Le superviseur est basé sur un observateur qui estime la dynamique du véhicule et les sorties de capteurs. Comparées aux valeurs réels des capteurs, ces estimations permettent de détecter les fautes par un système de détection et localisation de fautes (DLF).

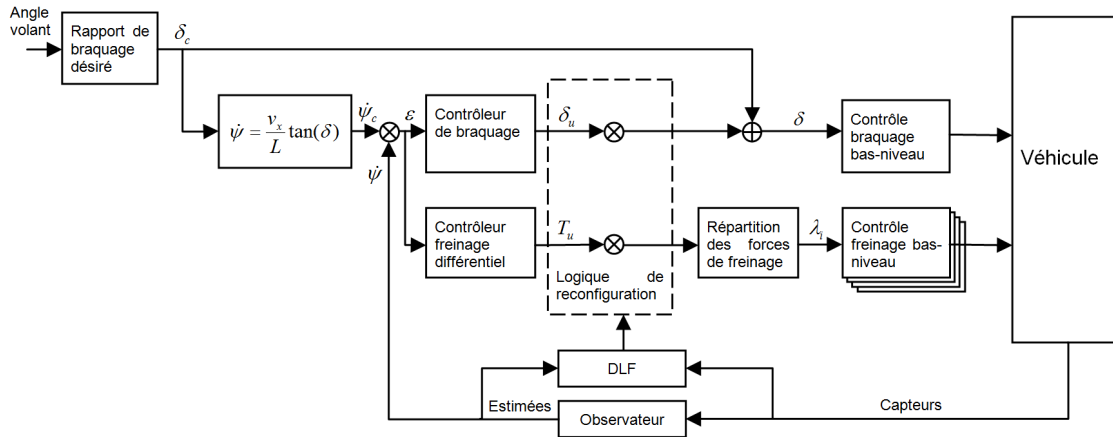


FIGURE 1.16 – Représentation schématique du contrôleur

C'est le superviseur qui établit les priorités entre les consignes en braquage et en freinage.

En absence de faute, nous pouvons reprendre les lois de contrôle établies dans [AWAN, 2014; COUDON, 2007; YIH, 2005]. La priorité est donnée au contrôle en braquage, et lorsque la dynamique de l'erreur ou la consigne en angle completif est trop importante, le contrôleur en freinage intervient.

Quand une faute intervient sur un des systèmes, le superviseur bascule automatiquement les contrôleurs en mode dégradé qui seront reconfigurés selon la localisation de la faute et les systèmes encore disponibles.

Pour ce véhicule, nous nous intéressons à la détection des fautes pouvant affecter les 8 capteurs et les 5 actionneurs cités précédemment.

Pour les défaillances actionneurs, nous traiterons les cas d'une action intempestive, et le cas d'une absence d'action pour une consigne non nulle.

Pour les défaillances capteurs, les fautes correspondent au cas où la valeur du signal diffère de la valeur réelle à mesurer. Nous ne traitons pas des absences de signal, détectables différemment.

1.3.3 Organisation du document

Ce document synthétise les différents travaux menés dans le cadre de cette thèse.

Dans le chapitre 2, nous détaillons les outils que nous avons utilisés pour la mise en œuvre et la validation des algorithmes développés dans le cadre de cette thèse. En particulier, nous présentons le véhicule d'essai préparé au LIVIC pour les tests d'applications, ainsi que le processus de développement, d'intégration et de validation des modules développés au cours de cette thèse, sur l'exemple du contrôleur en freinage, du prototypage rapide jusqu'aux essais de validation.

Dans le chapitre 3, nous nous intéressons aux méthodes de pré-traitement et de filtrage des données. Parmi celles-ci, nous allons regarder plus particulièrement une nouvelle famille de filtrage des données, les estimateurs algébriques, dont nous étudions les caractéristiques. L'intérêt de cette partie est la vulgarisation de ces filtres, par comparaison à d'autres méthodes d'estimations classiques, en détaillant leur mise en œuvre pour des applications générales de filtrage et de dérivation.

Le chapitre 4 traite de l'observation de l'état du véhicule. Nous détaillons dans un premier temps la mise en œuvre d'un observateur sans-modèle basé sur les estimateurs algébriques. Puis nous nous concentrerons sur les observateurs probabilistes de la famille des filtres de Kalman. Ces filtres se fondent sur un modèle non-linéaire de la dynamique du véhicule, qui sera détaillé.

Le chapitre 5 représente la principale contribution de nos travaux. Nous traitons de la détection et de l'identification des fautes liées aux systèmes DBW. Une approche Interacting Multiple Model (IMM) a été adaptée, mise en œuvre et testée.

Finalement dans le chapitre 6, nous étudions les effets que peuvent avoir les fautes sur le contrôle des véhicules, pour en déduire les exigences en termes de temps de détection, ainsi que les stratégies possibles d'accommodation en cas d'apparition d'une faute.

Le chapitre 7 de conclusion permettra de synthétiser et d'ouvrir des perspectives au travail effectué.

1.4 Références

- AMBERKAR, S., J. G. D'AMBROSIO, B. T. MURRAY, J. WYSOCKI et B. J. CZERNY. 2000, «A system-safety process for by-wire automotive systems», cahier de recherche, SAE Technical Paper.
- ANWAR, S. 2005, «Generalized predictive control of yaw dynamics of a hybrid brake-by-wire equipped vehicle», *Mechatronics*, vol. 15, n° 9, p. 1089–1108.
- ANWAR, S. 2012, *Fault Tolerant Drive by Wire Systems*, Bentham Science Publishers.
- ANWAR, S. et L. CHEN. 2007, «An analytical redundancy-based fault detection and isolation algorithm for a road-wheel control subsystem in a steer-by-wire system», *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 56, n° 5, p. 2859–2869.
- AWAN, M. 2014, «Compensation of low performance steering system using torque vectoring», .
- BENMIMOUN, M., M. L. AUST, F. FABER, G. SAINT PIERRE et A. ZLOCKI. 2011, «Safety analysis method for assessing the impacts of advanced driver assistance systems within the european large scale field test eurofot», dans *8th ITS European Congress*.
- COUDON, J. 2007, *Algorithmes de commande pour le pilotage d'une direction découplée*, thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble-INPG.
- DORISSEN, H. T. et K. DÜRKOPP. 2003, «Mechatronics and drive-by-wire systems advanced non-contacting position sensors», *Control Engineering Practice*, vol. 11, n° 2, p. 191–197.
- GADDA, C. D., S. M. LAWS et J. C. GERDES. 2007, «Generating diagnostic residuals for steer-by-wire vehicles», *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, vol. 15, n° 3, p. 529–540.
- GADDA, C. D., P. YIH et J. C. GERDES. 2004, «Incorporating a model of vehicle dynamics in a diagnostic system for steer-by-wire vehicles», dans *Proceedings of AVEC*, vol. 4, p. 779–784.

- HASAN, M. S. et S. ANWAR. 2008, «Sliding mode observer based predictive fault diagnosis of a steer-by-wire system», dans *17th World Congress of the International Federation of Automatic Control, Seoul, Korea*, p. 8534–8539.
- HAYAMA, R., M. HIGASHI, S. KAWAHARA, S. NAKANO et H. KUMAMOTO. 2010, «Fault-tolerant automobile steering based on diversity of steer-by-wire, braking and acceleration», *Reliability Engineering & System Safety*, vol. 95, n° 1, p. 10–17.
- ISERMANN, R., R. SCHWARZ et S. STÖLZL. 2002, «Fault-tolerant drive-by-wire systems», *Control Systems, IEEE*, vol. 22, n° 5, p. 64–81.
- KLIER, W., G. REIMANN et W. REINELT. 2004, «Concept and functionality of the active front steering system», *SAE paper*, vol. 20042212, p. 0073.
- PISU, P., A. SERRANI, S. YOU et L. JALICS. 2006, «Adaptive threshold based diagnostics for steer-by-wire systems», *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, vol. 128, n° 2, p. 428–435.
- SAINT PIERRE, G., H. TATTEGRAIN et C. VAL. 2014, «Impact evaluation of speed regulation systems using naturalistic driving data : The eurofot example.», dans *Transport Research Arena (TRA) 5th Conference : Transport Solutions from Research to Deployment*.
- WILWERT, C., N. NAVET, Y.-Q. SONG et F. SIMONOT-LION. 2005, «Design of automotive x-by-wire systems», *The Industrial Communication Technology Handbook*.
- YIH, P. 2005, *Steer-by-wire : implications for vehicle handling and safety*, thèse de doctorat, Stanford University.
- ZHENG, B., C. ALTEMARE et S. ANWAR. 2005, «Fault tolerant steer-by-wire road wheel control system», dans *American Control Conference, 2005. Proceedings of the 2005, IEEE*, p. 1619–1624.

Présentation des moyens de simulation et de validation expérimentale

Sommaire

2.1	Présentation du véhicule d'essai	32
2.1.1	Présentation du véhicule SECMA f16	32
2.1.2	Présentation du calculateur PROtronic	33
2.1.3	Capteurs proprioceptifs	34
2.1.4	Intégration d'actionneurs pour les systèmes by-wire	42
2.2	Du prototypage à la validation sur véhicule	44
2.2.1	Acquisition des signaux et communication en temps réel avec le PC	44
2.2.2	Prototypage rapide de l'algorithme	45
2.2.3	Implantation des codes sur le calculateur (code compilé sur RTMaps)	45
2.2.4	Test sur calculateur par injection de signaux (code compilé sur calculateur)	46
2.2.5	Tests de validation sur véhicule	46
2.3	Contrôle bas-niveau des freins par logique floue	46
2.3.1	Architecture matérielle pour le contrôle des freins	47
2.3.2	Contrôle des taux de glissement par logique floue	48
2.3.3	Validation en simulation	52
2.3.4	Résultats expérimentaux	55
2.4	Références	57

Pour la validation des algorithmes développés dans le cadre de cette thèse, nous avons le choix entre la simulation et les essais sur véhicule réel.

La détection des fautes dépend souvent de la qualité des signaux et des modèles pris en compte. Les simulateurs de véhicule fournissent des signaux non bruités, basés sur un modèle simplifié et imparfait. La validation par simulation de tels algorithmes est donc souvent limitée par la qualité des modèles utilisés. De plus, le simulateur disponible au LIViC, intégré au logiciel Sivic, utilise des modèles de dynamique du véhicule très proches de ceux que nous envisageons de mettre en œuvre pour la détection des fautes, les imperfections de ces modèles auront donc les mêmes effets sur le véhicule simulé que sur son état estimé. Les résultats que nous pourrions obtenir sur ce simulateur risquent donc d'être artificiellement bons.

Le choix a donc été fait, en parallèle des travaux de thèse, d'équiper un véhicule d'essai, pour permettre la validation sur véhicule réel. L'objectif à terme est d'intégrer l'ensemble des fonctions sur un démonstrateur réel. Ces travaux s'intègrent dans l'objectif plus large pour le laboratoire de disposer d'outils de validation et de démonstration des systèmes d'aide à la conduite sur véhicule réel.

Cependant, l'intégration de systèmes sur véhicule demande un investissement et un temps important, et le contexte de limitation des moyens matériels et humains au sein du laboratoire n'ont pas permis d'achever l'intégration des actionneurs dans la durée de cette thèse. Une partie de l'évaluation des travaux, notamment ceux portant sur le contrôle de la trajectoire du véhicule (chapitre 6), a dû être menée sur la base de simulations.

Nous commençons ce manuscrit par la présentation du véhicule d'essai, et des différentes étapes menant du prototypage rapide des algorithmes jusqu'à la validation sur véhicule réel, en détaillant l'exemple de l'intégration du contrôle bas-niveau des freins du véhicule.

2.1 Présentation du véhicule d'essai

Avec l'électronique omniprésente sur les véhicules récents, il devient difficile d'accéder et de modifier les organes de contrôle bas niveau du véhicule. Afin de disposer de la pleine maîtrise du véhicule, le LIViC a pris la décision d'instrumenter complètement un véhicule dépourvu initialement d'électronique. Le choix s'est porté sur un SECMA F16 sur lequel nous avons intégré des fonctionnalités de type by-wire.

2.1.1 Présentation du véhicule SECMA f16

Il s'agit d'un cabriolet 2 places, pesant 560kg, équipé d'un moteur de Renault Clio. La transmission se fait sur les roues arrière (propulsion), le freinage hydraulique est réparti sur les quatre roues. Le châssis est composé d'une poutre centrale mécano-soudée, ce qui lui confère une faible rigidité.

L'objectif de ce véhicule est de pouvoir expérimenter en conditions réelles des systèmes d'assistance qui nécessitent le découplage de la direction, et notamment les fonctions permettant le partage de la conduite.

Pour cela, ce véhicule a été équipé de capteurs proprioceptifs, d'actionneurs by-wire et d'un calculateur embarqué. Nous présentons ces équipements dans cette partie.



FIGURE 2.1 – Le véhicule d’essai basé sur une SECMA f16

2.1.2 Présentation du calculateur PROtronic

L’implémentation des fonctions d’assistance en véhicule se fait généralement sur PC placé dans le coffre du véhicule, qui intègre les algorithmes de détection, de planification et de contrôle des actionneurs. Pour le véhicule Secma, nous avons préféré une architecture basée sur un calculateur embarqué. Outre le gain de place, limitée pour ce véhicule, l’utilisation d’un calculateur assure un niveau de fiabilité et de disponibilité supérieure à celle d’un PC, et nécessaire pour la commande de systèmes aussi critiques que le steer-by-wire.

Notre choix s’est porté sur le calculateur PROtronic de chez AFT (voir fig.2.2), conçu spécialement pour le prototypage de fonction embarquée en véhicule, en particulier le contrôle moteur. Ce calculateur programmable possède un microcontrôleur et des entrées/sorties pour la lecture des capteurs, le contrôle des actionneurs et la communication avec le PC.



FIGURE 2.2 – Le calculateur AFT PROtronic

Il possède 3 ports CAN distincts que nous utilisons ainsi :

- 0 : Le CAN 1 est réservé à la réception des trames des capteurs (centrale inertielle, capteur angle volant, débattement des roues).
- 1 : Le CAN 2 est réservé pour la communication avec le PC, c'est-à-dire l'envoi des trames des signaux capteurs pour l'enregistrement des données, et la réception des trames de commande des actionneurs et des données capteurs pour le mode *injection de données*.
- 2 : Le CAN 3 est utilisé pour la commande des actionneurs (moteurs haut et bas de colonne pour la direction).

Le calculateur dispose d'entrées analogiques (0V - 10V) et numériques (configurables en mode Tout ou Rien, PWM ou mesure de fréquence).

Il dispose également de sorties numériques (Tout ou Rien ou PWM) et de sorties de puissance commutées (3 Ampères max). Le calculateur ne dispose pas de port série (RS232) ou de sorties analogiques, ce qui oblige l'utilisation de convertisseurs CAN/RS232 et CAN/analogique.

La configuration des entrées/sorties se fait sur le logiciel dédié Konfigurator.exe. La liste des entrées/sorties utilisées est donnée en annexe G.

L'architecture logiciel du PROtronic est prévue pour la mise en œuvre d'applications en temps réel. Une couche basse assure l'appel régulier à des routines *temps réel* à des périodes de 1ms, 5ms, 10ms et 40ms. Les différentes fonctions des algorithmes seront implémentées à l'intérieur des ces routines.

Le calculateur est programmé en langage C. Les codes sont compilés par un compilateur dédié.

2.1.3 Capteurs proprioceptifs

Le véhicule SECMA f16 étant dépourvu d'électronique embarquée, il a fallu intégrer les capteurs proprioceptifs nécessaires aux systèmes de direction et de freinage by-wire. Ces capteurs sont présentés ci-après.

Vitesse de rotation des roues

Les vitesses de rotation des roues sont mesurées par des capteurs magnétiques couplés à des roues dentées, montées sur le moyeu des roues (voir fig. 2.3).

Le signal de sortie du capteur est sinusoïdal (une période correspond au passage d'une dent devant le capteur), avec une tension et une fréquence proportionnelles à la vitesse de passage des dents devant le capteur, et donc proportionnelles à la vitesse de rotation de la roue.

Pour faciliter la mesure de la fréquence du signal, le signal passe par un circuit analogique type comparateur à hystérésis qui produit en sortie un signal en créneaux (tension 0V/+5V) de fréquence égale à la fréquence du signal capteur.

La période P_i de ce signal créneau est alors mesurée directement par l'entrée numérique du calculateur.

La vitesse de rotation de la roue ω_i (en rad/s) est alors donnée en fonction du nombre de dents N_{dents} de la roue dentée (ici $N_{\text{dents}} = 48$) et de la période mesurée par :

$$\omega_i = \frac{2\pi}{N_{\text{dents}} * P_i} \quad (2.1)$$

La figure 2.4 montre les signaux mesurés lors d'une forte accélération, suivie d'un freinage d'urgence. Les signaux apparaissent dès que le véhicule dépasse 3 km/h, sauf pour la roue arrière-droite (rear right), qui ne mesure la vitesse que lorsque la vitesse du véhicule

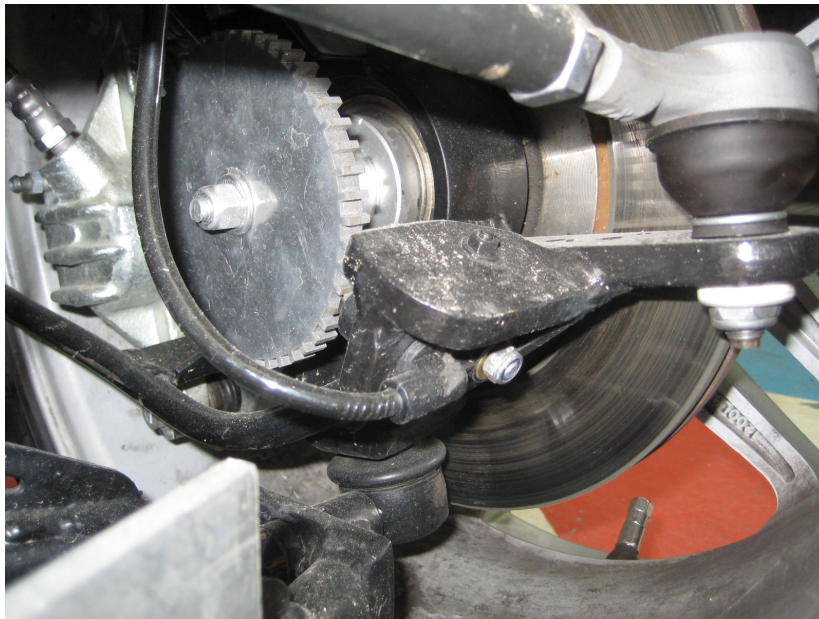


FIGURE 2.3 – Capteur de vitesse de rotation de la roue avant-droite

atteint 5km/h. Cette différence s'explique par un défaut de montage de la roue dentée, qui est légèrement désaxée, si bien que la distance entre le capteur et la roue dentée est supérieure sur cette roue.

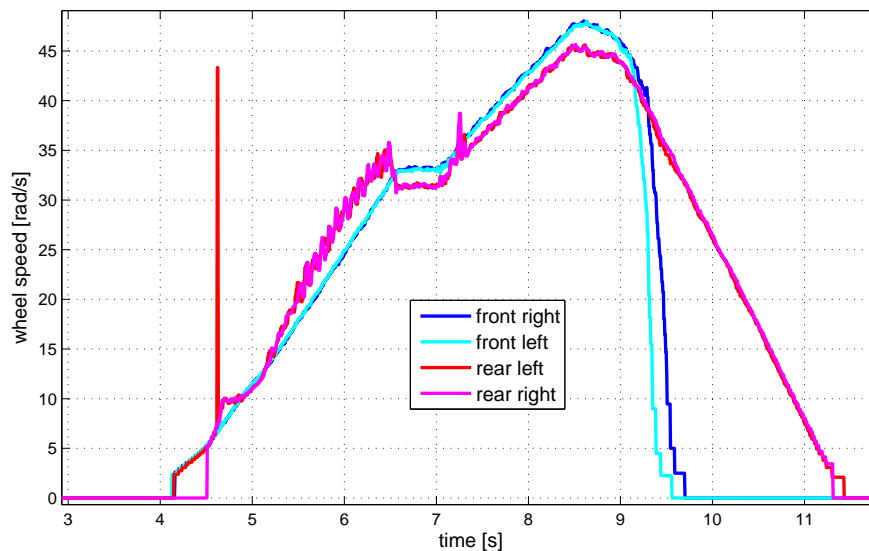


FIGURE 2.4 – Vitesse des roues mesurée lors d'une forte accélération/freinage d'urgence

Nous notons également une valeur incohérente sur la roue arrière gauche au temps $t = 4,6$ s. Le capteur sur cette roue présente des erreurs sporadiques, à une fréquence d'apparition très variable (environ deux valeurs incohérentes par minute) que nous n'avons pas pu expliquer. Quand elles surviennent, ces erreurs sont détectées en vérifiant une variation soudaine entre deux mesures consécutives, et corrigées automatiquement.

Nous remarquons un glissement sur les roues arrière pendant la phase d'accélération

(le véhicule est propulsé par les roues arrière), ce qui explique les oscillations sur ces signaux entre $t = 5,5$ s et $t = 6,5$ s.

Nous notons également le blocage complet des roues avant lors du freinage ($t = 9,5$ s), le moteur étant situé à l'arrière, le centre de gravité du véhicule est décalé vers l'arrière, il y a donc moins de poids appliqué sur les roues avant, ce qui explique qu'elles glissent plus facilement que les roues arrière.

Les roues avant tournent légèrement plus vite que les roues arrière car leur rayon est légèrement plus petit. L'écart-type du bruit sur ces signaux a été estimé à $0,3$ rad/s.

Centrale inertielle

Le véhicule a été équipé d'une centrale inertielle 6 axes Xsense MTI-G (fig. 2.5), fixée sur la console centrale du véhicule, près du levier de frein à main.

Elle mesure les accélérations et les vitesses angulaires selon les trois axes principaux du véhicule. Cette centrale dispose de surcroît d'un magnétomètre et d'un capteur GPS (antenne visible sur la photo) pour donner la position et l'orientation du véhicule.



FIGURE 2.5 – Centrale inertielle Xsense MTI-G et antenne GPS

La centrale communique ses données sur un port série RS232. Comme le calculateur ne dispose pas de port série, nous passons par une passerelle RS232/CAN pour convertir les données de la centrale inertielle vers le bus CAN 3 du calculateur.

Auparavant, le capteur doit être configuré pour définir quelles données sont envoyées (nous avons limité le nombre de données envoyées pour ne pas saturer le bus CAN). La configuration se fait par le module MTi_MTx sur RImaps. Les paramètres de configuration sont donnés en figure 2.6.

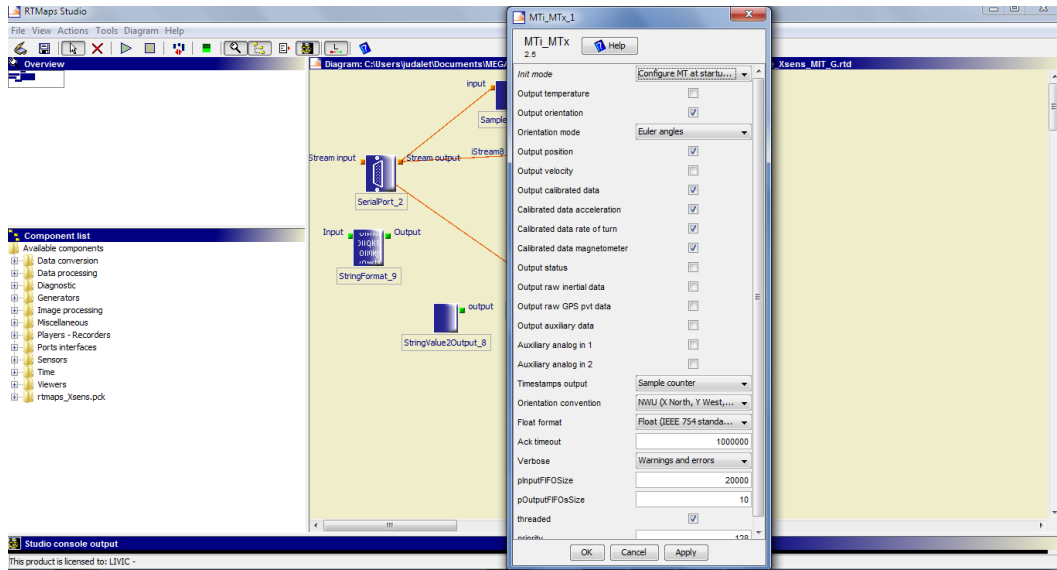


FIGURE 2.6 – Configuration de la centrale inertielle Xsense MTI-G

La figure 2.7 montre les signaux mesurés sur la centrale inertielle lors d'une phase de conduite en zone urbaine, avec, notamment, un virage sur la gauche à $t = 47s$. Si la vitesse de lacet est peu bruitée (écart-type $< 0,02$ rad/s), nous remarquons que les signaux d'accélération sont très bruités. L'amplitude de ce bruit, dont l'écart type atteint $0,5$ m/s², dépasse largement le bruit spécifié dans la documentation technique ($0,002$ m/s²/Hz^{0,5}). Le bruit mesuré représente en réalité les vibrations de la voiture, d'autant plus importantes que le capteur est monté sur la console centrale du véhicule qui est en plastique.

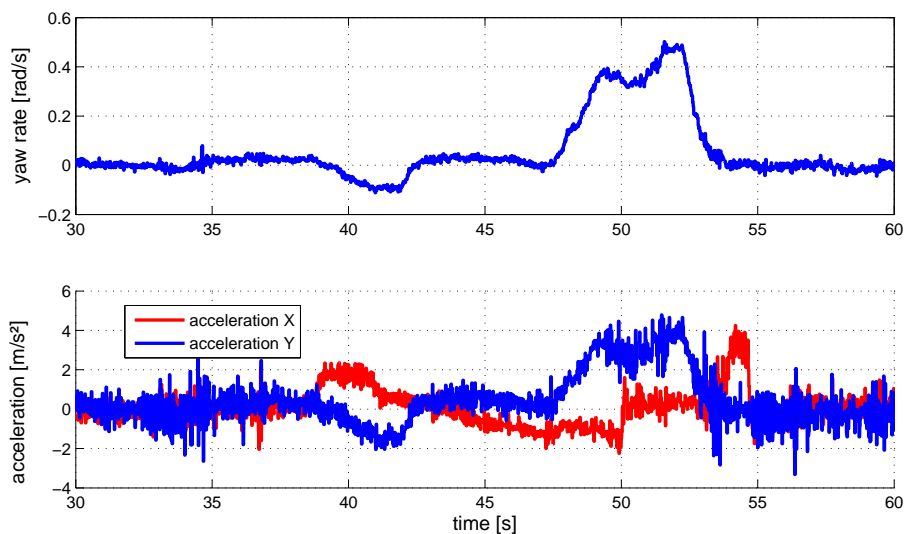


FIGURE 2.7 – Signaux mesurés par la centrale inertielle lors de conduite en zone urbaine

Angle et couple volant

Un capteur d'angle de chez RTM GmbH a été monté entre le volant et le haut de la colonne de direction. Ce capteur fournit les mesures de l'angle de braquage du volant, de sa dérivée et du couple appliqué par le conducteur sur le volant. Les données (codés sur 16 bits) sont envoyées directement sur le bus CAN.

L'angle mesuré n'est pas la valeur absolue de l'angle, mais est relatif à la position du volant pendant l'initialisation du capteur. Sa valeur est donc remise à zéro à chaque démarrage de la voiture, ce qui oblige à garder le volant droit lors du démarrage.

Le signal mesuré sur l'angle volant lors d'un braquage serré sur la gauche est montré sur la figure 2.9.

Angle de braquage

L'angle de braquage des roues avant est mesuré par un capteur de débattement monté sur la crémaillère de direction (en bleu sur la photo 2.8). Le capteur est alimenté en tension directement par le calculateur (+10V_{CC}), et la tension de sortie est mesurée sur une entrée analogique (16 bits).

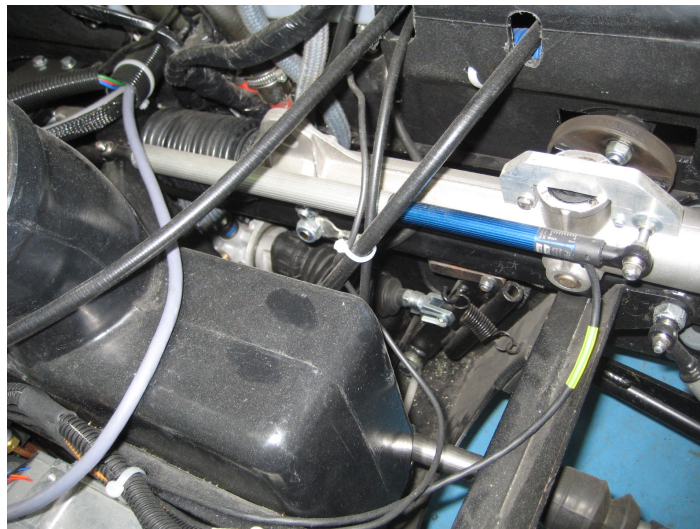


FIGURE 2.8 – Capteur de débattement pour la mesure de l'angle de braquage

Une calibration a permis de déterminer le lien entre le signal de sortie et l'angle de braquage δ (en radians).

La figure 2.9 compare les signaux de l'angle de braquage des roues avant, mesuré par le capteur de débattement, et de l'angle volant mesuré par le capteur RTM. Ces signaux sont mesurés lors d'un braquage serré sur la gauche. Afin de faciliter la comparaison, l'angle volant a été divisé par le rapport de braquage, qui a été mesuré à 17,7 sur ce véhicule.

Les deux signaux sont très proches, tant en termes d'amplitude qu'en termes de niveau de bruit.

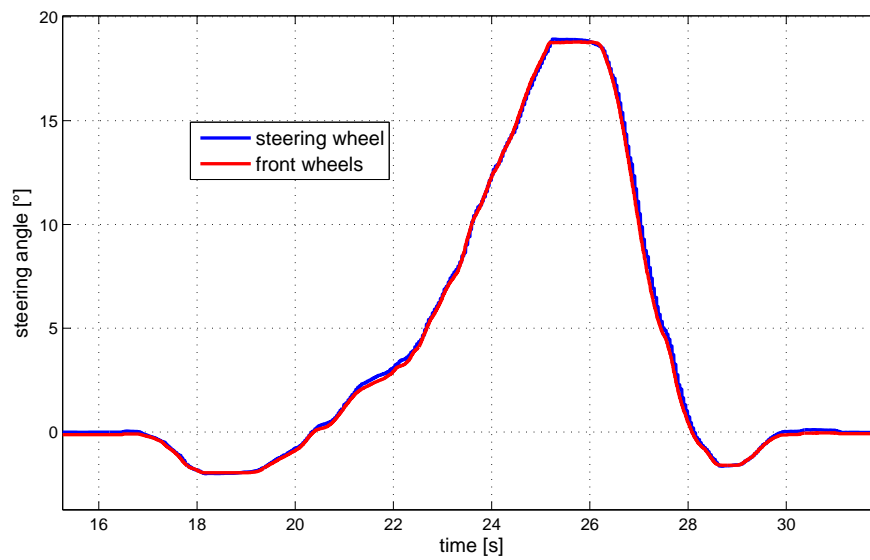


FIGURE 2.9 – Comparaison angle volant / angle de braquage

Débattement des amortisseurs

Des capteurs de débattement semblables à celui utilisé pour l'angle de braquage sont montés sur les quatre amortisseurs (fig. 2.10). Ils permettent d'estimer la force normale appliquée sur chacune des roues.

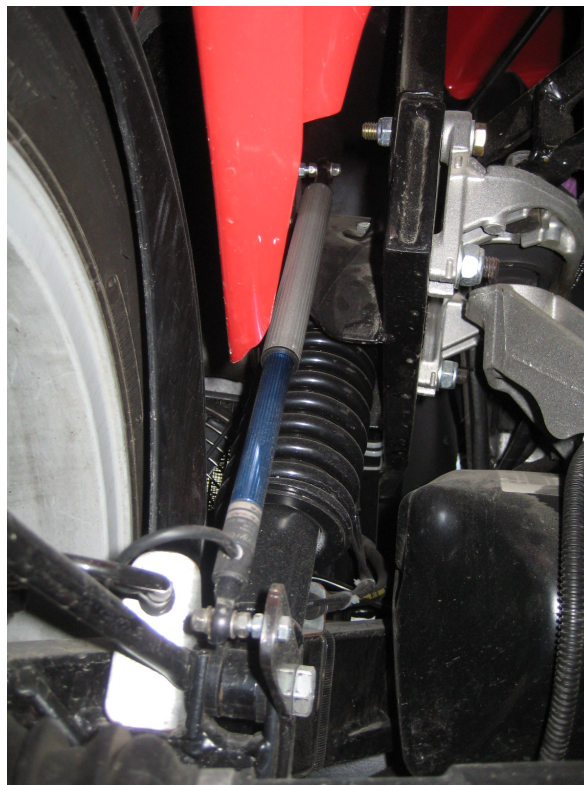


FIGURE 2.10 – Capteur de débattement des amortisseurs (roue arrière gauche)

La sortie des capteurs est mesurée par le ordinateur. Cependant, avant d'utiliser ces capteurs, une calibration est encore nécessaire pour mesurer la raideur des amortisseurs afin de connaître le rapport entre l'écrasement des amortisseurs et la force normale appliquée sur les roues. Pour le moment, les signaux bruts de tension de sortie sont enregistrés, ces signaux sont représentés en figure 2.11.

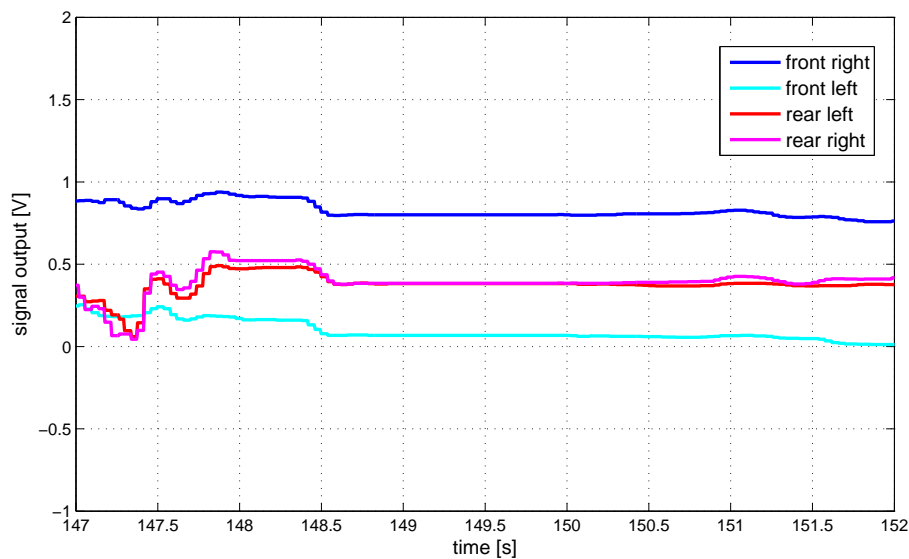


FIGURE 2.11 – Signaux de sortie des capteurs de débattement des amortisseurs

Force d'auto-alignement

Dans un système de direction classique (avec colonne de direction mécanique), les forces d'auto-alignement des roues sont transmises au conducteur par le biais de la colonne de direction sous la forme d'un couple sur le volant. Quand le volant est découplé de la direction, cette information haptique n'est plus disponible pour le conducteur. Il faut donc pouvoir mesurer ces forces afin de pouvoir les retransmettre artificiellement sur le volant.

Pour ce faire, des capteurs de force de traction/compression (type K12 (5kN) de chez SCAIME) sont insérés sur les biellettes de direction des deux roues avant (fig. 2.12).



FIGURE 2.12 – Capteur de force sur les biellettes de direction (roue avant droite)

Ces capteurs à pont de jauges nécessitent l'utilisation d'un conditionneur analogique (type Scaime CPJ) pour permettre l'acquisition sur les entrées analogiques de calculateur. Les signaux mesurés lors de braquages à l'arrêt sont représentés sur la figure 2.13 .

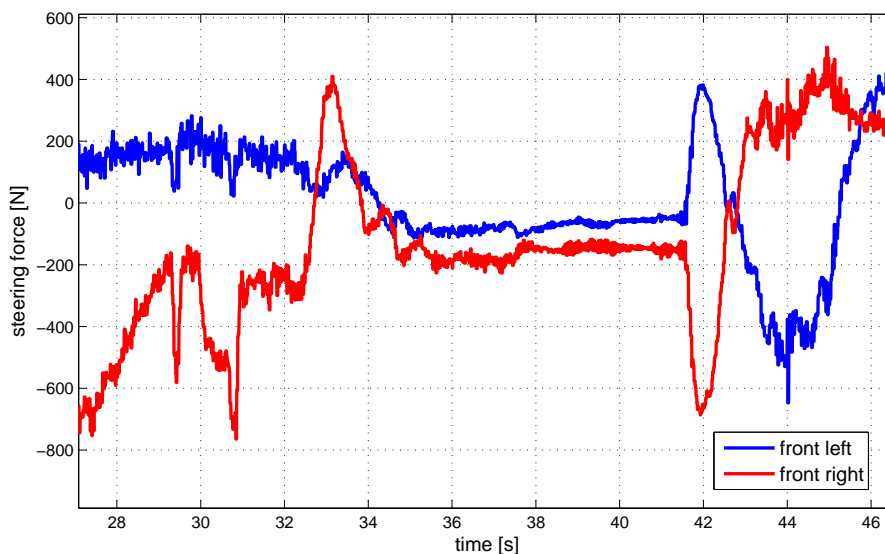


FIGURE 2.13 – Force de braquage sur les roues avant lors de braquages à l'arrêt

Vitesse de référence du véhicule

Pour valider les résultats obtenus pour l'estimation de la vitesse, nous avons besoin d'une mesure de référence de la vitesse du véhicule. Nous utilisons pour cela un capteur Correvit CS350A de chez Kistler (fig. 2.14). Ce capteur optique sans contact fournit une mesure précise des vitesses longitudinale et latérale de la voiture. L'envoi des données se fait par bus CAN.

L'acquisition des données se fait directement par PC sur le logiciel RTmaps. Bien entendu, cette mesure n'est utilisée que pour validation des résultats et n'est pas prise en



FIGURE 2.14 – Capteur Correvit pour la mesure de la vitesse de référence

compte dans les algorithmes développées dans le cadre de cette thèse.

Comme il est difficile d'accéder directement au châssis rigide du véhicule, ce capteur a été fixé sur la carrosserie, sur le côté du véhicule. Ce montage génère les légères vibrations que l'on remarque sur les signaux (voir fig. 2.15).

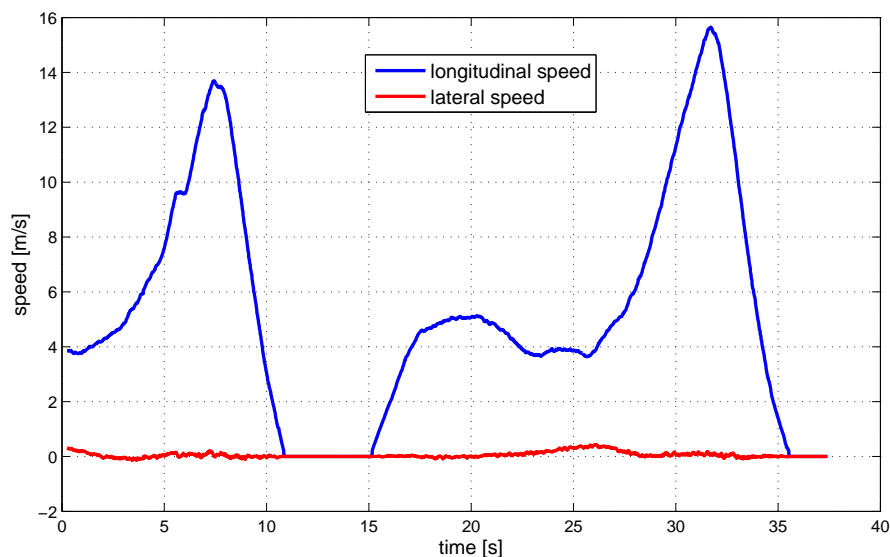


FIGURE 2.15 – Signaux du correvit

2.1.4 Intégration d'actionneurs pour les systèmes by-wire

Les systèmes de direction et de freinage du véhicule ont subi les modifications suivantes afin d'apporter des fonctionnalités by-wire.

Contrôle individuel des freins

Le véhicule était à l'origine équipé d'un système de freins hydrauliques classiques, sans système ABS ou ESP. Afin de pouvoir commander individuellement les freins, un boîtier hydraulique ESP a été intégré au circuit de freinage. Ce boîtier permet de réguler la pression de freinage transmise aux étriers par le biais d'électrovannes et d'une pompe.

Il est commandé directement par le calculateur selon les consignes fournies par un contrôleur à logique floue. La mise en œuvre de cet algorithme est détaillée dans la section 2.3

Contrôle by-wire de la direction

Afin de découpler le volant du reste du système de direction, la colonne de direction a été sectionnée pour insérer un mécanisme de débrayage (voir fig. 2.16). Ce système d'embrayage est alimenté par l'intermédiaire d'un relais, commandé par le calculateur. Au repos, le mécanisme est embrayé, si bien que le haut et le bas de la colonne de direction sont solidaires. Cela permet au conducteur de couper le mécanisme (avec un bouton d'arrêt d'urgence) en cas de problème et de pouvoir récupérer le contrôle mécanique de la direction.

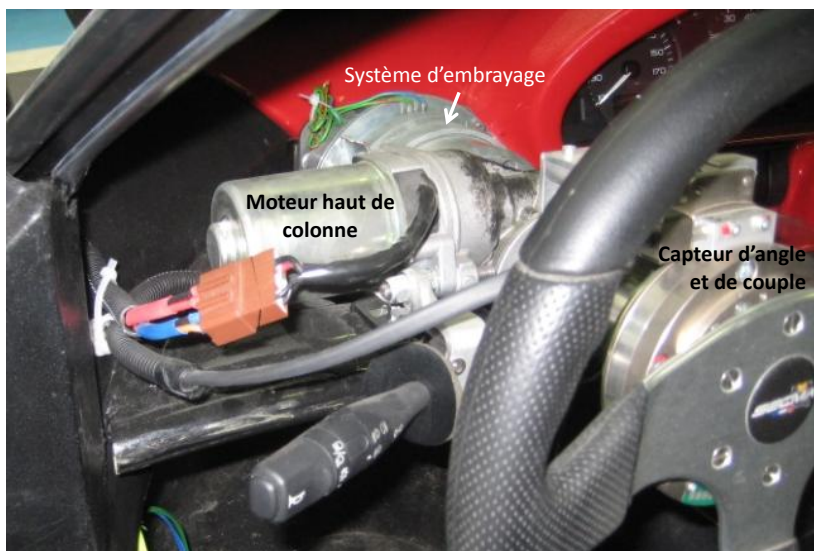


FIGURE 2.16 – Le système de débrayage de la colonne de direction.

Quand l'embrayage est alimenté (+12V_{CC}), le haut et le bas de la colonne sont complètement découplés, permettant un contrôle by-wire de la direction.

Un moteur au niveau de la crémaillère est alors activé pour régler l'angle de braquage des roues avant (commande en angle de braquage). Ce moteur est commandé par bus CAN directement par le calculateur.

Pour le retour haptique sur le volant, un moteur est fixé derrière le volant sur le haut de la colonne. Ce moteur est commandé en couple par une entrée analogique. Un convertisseur CAN/analogique est donc nécessaire pour commander ce moteur via le port CAN du calculateur.

Tous ces actionneurs ont été montés dans le véhicule. Cependant, la commande de ces actionneurs n'a pas pu être réalisée dans le cadre de cette thèse par manque de moyens, nous n'avons donc pas pu tester le contrôle de la direction sur ce véhicule. Nous avons donc du nous contenter de simulation pour la partie contrôle de cette thèse.

2.2 Du prototypage à la validation sur véhicule

La validation des algorithmes sur véhicule s'est faite en plusieurs étapes, du prototypage rapide jusqu'à l'intégration des codes sur véhicule réel. Nous décrivons ici les outils qui ont été développés dans le cadre de cette thèse pour la validation des modules implémentés sur le véhicule d'essai. Les résultats de ces développements seront données dans chacun des chapitres suivants.

2.2.1 Acquisition des signaux et communication en temps réel avec le PC

Comme le calculateur PROtronic ne possède pas de port de communication directe avec le PC, l'échange de données se fait par l'intermédiaire d'un bus CAN low speed.

Après avoir lu les signaux des différents capteurs, le calculateur envoie les données par trames CAN (trames de 8 octets identifiées par un identifiant à 11 bits) sur le port 2 dédié à la communication avec le PC. Les données sont codées sur 16 bits, chaque trame comprend ainsi quatre données.

En plus des données capteurs, le calculateur envoie sur le bus CAN les états des commandes des actionneurs et des variables internes des algorithmes (notamment l'estimation de la vitesse et les sorties des filtres) pour vérification des algorithmes.

Afin de ne pas saturer le bus CAN, ces trames sont envoyées à une fréquence de 10ms ou de 40 ms, selon l'utilisation ultérieure des données. La définition des trames CAN et de leur fréquence d'envoi sont données en annexe F.

Les trames sont ensuite récupérées sur PC portable (via une carte CAN Vector) grâce au logiciel RTMaps (voir le diagramme en fig. 2.17). Un module RTMaps permet de décoder les trames CAN pour les convertir en signaux exploitables. Les données sont ensuite enregistrées avec le module natif *recorder* au format ASCII (pour le rejeu sur MATLAB™) et en format binaire (.rec) pour le rejeu sur RTMaps.

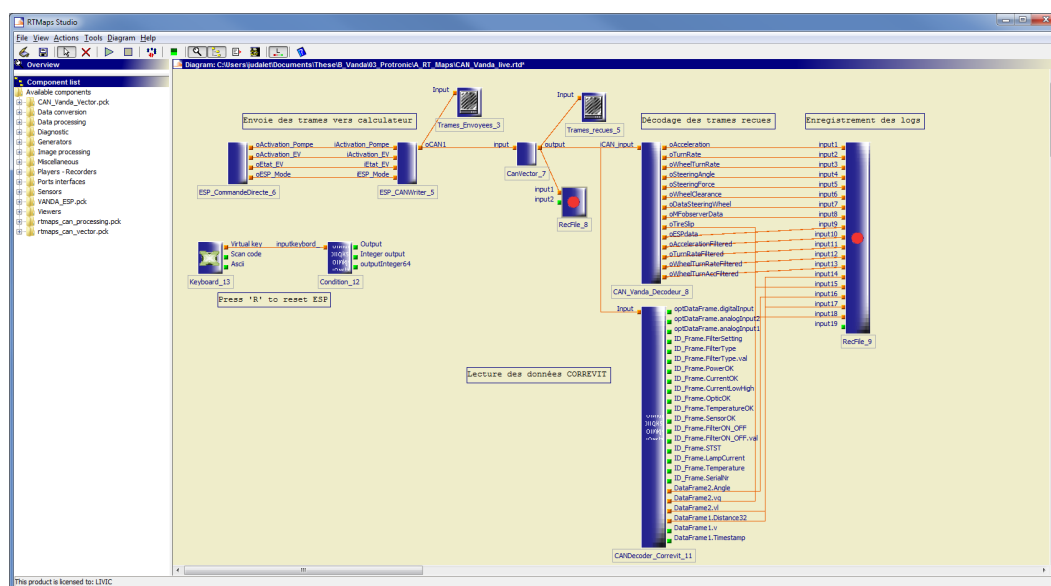


FIGURE 2.17 – Diagramme RTMaps pour l'acquisition des signaux en temps réel

La réception des trames CAN a été réalisée en partie dans le cadre du stage d'Axel Mankou pour la validation de la 3^{ème} année de licence informatique.

2.2.2 Prototypage rapide de l'algorithme

Dans un premier temps, un prototypage rapide de l'algorithme est réalisé. Les algorithmes (en particulier l'algorithme de détection des fautes) sont codés directement sur MATLAB™ ce qui permet un débogage aisé des codes et de pouvoir régler plus rapidement les paramètres. Pour cela, les signaux enregistrés sur véhicule sont importés et synchronisés pour "rejouer" les scénarios .

2.2.3 Implantation des codes sur le calculateur (code compilé sur RT-Maps)

Une fois que l'algorithme donne des résultats satisfaisants sur MATLAB™, ces codes sont transposés en langage C pour être compilés sur le calculateur du véhicule. Cependant, avant de porter ces codes sur véhicule, il faut pouvoir s'assurer que les codes en C fonctionnent correctement. En effet, les essais sur véhicule peuvent devenir dangereux si l'algorithme de contrôle des actionneurs ne se comporte pas comme attendu. De plus, le calculateur ne possède pas de mode de communication qui permette de déboguer en ligne.

Nous passons donc par une étape intermédiaire où les code en C du calculateur sont encapsulés dans un module RTMaps (*Vanda_CTRL_input*, voir fig. 2.18). Ce module, codé en C++, simule le fonctionnement du calculateur. C'est à dire qui appelle automatiquement des fonctions *temps réel* aux fréquences spécifiées (1ms, 5ms, 10ms et 40ms).

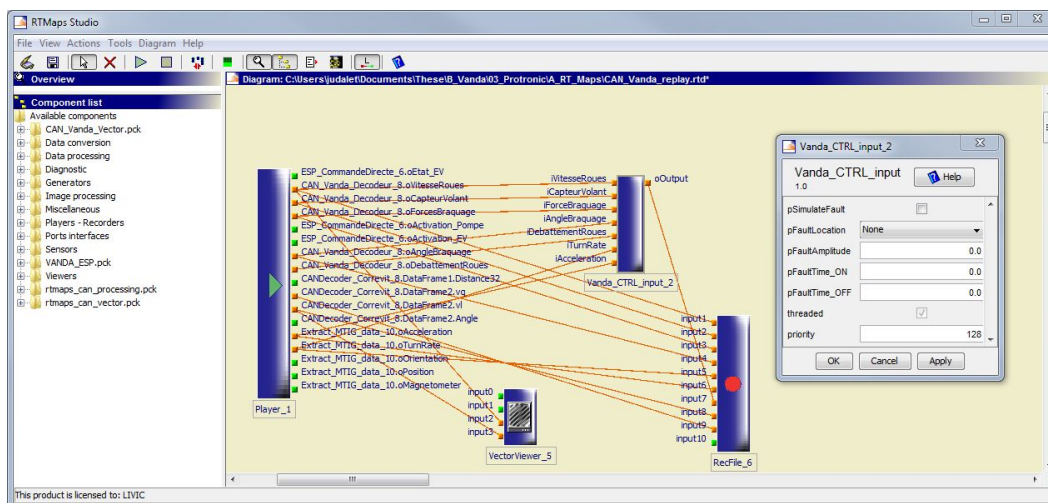


FIGURE 2.18 – Diagramme RTMaps pour le rejeu des données

Les codes compilés sont exactement les mêmes que ceux compilés sur le calculateur, à l'exception des parties concernant la lecture des données capteurs et l'écriture des sorties pour le contrôle des actionneurs. Pour simuler le fonctionnement réel en véhicule, les signaux mesurés lors d'essais précédents sont rejoués (avec le module natif *player*). Ces signaux sont transmis au module RTMaps en temps réel, comme s'ils venaient directement des capteurs.

Le module permet également d'injecter des fautes additives sur les signaux capteurs. Nous pouvons régler le capteur impacté, l'amplitude et le moment d'apparition et de disparition de la faute.

Il est alors possible d'utiliser les outils de débogage RTMaps pour contrôler le fonctionnement de l'algorithme en pas-à-pas. L'enregistrement des signaux de sortie sur un

module *recorder* nous permet de vérifier que le fonctionnement de l'algorithme est exactement le même que celui observé lors du prototypage MATLAB™.

2.2.4 Test sur ordinateur par injection de signaux (code compilé sur ordinateur)

La dernière étape avant de passer sur le véhicule est de vérifier que le calculateur envoie correctement les commandes aux actionneurs. Une mauvaise commande aux actionneurs risque en effet d'endommager les actionneurs ou le véhicule. Pour cela, nous faisons fonctionner le calculateur sur la table pour mesurer physiquement les signaux de sortie envoyés aux actionneurs avec un oscilloscope (voir fig. 2.19).

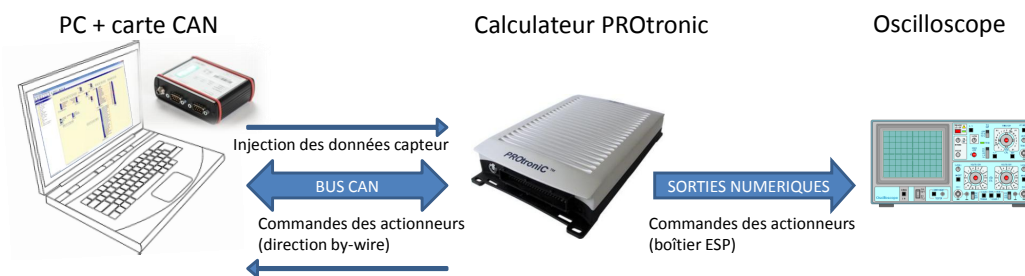


FIGURE 2.19 – Principe du test du calculateur par injection de signal

Cette fois, les codes C validés sur RTMaps sont compilés sur le calculateur. Pour simuler l'environnement du calculateur, à savoir les capteurs du véhicule, des signaux capteurs utilisés pour le rejeu sont injectés sur le bus CAN via le PC. Les trames sont générées par RTMaps à partir des signaux enregistrés préalablement.

2.2.5 Tests de validation sur véhicule

La dernière étape consiste à tester les algorithmes implémentés par des essais sur le véhicule d'essai. Les essais sont réalisés soit sur route ouverte (pour l'enregistrement des scénarios de conduite normale) soit sur les pistes d'essai de Satory à Versailles, pour les manœuvres dynamiques et les essais de validation de contrôle des actionneurs.

2.3 Contrôle bas-niveau des freins par logique floue

Les véhicules sont dotés de systèmes d'assistance à la conduite qui agissent à un très bas niveau. L'ABS, L'ESP et l'ASR sont aujourd'hui obligatoires sur tout véhicule léger nouvellement commercialisé. Afin de rendre la dynamique comparable à celle d'un véhicule classique, nous avons dans un premier temps reconstruit ces assistances bas niveau et particulièrement l'assistance au freinage.

Dans cette partie, nous présentons le contrôle *bas-niveau* intégré sur le système de freinage du véhicule d'essai.

Pour le contrôle des freins type ABS, plusieurs approches coexistent :

- la première consiste à viser un taux de glissement donné en consigne (par exemple [ABE et collab., 2001; MAUER, 1995; WILL et collab., 1998] ;

- la solution retenue généralement par les industriels cherche à limiter les variations de la vitesse angulaire des roues, cette solution présente l'avantage de ne pas nécessiter l'estimation précise de la vitesse du véhicule pendant la manœuvre de freinage ;
- dans le monde académique, des travaux proposent l'utilisation de l'Extended Braking Stiffness (XBS), qui représente les variations de la force de contact selon le glissement du pneumatique, afin de maximiser les forces de freinage (par exemple [HOANG et collab., 2013]).

Ce taux de glissement λ_i est défini par la différence relative entre la vitesse périphérique de la roue et la vitesse longitudinale du véhicule exprimée au centre de la roue v_{u_i} (voir éq. 2.2). La vitesse périphérique est calculée en fonction de la vitesse de rotation de roue ω_i et de son rayon efficace R_i . L'indice $i \in [1, 2, 3, 4]$ précise l'emplacement de la roue, respectivement avant-droite, avant-gauche, arrière-gauche et arrière-droite.

$$\lambda_i = \frac{R_i \omega_i - v_{u_i}}{\max(R_i \omega_i, v_{u_i})} \quad (2.2)$$

Ainsi, le taux de glissement est positif durant une accélération et négatif au freinage. La valeur $\lambda = -1$ signifie que la roue est complètement bloquée.

Ne pouvant pas agir individuellement au niveau des roues sur la répartition de la puissance pendant une accélération, nous ne contrôlerons donc le taux de glissement que lors des freinages, pour des valeurs de $\lambda_i < 0$.

Pour cela, nous ferons varier la pression de freinage appliquée aux étriers. Le véhicule d'essai comprenait à l'origine un système de freinage hydraulique simple composé d'un maître-cylindre directement relié aux étriers. Un boîtier hydraulique de contrôle a ainsi été intégré entre ces éléments, ce boîtier étant commandé par le calculateur intégré au véhicule.

Dans les prochaines pages, nous commencerons par présenter le matériel utilisé, puis l'algorithme de contrôle par logique floue mis en œuvre, et enfin les résultats en simulation et sur véhicule réel.

2.3.1 Architecture matérielle pour le contrôle des freins

Le système de freinage modifié est composé d'un boîtier hydraulique intégré entre le maître cylindre et les étriers. Le maître cylindre dispose de deux sorties hydrauliques indépendantes, une pour les roues avant-droite et arrière gauche, et une pour les roues avant-gauche et arrière-droite. La pression sur les deux sorties est normalement identique.

L'utilisation de deux circuits indépendants permet d'offrir une redondance en cas de faute sur l'un des circuits (fuite par exemple), afin d'assurer qu'au moins deux roues soient encore en état de freiner.

Les boîtier hydraulique intégré au circuit, est un boîtier ESP pour une Renault Clio III de série. La carte de contrôle du boîtier a été retirée pour ne garder que la partie hydraulique.

Ce boîtier hydraulique se compose de 12 électrovannes et d'une pompe et dispose de deux entrées hydrauliques (reliées aux sorties du maître-cylindre), et de 4 sorties qui alimentent directement les étriers de freins sur les 4 roues. Le circuit hydraulique interne du boîtier est représenté en figure 2.20. Le boîtier est alimenté par l'intermédiaire de deux transistors à effet de champs (MOSFET) montés sur un circuit imprimé. Un transistor

permet d'alimenter la pompe et l'autre les électrovannes, alimentées par la batterie principale du véhicule +12V_{CC}. Les gâchettes des transistors sont commandées par le calculateur du véhicule. Quand le second transistor est alimenté, les électrovannes peuvent être individuellement activées par le calculateur du véhicule.

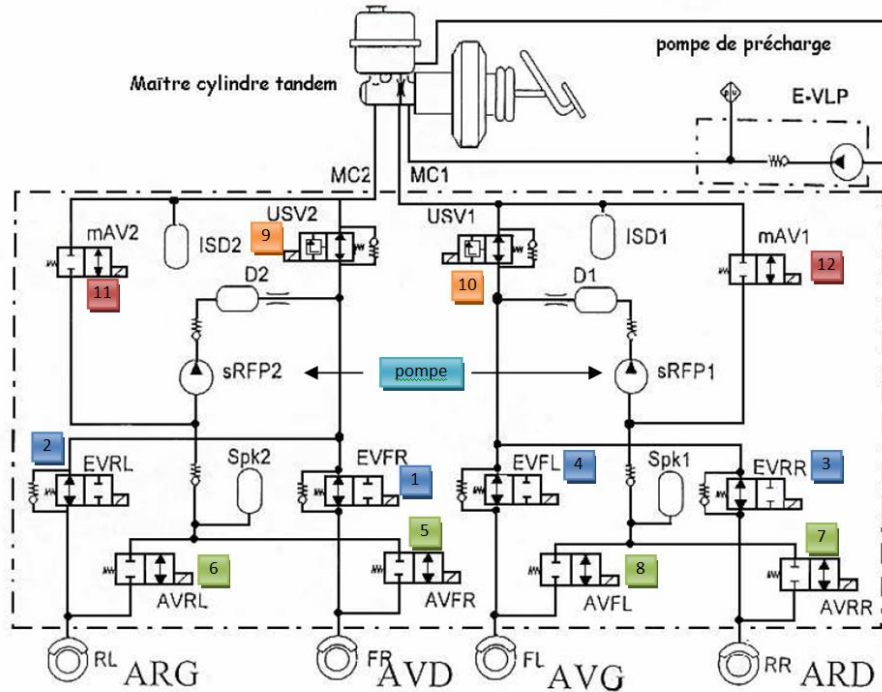


FIGURE 2.20 – Circuit hydraulique interne du boîtier ESP

En fonction de la combinaison d'activation des électrovannes et de la pompe, la pression sur chacun des étriers pour être modulée selon quatre modes :

- le mode *normal* : la pression du maître-cylindre est directement appliquée à l'étrier ;
- le mode *maintien* : la pression appliquée à l'étrier est maintenue constante ;
- le mode *relâché* : la pompe est activée pour relâcher la pression du circuit aval ;
- le mode *freiné* : la pompe est cette fois utilisée pour augmenter la pression sur le circuit aval afin d'activer le freinage sans action du conducteur.

Des tests ont été menés sur le véhicule en activant individuellement les électrovannes afin de déterminer les combinaisons nécessaires pour réaliser ces différents modes sur chacune des roues. Les résultats sont synthétisés dans le tableau 2.1, qui donne les relations entre les électrovannes activées et le mode de freinage des roues.

Nous pourrions ainsi réguler la pression de freinage sur l'étrier. Lorsque le glissement est trop important sur une roue, le mode relâchement sera activé, et si le taux de glissement est trop faible, nous activerons le mode normal (si le conducteur freine) ou freiné (sinon).

2.3.2 Contrôle des taux de glissement par logique floue

Principe du contrôleur

Le principe du contrôleur est de commuter l'état de freinage sur chacune des roues afin de maintenir le taux de glissement actuel λ_i sur chacune des roues proche d'une

TABEAU 2.1 – Mode de freinage en fonction de l’activation des électrovannes et de la pompe

roue	état	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	pompe
avant-droit	normal													
	maintien	x												
	relâché	x				x								x
	freiné		x							x		x		x
avant-gauche	normal													
	maintien				x									
	relâché	x			x				x					x
	freiné			x							x		x	x
arrière-droit	normal													
	maintien			x										
	relâché			x				x						x
	freiné				x						x		x	x
arrière-gauche	normal													
	maintien		x											
	relâché		x				x							x
	freiné	x									x		x	x

valeur consigne λ_u .

Il existe typiquement trois familles d’algorithmes de contrôle qui permettent la commande en commutation :

- La commande type Bang-Bang (ou tout ou rien),
- Le contrôle en mode glissant,
- Le contrôle par logique floue.

Les contrôleurs Bang Bang, ne permettent pas d’anticiper la commutation lorsque l’erreur se rapproche de zéro. En cas de retard dans les actionneurs ou inertie dans le système, ils engendrent donc des dépassements importants, voire une perte de stabilité.

Nous nous étions donc dans un premier temps intéressés au contrôle en mode glissant. Cependant, les algorithmes présentés dans la littérature imposent de connaître la pression du liquide freinage au niveau des étriers. Cette valeur, généralement mesurée dans le cas de systèmes ABS classiques, n’est malheureusement pas disponible sur le véhicule d’essai.

Nous nous sommes donc finalement orientés vers la logique floue. Formalisée par Lotfi Zadeh en 1965 dans [ZADEH, 1965], la logique floue a été régulièrement utilisée dans le domaine de l’automatique, notamment pour le contrôle des freins [BUCKHOLTZ, 2002; CAO et collab., 1997; MAUER, 1995].

Ce travail a été réalisé dans le cadre du stage de Meriem Dhaoui pour la validation du Master II Sciences pour l’Ingénieur en Génie Électrique et Informatique Industrielle. Ces travaux ont été valorisés par l’article [JUDALET et collab., 2014] publié lors de la conférence IEEE sur les systèmes de transport intelligents (ITSC 2014).

Choix des entrées/sorties du contrôleur

La première entrée du contrôleur sera l’erreur $e = \lambda_i - \lambda_{u_i}$. Afin de compenser le retard de l’actionneur et l’inertie de la roue, il faut anticiper la régulation quand le taux de glis-

sement approche la valeur cible. Nous devons donc prendre en compte la dynamique de l'erreur. Nous prenons donc comme seconde entrée la dérivée de l'erreur $\dot{\epsilon} = \frac{d\epsilon}{dt}$.

Les sorties seront les états du freinage des roues, auxquels nous affectons les valeurs suivantes :

- 0 : état freiné (ou normal si le conducteur freine),
- 1 : état maintien,
- 2 : état relâché.

Nous aurons quatre contrôleurs fonctionnant en parallèle pour chacune des quatre roues.

Implémentation de contrôleur à logique floue

La première étape est la *fuzzification* (ou floutage) des entrées, qui consiste à définir les sous-ensembles flous et les fonctions d'appartenance pour les entrées du système.

Nous avons défini quatre sous-ensembles :

- grand négatif ($\ll 0$),
- petit négatif (< 0),
- petit positif (> 0),
- grand positif ($\gg 0$),

La valeur d'appartenance de ϵ et $\dot{\epsilon}$ à chacun de ces sous-ensembles est donnée par des fonctions d'appartenance triangulaires, comme représenté en fig. 2.21.

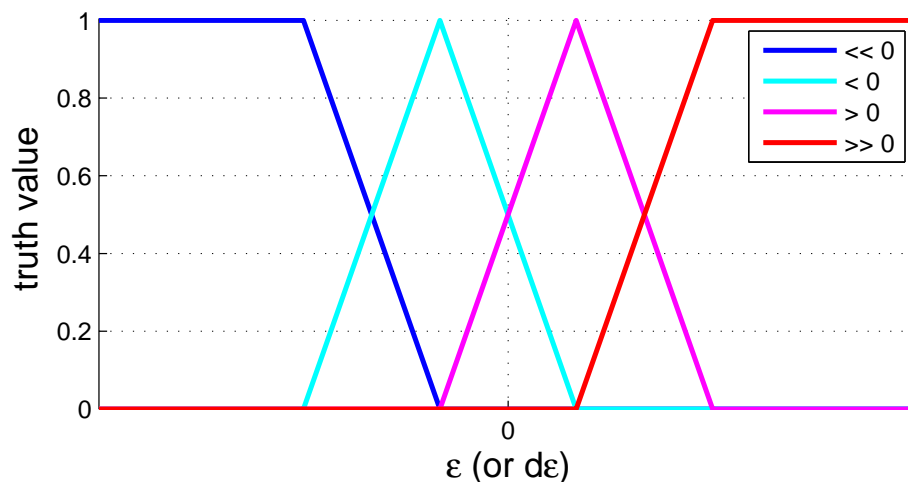


FIGURE 2.21 – Fonctions d'appartenance aux sous-ensembles flous

Nous définissons alors les règles d'interférence pour les variables floutées :

- si le glissement est beaucoup trop faible, il faut freiner la roue,
- si le glissement est beaucoup trop important, il faut relâcher la roue,
- si le glissement est proche de la consigne, on regarde la dérivée du glissement pour anticiper la commutation en cas de dynamique importante.

TABLEAU 2.2 – Matrice d’interférence des variables floues

		ϵ			
		$\ll 0$	< 0	> 0	$\gg 0$
$\dot{\epsilon}$	$\ll 0$	0	0	0	2
	< 0	0	0	1	2
	> 0	0	1	1	2
	$\gg 0$	0	2	2	2

Ces règles sont résumées dans la matrice d’interférence 2.2.

Il suffit à présent de *déflouter* la valeur de la sortie. Pour assurer la continuité de la variable de sortie, nous utilisons la méthode du centre de gravité qui consiste à pondérer les indices de la matrice d’interférence par les valeurs d’appartenance de ϵ et $\dot{\epsilon}$.

La valeur de sortie est ainsi comprise entre 0 et 2. Nous arrondissons cette sortie (fonction "round") pour définir la valeur de l’état.

Résultats du contrôleur par logique floue

Dans un premier temps, l’algorithme a été codé sur le logiciel MATLAB™ pour validation sur un modèle simplifié du véhicule. Cela a permis un premier réglage des paramètres. Puis nous avons porté ces codes en langage C pour les intégrer au programme du calculateur du véhicule pour des essais sur circuit.

La figure 2.22 montre la sortie du contrôleur en fonction des différentes valeurs des entrées ϵ et $\dot{\epsilon}$. Le comportement observé correspond bien aux règles d’interférences. Par exemple, quand le glissement est positif et la dérivée négative, l’algorithme commute vers le mode maintien, puis normal, avant même que l’erreur retourne à zéro.

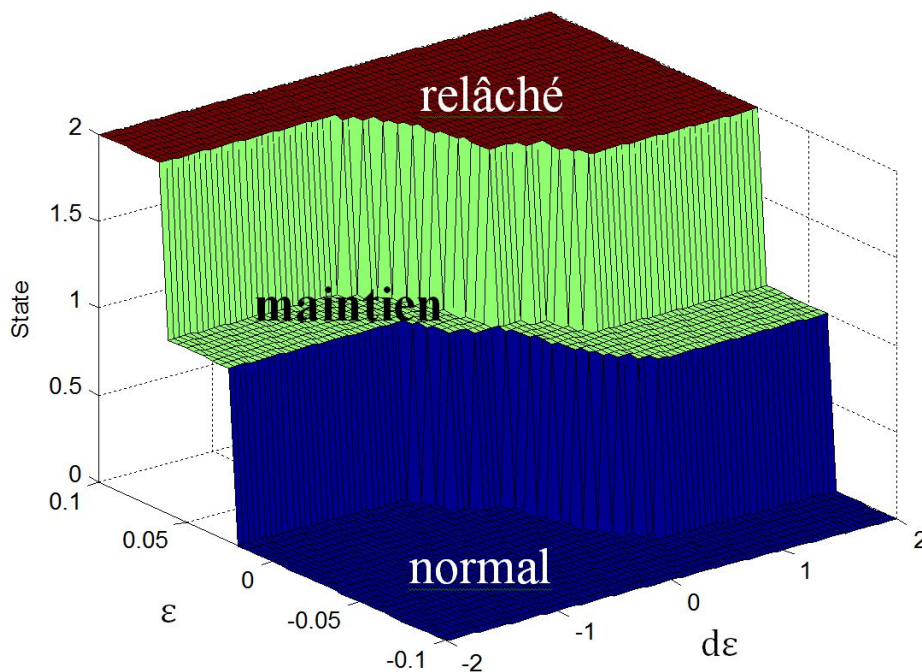


FIGURE 2.22 – État de la sortie en fonction des entrées

2.3.3 Validation en simulation

Avant de pouvoir intégrer l'algorithme sur véhicule, une première phase de simulation est nécessaire pour valider le fonctionnement du contrôleur et faire un premier réglage des paramètres.

Pour cela, nous utilisons un modèle simplifié de la dynamique de la voiture, dit *modèle quart de véhicule*.

Présentation du modèle quart de véhicule

Pour simplifier la dynamique du véhicule, nous estimons que le comportement est identique sur les quatre roues et la force normale appliquée sur chaque roue est constante et égale au quart de la masse totale du véhicule.

Cela nous permet de ne prendre en compte qu'une seule roue. Nous estimons la force de freinage sur cette roue en fonction du glissement du pneumatique ; la force de freinage calculée sur la roue considérée sera rapportée à l'identique sur les autres roues pour estimer la dynamique du véhicule.

Du fait de la symétrie des forces de freinage, la vitesse latérale et la vitesse en lacet restent nulles.

Nous fixons une vitesse initiale v_{x_0} pour la voiture, avec des taux de glissement nuls. Le taux de glissement consigne est fixé arbitrairement à une valeur constante λ_{i_u} .

Nous mettons alors en œuvre l'algorithme itératif suivant :

- en fonction de la vitesse du véhicule et de la vitesse de rotation de la roue, nous calculons le taux de glissement λ_i ,
- λ_i nous donne l'erreur ϵ et sa dérivée $\dot{\epsilon}$;
- le contrôleur logique floue calcule alors l'état du frein ;
- nous modélisons l'actionneur pour estimer le couple de freinage T_b ;
- le couple de freinage nous donne l'évolution de la vitesse de rotation de la roue ω_i ;
- en parallèle, le modèle de Dugoff nous donne la force contact *pneu/chaussée* F_x , et ainsi l'accélération du véhicule ;
- il suffit d'intégrer cette accélération pour connaître la nouvelle vitesse du véhicule v_x , et nous pouvons ainsi recommencer une nouvelle itération.

Cette démarche est résumée sur le diagramme 2.23.

Le modèle de Dugoff, que nous décrivons dans le paragraphe 4.3.2 (page 87), a été sélectionné du fait de sa simplicité de mise en œuvre . Les paramètres peuvent en effet être estimés directement par des essais sur le véhicule. La modélisation de l'actionneur est présentée en détail dans le paragraphe 4.3.4 (page 89). De plus, un délai a été pris en compte en cas de commutation pour simuler le retard d'actionneur.

Les paramètres du modèle (masse du véhicule, inertie de la roue, raideur longitudinale du pneumatique, retard de l'actionneur) ont été identifiés sur le véhicule lors d'essais précédents.

Résultats de la simulation

L'algorithme de simulation a été implémenté sur MATLAB™, avec une période d'itération de 5ms. La vitesse initiale est fixée à 50km/h et le taux de glissement consigne à $\lambda_{i_u} = -20\%$. Les résultats sont donnés sur les figures 2.24 et 2.25.

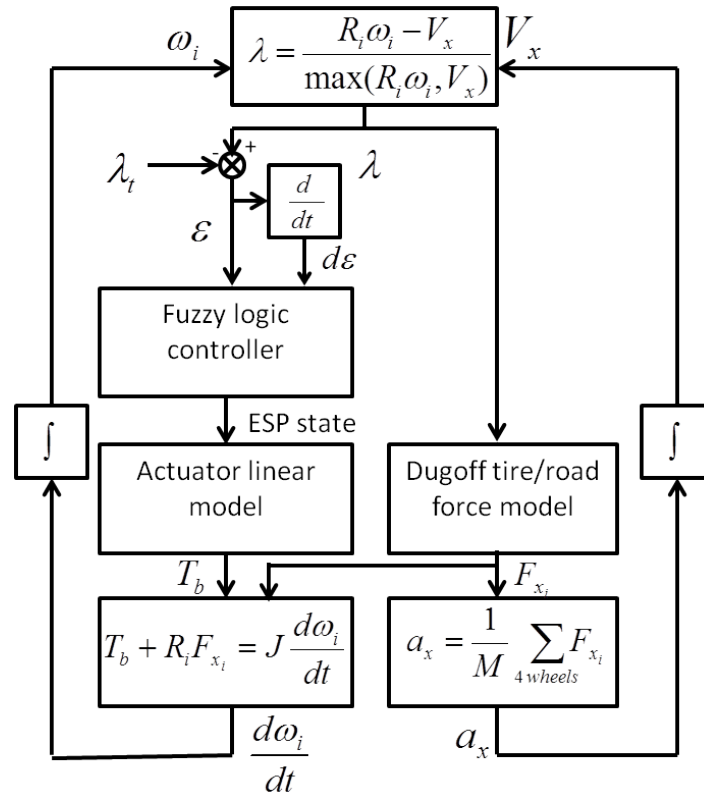


FIGURE 2.23 – Organigramme de l'algorithme de simulation

La vitesse périphérique de la roue (en rouge) reste inférieure à la vitesse du véhicule (en bleu), ce qui engendre un glissement négatif. Ce glissement induit des forces de freinage, si bien que la vitesse du véhicule décroît. Le taux de glissement consigne est atteint après 0,4 seconde ; le taux de glissement oscille à des valeurs proches de la consigne, l'erreur reste en dessous de 1,5%.

Bien entendu, le modèle de simulation intègre des hypothèses très fortes, notamment sur l'action des actionneurs qui semble très optimistes. Les résultats de la simulation doivent donc être interprétés avec beaucoup de précaution. Ils permettent cependant de valider le fonctionnement du calculateur et de faire un premier réglage des paramètres avant les essais sur véhicule.

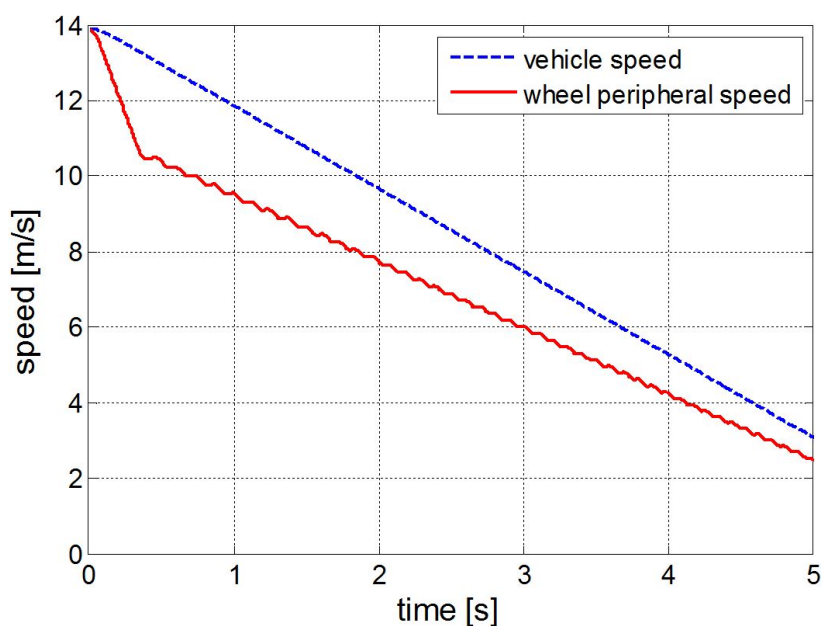


FIGURE 2.24 – Vitesse du véhicule et de la roue simulées

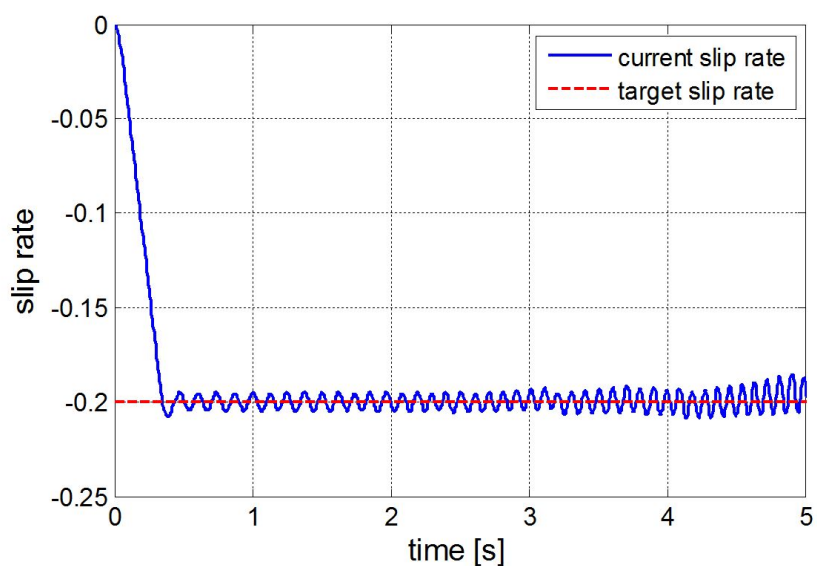


FIGURE 2.25 – Taux de glissement simulés

Comparaison avec un contrôleur Bang-Bang

Afin de quantifier l'intérêt du contrôleur à logique floue, ces résultats sont comparés à ceux donnés par un simple contrôleur Bang-Bang (ou Tout ou Rien). Les règles du contrôleur Bang-Bang sont simples : si le glissement est en-dessous de la consigne, l'état du frein est freiné (ou normal), sinon, l'état est relâché (l'état maintien n'est pas pris en compte). Nous voyons (fig. 2.26) que le contrôleur à logique floue répond plus rapidement à un

dépassement de la consigne, si bien que l'erreur du contrôleur bang-Bang est trois fois supérieure.

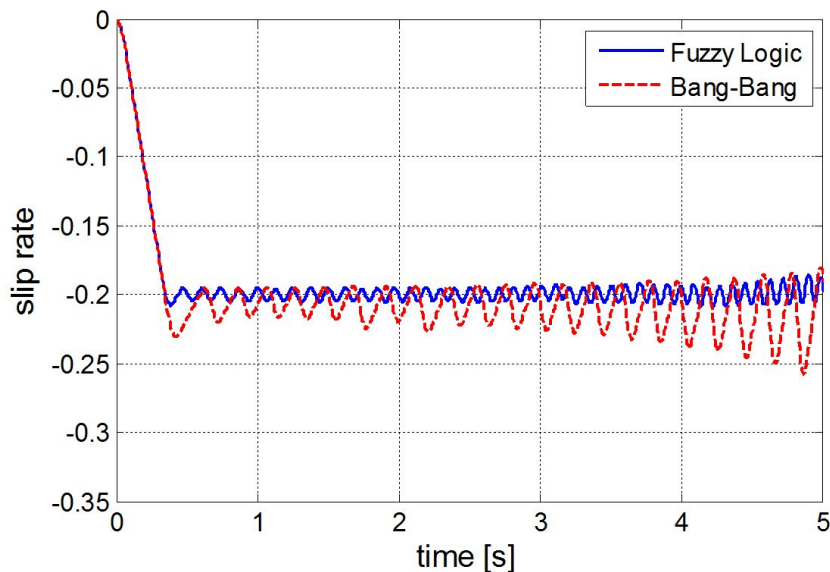


FIGURE 2.26 – Comparaison des contrôleurs Bang-Bang et logique floue

2.3.4 Résultats expérimentaux

Après validation par simulation nous avons pu intégrer le contrôleur sur le calculateur du véhicule d'essai. Pour l'intégration, nous avons commencé à valider l'algorithme par rejeu sur RTMaps de signaux enregistrés auparavant, puis en injectant directement les signaux "sur table" dans le calculateur. En mesurant les sorties du calculateur avec un oscilloscope, nous avons pu observer que les signaux d'activation de la pompe et des électrovannes étaient correctement envoyés.

Nous sommes alors passés à la phase de validation sur le véhicule. Les premiers essais ont confirmé que le contrôleur fonctionne correctement, mais avec une erreur importante sur le taux de glissement, qui oscillait à $\pm 10\%$ autour de la valeur consigne.

Le rejeu de ces essais sur RTMaps a permis de corriger les paramètres du contrôleur, et les essais sur véhicule suivants ont donné les résultats montrés sur la figure 2.27b. Il s'agit d'un freinage d'urgence à 50km/h sur du béton lisse et sec, avec un glissement consigne de -20% . Lors de ce type de test sans contrôleur, les roues avant se bloquent complètement (voir fig. 2.27a).

Ces résultats sont détaillées sur la figure 2.28. Le freinage est initié par le conducteur au temps $t = 31.5s$. La vitesse du véhicule (en bleu) décroît rapidement de 15m/s (54km/h) à 0m/s en 4 secondes.

La vitesse périphérique de la roue est représentée en rouge. Le taux de glissement consigne λ_{u_i} est atteint lorsque la vitesse périphérique est égale à 80% de la vitesse véhicule (représentée par la courbe en cyan).

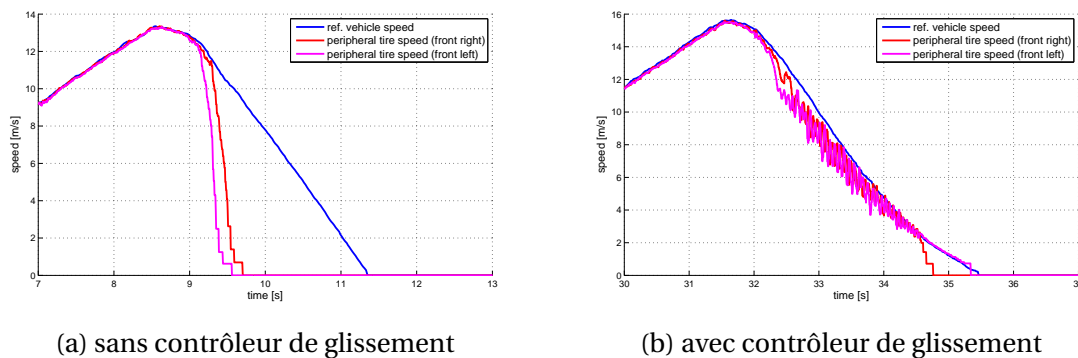


FIGURE 2.27 – Effet du contrôleur en taux de glissement

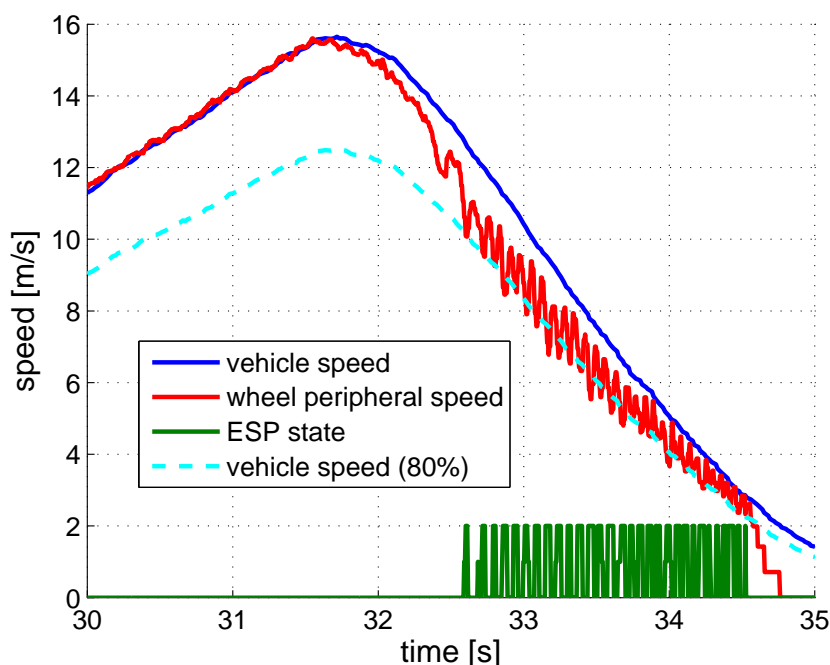


FIGURE 2.28 – Résultat expérimental du contrôleur par logique floue

Comme nous le voyons sur cette courbe, quand la vitesse périphérique de la roue approche ou dépasse la courbe des 80%, le contrôleur à logique floue active le boîtier hydraulique pour maintenir (état 1) ou relâcher (état 2) la pression sur l'étrier, si bien que la vitesse de la roue augmente à nouveau. Ainsi, la vitesse périphérique de la roue oscille autour de la courbe consigne des 80%. La fréquence des oscillations est de 16Hz environ.

Pour plus de clarté, un agrandissement de cette courbe est donnée en figure 2.29.

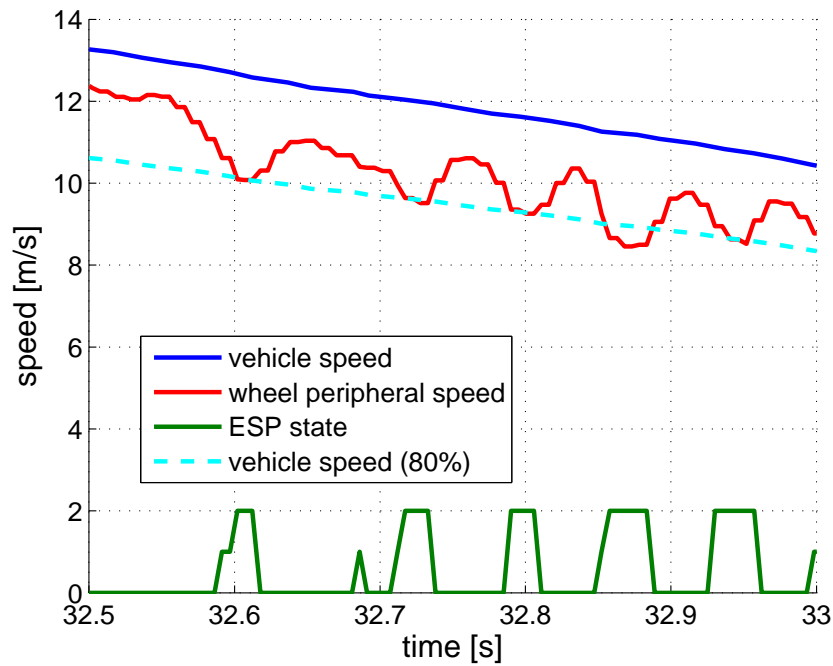


FIGURE 2.29 – Résultat expérimental du contrôleur (agrandi)

L'erreur sur le taux de glissement (voir fig. 2.30) présente une moyenne de 3,7% et un écart-type de 6,9%. L'offset s'explique par la dissymétrie entre les deux phases de contrôle. Lorsque la pression est relâchée, la roue ré-accélère immédiatement, et lorsque la pression est remise, il faut un certain temps pour ré-activer l'étrier.

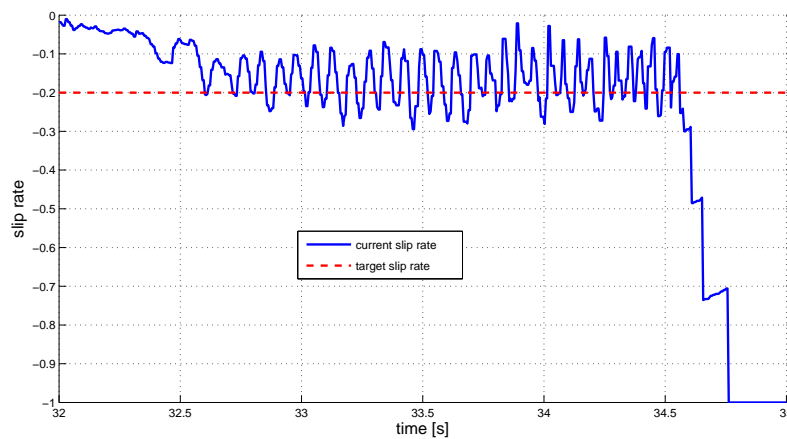


FIGURE 2.30 – Erreur du contrôleur

2.4 Références

ABE, M., Y. KANO, K. SUZUKI, Y. SHIBAHATA et Y. FURUKAWA. 2001, «Side-slip control to stabilize vehicle lateral motion by direct yaw moment», *JSAE review*, vol. 22, n° 4, p. 413–419.

- BUCKHOLTZ, K. R. 2002, «Use of fuzzy logic in wheel slip assignment-part i : yaw rate control», cahier de recherche, SAE Technical Paper.
- CAO, C.-T., R. BECKER, U. BELZNER, T.-W. MOELLER et B. LIEBEROTH-LEDEN. 1997, «System for controlling brake pressure based on fuzzy logic using steering angle and yaw speed», US Patent 5,634,698.
- HOANG, T. B., W. PASILLAS-LÉPINE et M. NETTO. 2013, «Closed-loop wheel-acceleration control based on an extended braking stiffness observer», dans *American Control Conference (ACC), 2013*, IEEE, p. 2133–2138.
- JUDALET, V., M. DHAOUI, S. GLASER et S. MAMMAR. 2014, «Fuzzy logic slip rate controller for experimental test vehicle», dans *Intelligent Transportation Systems (ITSC), 2014 IEEE 17th International Conference on*, IEEE, p. 3016–3021.
- MAUER, G. F. 1995, «A fuzzy logic controller for an abs braking system», *Fuzzy Systems, IEEE Transactions on*, vol. 3, n° 4, p. 381–388.
- WILL, A., S. HUI et S. ZAK. 1998, «Sliding mode wheel slip controller for an antilock braking system», *International journal of vehicle design*, vol. 19, n° 4, p. 523–539.
- ZADEH, L. A. 1965, «Fuzzy sets», *Information and control*, vol. 8, n° 3, p. 338–353.

Étude des estimateurs algébriques du premier ordre

Sommaire

3.1	Présentation des estimateurs algébriques	61
3.1.1	Introduction sur les estimateurs algébriques	61
3.1.2	Interprétation géométrique pour le dérivateur du premier ordre	61
3.1.3	Interprétation géométrique pour le filtre du premier ordre	63
3.1.4	Conclusion sur l'interprétation géométrique	63
3.1.5	Mise en œuvre numérique des estimateurs algébriques	64
3.2	Les estimateurs algébriques pour des applications de filtrage	64
3.2.1	Étude temporelle des filtres algébriques	64
3.2.2	Étude fréquentielle des filtres algébriques	66
3.2.3	Conclusions sur les filtres algébriques	66
3.3	Les estimateurs algébriques pour des applications de dérivation	67
3.3.1	Étude temporelle des dérivateurs algébriques	67
3.3.2	Étude fréquentielle des dérivateurs algébriques	68
3.4	Comparaison avec d'autres méthodes classiques d'estimation	69
3.4.1	Mise en œuvre du filtre de Kalman	69
3.4.2	Comparaison des temps de calcul	70
3.4.3	Comparaison dans le domaine fréquentiel	71
3.4.4	Comparaison dans le domaine temporel	72
3.4.5	Mise en œuvre sur signal réel	74
3.5	Conclusion	76
3.6	Références	76

Dans le chapitre précédent, nous avons vu que les signaux issus des capteurs proprioceptifs du véhicule étaient largement bruités. Dans l'exemple du contrôle des freins que nous avons présenté, le contrôleur se fonde sur les signaux de vitesse des roues et sur leur dérivée pour réguler le taux de glissement. Il est donc nécessaire de filtrer les données mesurées pour extraire le signal du bruit, et pour estimer correctement les dérivées.

De plus, la fréquence d'échantillonnage des capteurs par le calculateur est supérieure (1 kHz) à celle d'envoi des données au PC (100 Hz). Les composantes haute-fréquence des signaux mesurés ne sont donc pas observables sur les signaux extraits, si bien qu'on ne connaît pas leurs caractéristiques. Il est donc préférable de filtrer au préalable ces composantes haute fréquence pour éviter des effets de repliement de spectre (aliasing).

Nous avons donc intégré au calculateur une méthode de filtrage et de dérivation numérique, les estimateurs algébriques, que nous avons appliqués aux différents capteurs du véhicule. Ce chapitre propose une vulgarisation de ces estimateurs afin de pouvoir les mettre en œuvre rapidement pour des applications de filtrage et de dérivation.

L'estimation numérique de signaux bruités est un enjeu important dans le domaine des applications en temps réel. Les filtres numériques sont utiles pour extraire du signal à partir de données bruitées ; ce besoin est encore accru quand on souhaite calculer la dérivée du signal, ce qui a tendance à amplifier les composantes haute-fréquence, et ainsi augmenter l'effet du bruit.

Différentes méthodes de filtrages connues sont présentées dans la littérature scientifique [RORABAUGH, 1997]. D'un côté, les filtres à réponse impulsionnelle finie –ou *Finite Impulse Response*– (FIR) (par exemple la moyenne glissante ou le filtre gaussien) qui pondèrent les dernières données mesurées sur une fenêtre de temps finie. Ces filtres sont très largement utilisés, du fait de leur facilité de mise en œuvre et de leur stabilité intrinsèque [SHMALIY, 2008], même si les temps de calculs associés peuvent être importants quand la fenêtre d'intégration est longue. D'un autre côté, les filtres à réponse impulsionnelle infinie –ou *Infinite Impulse Response*– (IIR) se basent sur un traitement récursif des estimations précédentes, d'où leur autre dénomination de filtres récursifs. Ils permettent généralement d'obtenir des caractéristiques de filtrage plus fines qu'avec les filtres FIR, mais le réglage des paramètres est également plus fastidieux. Parmi les filtres IIR, le filtre de Kalman [KALMAN et BUCY, 1961] utilise un modèle d'évolution du signal pour améliorer l'estimation, ce qui nécessite des informations préalables sur les propriétés du signal mesuré et du bruit.

Une nouvelle famille de filtres et de dérivateurs a été présentée pendant la dernière décennie : les estimateurs algébriques [MBOUP et collab., 2007] [MBOUP et collab., 2009]. Ces estimateurs se basent sur des méthodes de filtrage par intégration introduites par Lanczos in [LANCZOS et TEICHMANN, 1957], et ont été mis en œuvre pour différentes applications, comme dans [VILLAGRA et collab., 2008, 2011]. Des travaux publiés présentent certaines caractéristiques de ces estimateurs : dans [COLLADO et collab., 2009], les auteurs donnent une prédiction de la fréquence de coupure des filtres en fonction de la longueur de la fenêtre d'intégration, et [LIU et collab., 2011b] fournit une étude quantitative de l'effet du bruit sur l'estimation de la dérivée. Cette méthode d'estimation a par la suite été généralisée en utilisant les polynômes de Jacobi [LIU et collab., 2011a; MBOUP et collab., 2009] afin de pouvoir intégrer un paramètre supplémentaire qui permet de régler le retard dû au filtrage.

Dans ce chapitre, nous évaluons les avantages et les limites des estimateurs algé-

briques pour le filtrage et la dérivation en temps réel de signaux bruités. La section 3.1 présente ces estimateurs et en donne une interprétation géométrique pour le premier ordre. Ensuite, nous étudions plus précisément les filtres (section 3.2) et les dérivateurs (section 3.3), notamment l'effet de l'ordre de l'estimateur. Finalement, ces estimateurs sont comparés à d'autres méthodes usuelles de filtrage et de dérivation, sur la base de signaux réels (section 3.4). Ces résultats ont été publiés dans l'article [JUDALET et collab., 2014], présenté lors de la conférence IFAC World Congress 2014 .

3.1 Présentation des estimateurs algébriques

3.1.1 Introduction sur les estimateurs algébriques

Les estimateurs algébriques reposent sur l'approximation p d'un signal x à l'instant t_0 par son développement de Taylor tronqué. Par exemple, nous rappelons le développement de Taylor limité au premier ordre :

$$p(t - t_0) = a_0 + a_1(t - t_0) \quad (3.1)$$

Par définition, a_0 et a_1 sont respectivement les estimations du signal et de sa dérivée première à l'instant t_0 .

L'ordre de l'estimateur correspond à l'ordre de la série de Taylor. Ainsi, d'estimateur d'ordre n permet d'estimer le signal et ses n premières dérivées, il suffit pour cela d'identifier les termes de la série de Taylor.

Pour les estimateurs algébriques, les termes du développement de Taylor peuvent alors être identifiés par une méthode algébrique basée sur la transformation de Laplace. Cette méthode d'identification est détaillée dans [MBOUP et collab., 2007].

Nous explicitons ici en exemple les équations pour le filtre (a_0 dans l'équation 3.1) et la dérivée (a_1 dans 3.1) pour l'estimateur algébrique du premier ordre.

$$a_0 = \frac{2}{T^2} \int_0^T (2T - 3\tau)X(\tau) d\tau \quad (3.2)$$

$$a_1 = \frac{6}{T^3} \int_0^T (T - 2\tau)X(\tau) d\tau \quad (3.3)$$

où $X(t)$ est le signal bruité, mesuré sur une fenêtre temporelle de longueur T .

3.1.2 Interprétation géométrique pour le dérivateur du premier ordre

La définition des estimateurs algébriques se base sur le calcul opérationnel (basé sur la transformée de Laplace), ce qui rend leur utilisation et leur interprétation peu intuitive pour des non-spécialistes. Pour faciliter leur mise en œuvre, nous avons cherché une interprétation géométrique pour l'estimateur du premier ordre, ce qui permettra de mieux comprendre leurs propriétés.

Dans cette partie, nous donnons une autre démonstration pour les estimateurs du premier ordre (équations 3.2 et 3.3) basée simplement sur des considérations géométriques du signal d'entrée. Soit $X(t)$ un signal bruité mesuré sur une fenêtre temporelle $[t_0 - T, t_0]$. Nous cherchons une approximation \hat{X} de la dérivée première de X au temps $t = t_0 - \frac{T}{2}$.

Soient $P_1(t_1)$ et $P_2(t_2)$ deux points de X tels que :

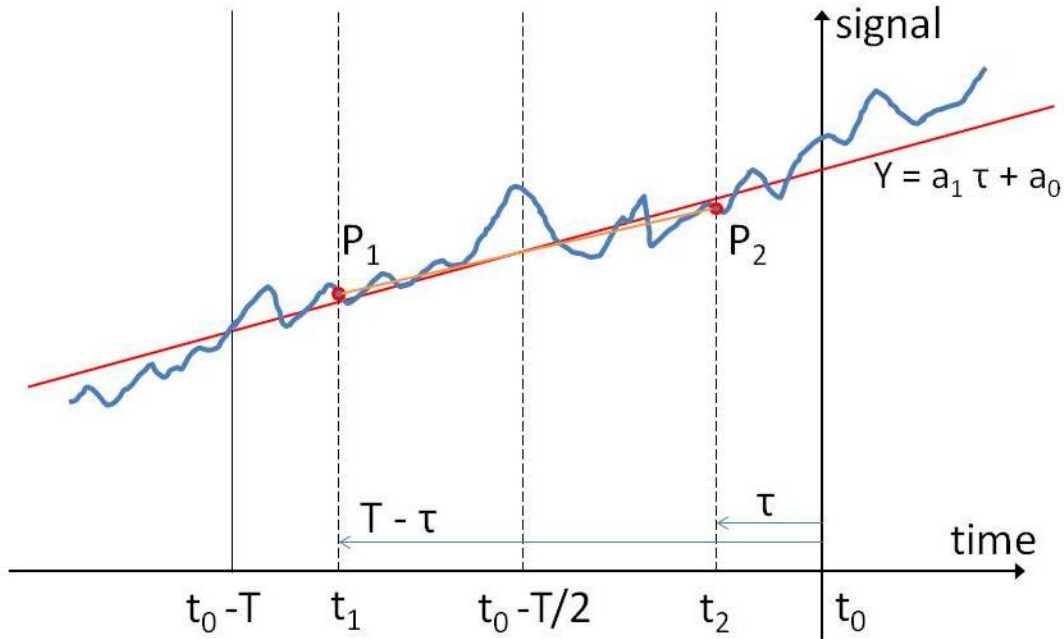


FIGURE 3.1 – Principe de l'estimation de la dérivée

- $t_1 \in [t_0 - T, t_0 - \frac{T}{2}[$,
- $t_2 \in]t_0 - \frac{T}{2}, t_0]$,
- et $t_1 - (t_0 - T) = t_0 - t_2$ (voir fig. 3.1).

Nous définissons la variable $\tau = t_0 - t_2$. La pente $a_{[P_1 P_2]}$ du segment $[P_1 P_2]$ est égale à :

$$a(\tau) = \frac{X(\tau) - X(T - \tau)}{T - 2\tau} \quad (3.4)$$

Nous pouvons faire une estimation a_1 la dérivée de X au point $t = t_0 - \frac{T}{2}$ comme étant la moyenne des pentes calculées à partir des points de l'intervalle $]t_0 - \frac{T}{2}, t_0]$. Cependant, la pente estimée est d'autant plus sensible au bruit que les points P_1 et P_2 sont proches du centre de la fenêtre. Il convient donc de pondérer la moyenne afin de favoriser les points les plus éloignés. Nous proposons la fonction de pondération suivante :

$$w(\tau) = \left(\frac{T}{2} - \tau\right)^2 \quad (3.5)$$

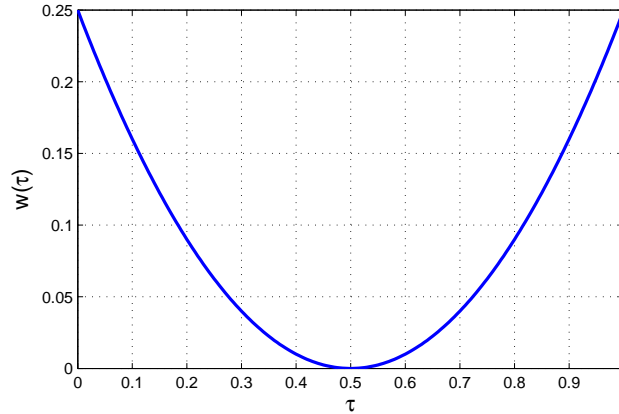
Cette fonction est représentée en figure 3.2 pour une fenêtre $T = 1$. Nous notons que cette fonction parabolique, symétrique autour de $\tau = \frac{T}{2}$, s'annule pour ce point, ce qui va limiter l'effet des points situés près du milieu de la fenêtre. La fonction croît (en ordre 2) en s'éloignant du milieu de la fenêtre pour favoriser les points les plus éloignés.

Nous obtenons :

$$a_1 = \frac{1}{\int_0^{\frac{T}{2}} w(\tau) d\tau} \int_0^{\frac{T}{2}} a(\tau) w(\tau) d\tau \quad (3.6)$$

En combinant les équations 3.4 et 3.6, cela donne :

$$a_1 = \frac{6}{T^3} \left(\int_0^{\frac{T}{2}} X(\tau)(T - 2\tau) d\tau - \int_0^{\frac{T}{2}} X(T - \tau)(T - 2\tau) d\tau \right)$$


 FIGURE 3.2 – Fonction de pondération pour $T = 1$

Nous procédons alors au changement de variable $\tau' = T - \tau$, nous obtenons :

$$a_1 = \frac{6}{T^3} \left(\int_0^{\frac{T}{2}} X(\tau)(T - 2\tau) d\tau - \int_{\frac{T}{2}}^T X(\tau')(T - 2\tau') d\tau' \right) \quad (3.7)$$

Ce qui mène à la même formulation que l'équation 3.3. Nous venons de montrer que le dérivateur algébrique du premier ordre est en fait une estimation pondérée de la dérivée du signal au temps $t_0 - \frac{T}{2}$.

3.1.3 Interprétation géométrique pour le filtre du premier ordre

Nous cherchons à présent à estimer la valeur du signal X à l'instant t_0 . Pour ceci, nous calculons dans un premier temps la moyenne $\langle X \rangle$ du signal sur la fenêtre. Cette moyenne est une estimation du signal à l'instant $t = t_0 - \frac{T}{2}$.

$$\langle X \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T X(\tau) d\tau \quad (3.8)$$

Nous compensons le retard de $\frac{T}{2}$ grâce à l'estimation de la dérivée a_1 calculée précédemment, en utilisant la formule de Taylor tronquée au premier ordre.

$$a_0 = \langle X \rangle + \frac{T}{2} a_1 \quad (3.9)$$

Nous obtenons :

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T X(\tau) d\tau + \frac{3}{T^2} \int_0^T X(\tau)(T - 2\tau) d\tau \quad (3.10)$$

Nous retrouvons également l'expression du filtre algébrique du premier ordre donné en 3.2.

3.1.4 Conclusion sur l'interprétation géométrique

Dans un premier temps, nous avons montré que le dérivateur algébrique du premier ordre génère un retard constant de $\frac{T}{2}$.

Puis nous avons démontré que le filtre algébrique du premier ordre fournit l'estimation du signal à l'instant $t_0 - \frac{T}{2}$ par une simple moyenne glissante, avec une compensation

du retard basé sur l'estimation de la dérivée première, également à l'instant $t_0 - \frac{T}{2}$. Si la dérivée première a évolué pendant l'intervalle $[t_0 - \frac{T}{2}, t_0]$, la compensation du retard sera faussée. Par conséquent, le filtre aura tendance à perdre en précision et à générer une distorsion du signal quand la dérivée seconde est importante.

Afin de réduire cette distorsion, une solution consiste à introduire un retard paramétrable dans l'estimation. La compensation du retard devient alors $(\frac{T}{2} - \delta)a_1$. Cela réduirait l'effet de la compensation du retard. La difficulté consisterait alors à trouver un compromis optimal entre retard et précision. Cette approche a été étudiée dans [LIU et collab., 2011a; MBOUP et collab., 2009]. L'avantage principal pour des applications en temps réel est d'avoir un retard connu et constant. Cependant, le réglage de ce paramètre nécessite des connaissances *a priori* précises des caractéristiques du signal.

3.1.5 Mise en œuvre numérique des estimateurs algébriques

Les équations 3.2 et 3.3 peuvent être écrites sous la forme $\hat{X} = \int_0^T \alpha(\tau)X(\tau)d\tau$. La mise en œuvre des estimateurs revient donc à une intégration. Cela peut être réalisé par des méthodes classiques d'intégration numérique, comme par exemple la méthode des trapèzes.

Nous obtenons l'expression typique d'un filtre FIR : $\hat{X} = \sum_{i=0}^N \alpha_{N-i}X_i$, où X_i sont les échantillons mesurés, \hat{X} est l'estimée du signal X (ou de sa dérivée), $N + 1$ le nombre d'échantillons dans la fenêtre d'intégration, et α_i les coefficients du filtre.

Quand la période d'échantillonnage est constante, ces coefficients restent identiques pour une taille de fenêtre donnée, et peuvent donc être calculés *a priori*, ce qui réduit drastiquement le temps de calcul. Dans ce cas, la mise en œuvre consiste simplement à mettre en tampon les $N + 1$ derniers échantillons, et à les multiplier par les coefficients α_i .

3.2 Les estimateurs algébriques pour des applications de filtrage

Dans un premier temps, nous nous intéressons à l'utilisation des estimateurs algébriques pour l'estimation d'un signal bruité, c'est-à-dire du filtrage. Nous parlons alors de filtres algébriques. Dans cette section, nous allons étudier et comparer les filtres algébriques du premier au troisième ordre, dans le domaine temporel puis fréquentiel. Les formulations des filtres algébriques sont donnés en annexe A.

3.2.1 Étude temporelle des filtres algébriques

Nous nous intéressons maintenant aux réponses temporelles de ces filtres. La figure 3.3 montre la réponse des filtres algébriques d'ordre 0 à 3 à une sollicitation sinusoïdale (50 Hz) couplée à du bruit normal ($\sigma = 0, 1$). Nous avons fixé la fréquence d'échantillonnage à 10 KHz, et la fenêtre d'intégration à 2ms (*i.e.* 20 échantillons).

Le filtre d'ordre 0 présente un retard de 1ms (la moitié de la longueur de la fenêtre), ce qui est normal pour un filtre FIR à coefficients symétriques. Pour les ordres supérieurs, la réponse semble sans retard.

Pour comparer l'atténuation du bruit, on s'intéresse au rapport signal sur bruit –ou *Signal-to-Noise Ratio*– (SNR), défini par le rapport entre la puissance moyenne (P_{signal})

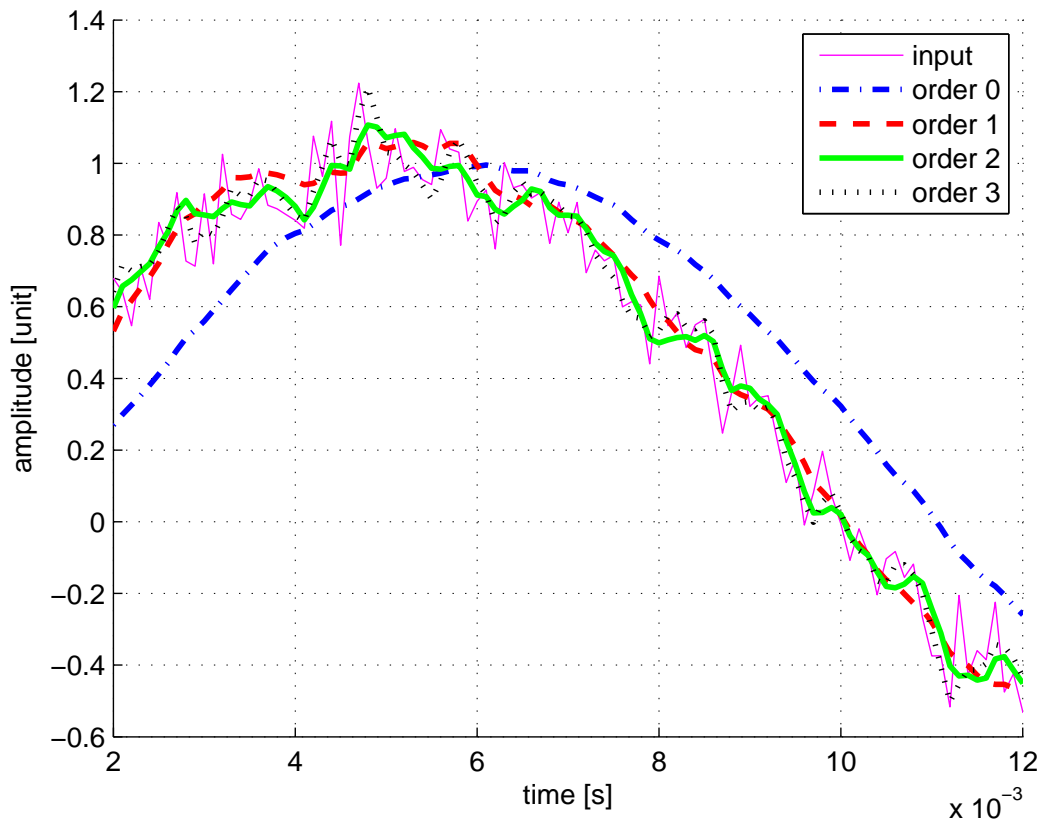


FIGURE 3.3 – Réponse des filtres algébriques à une excitation sinusoïdale bruitée

du signal et la puissance moyenne (ou variance) du bruit (P_{bruit}). Pour un filtre FIR, la réponse à un bruit normal est un bruit normal, dont la variance est donné par :

$$P_{bruit} = \sigma^2 \sum_{i=0}^N \alpha_i^2 \quad (3.11)$$

où α_i sont les $N + 1$ coefficients du filtre et σ est l'écart-type du bruit [MBOUP et collab., 2009]. Pour une entrée sinusoïdale bruitée d'amplitude A , le SNR est donc égal à :

$$\text{SNR} = \frac{P_{signal}}{P_{bruit}} = \frac{A^2}{2\sigma^2 \sum_{i=0}^N \alpha_i^2} \quad (3.12)$$

Le tableau 3.1 compare le SNR des réponses à une entrée sinusoïdale bruitée, avec $A = 1$ et $\sigma = 0.1$, pour les filtres algébriques d'ordre 0 à 3.

Le SNR du signal d'entrée est égal à 50 ($= \frac{A^2}{2\sigma^2}$).

TABLEAU 3.1 – SNR des sorties des filtres algébriques

Ordre du filtre	0	1	2	3
SNR de la sortie	1025	266	124	74

Pour l'ordre 0, le bruit est quasiment filtré intégralement (comparé au signal d'entrée, le SNR est multiplié par 20). Pour le premier ordre, le bruit est bien réduit (SNR multiplié par 5), alors que l'amplitude du bruit résultant augmente pour les ordres 2 et 3.

3.2.2 Étude fréquentielle des filtres algébriques

La figure 3.4 présente la réponse fréquentielle des estimateurs d'ordres 0 à 3 avec une fenêtre de longueur $T = 2$ ms.

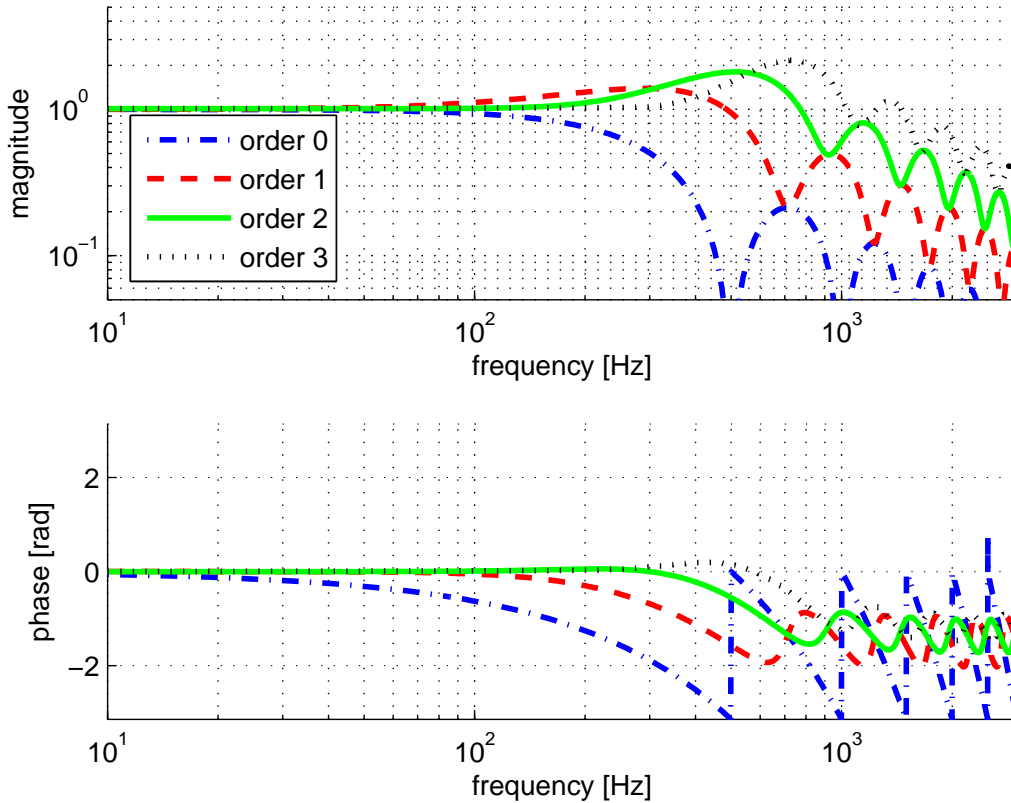


FIGURE 3.4 – Réponse fréquentielle des filtres algébriques

Les propriétés observées dans l'étude temporelle sont retrouvées : ces filtres sont des filtres passe-bas, la fréquence de coupure f_c augmente avec l'ordre du filtre. On remarque que f_c peut être estimée en fonction de l'ordre du filtre n et la longueur de la fenêtre T :

$$f_c \approx \frac{n+1}{2T} \quad (3.13)$$

Le filtre d'ordre 0 (en bleu) se comporte comme une moyenne glissante classique.

Pour les ordres supérieurs à 0, le déphasage est proche de 0 pour les basses fréquences. Cela confirme que le filtre n'induit pas de retard sur les composantes basses fréquences du signal, ce que nous avons observé dans l'étude temporelle. Le gain en amplitude atteint un maximum à une fréquence légèrement inférieure à f_c . Le maximum du gain augmente avec l'ordre du filtre (premier ordre : 1,3, second ordre : 1,9, troisième ordre : 2,1).

3.2.3 Conclusions sur les filtres algébriques

Les filtres algébriques sont des outils très simples et efficaces pour le filtrage passe-bas des données bruitées. Leur mise en œuvre consiste à régler le seul paramètre, la taille de la fenêtre, afin de définir la fréquence de coupure du filtre.

Alors que le filtre d'ordre 0 est une simple moyenne glissante, les filtres d'ordre supérieur sont sans retard. D'un autre côté, ces filtres présente un dépassement de gain sur

une bande fréquentielle située au-dessous de la fréquence de coupure ce qui engendre une distorsion du signal, et l'amplitude de ce dépassement augmente avec l'ordre du filtre.

Ainsi, augmenter l'ordre du filtre revient donc à augmenter la fréquence de coupure, mais aussi la distorsion du signal, ainsi que le temps de calcul. Cela limite l'intérêt des filtres d'ordre 2 ou plus pour des applications classiques de filtrage.

3.3 Les estimateurs algébriques pour des applications de dérivation

Nous avons vu précédemment que les estimateurs algébriques peuvent également être utilisés pour estimer les dérivées premières d'un signal bruité (on parle alors de dérivateur algébrique). Dans cette partie, nous étudions et comparons les dérivateurs algébriques d'ordre 1 à 3 (remarque : par définition, il n'existe pas de dérivateur pour l'ordre 0). Les formulations des dérivateurs algébriques sont donnés en annexe A. Comme pour l'étude des filtres, la fréquence d'échantillonnage est de 10 KHz et la fenêtre de 2 ms.

3.3.1 Étude temporelle des dérivateurs algébriques

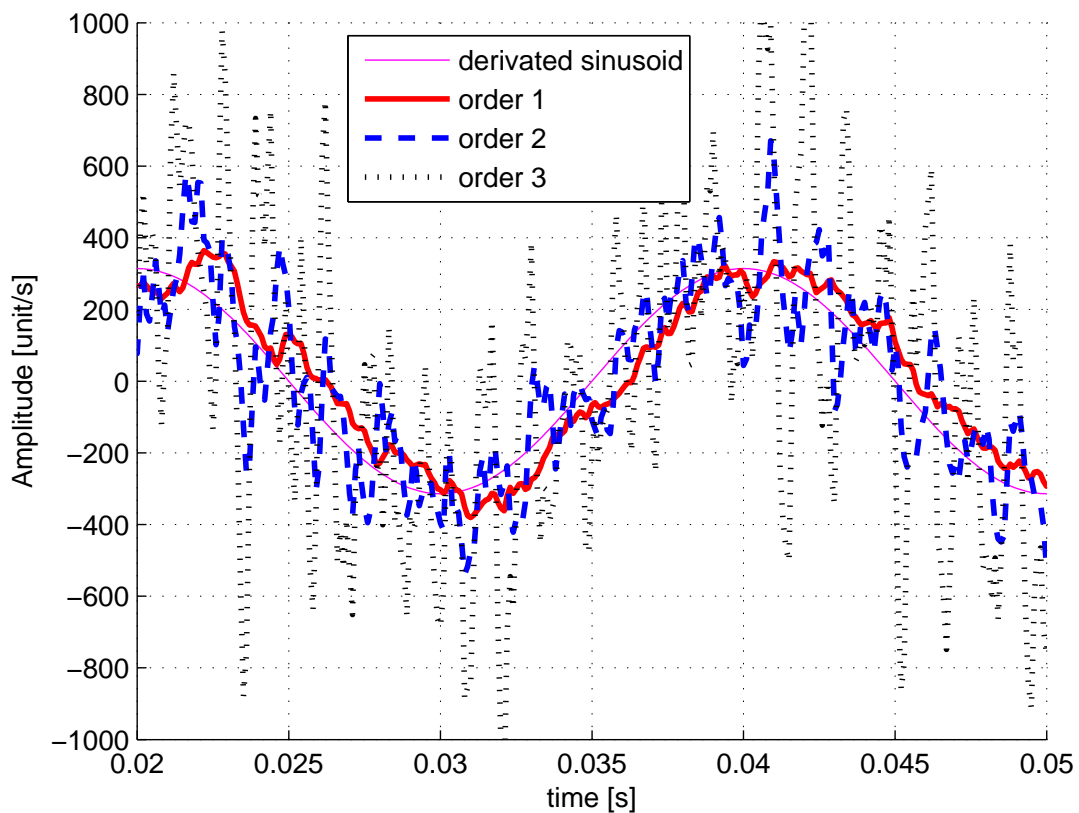


FIGURE 3.5 – Réponse des dérivateurs algébriques à une excitation sinusoïdale bruitée

Comme précédemment, nous utilisons une entrée sinusoïdale bruitée (50 Hz, $\sigma = 0.1$). La réponse des dérivateurs est montrée en fig. 3.5. Nous avons également affiché la dé-

riée du signal sinusoïdal non-bruité (en magenta), qui serait la sortie d'un dérivateur parfait.

Alors que le premier ordre (en rouge) donne une estimation précise de la dérivée, mais avec un retard constant de 1 ms, les dérivateurs d'ordre 2 (en bleu) reste bruitée. Le bruit est encore plus prononcé pour l'ordre 3 (en noir).

Le SNR de la sortie des dérivateurs peut être calculé par l'équation 3.12, en prenant en compte une amplitude $A = 2\pi f_{sinus}$, où f_{sinus} est la fréquence de la sinusoïde d'entrée. Les résultats sont donnés dans le tableau 3.2. Ils confirment une détérioration de l'atténuation du bruit pour les ordres supérieurs à 1.

TABLEAU 3.2 – SNR de la sortie des dérivateurs algébriques

Ordre du dérivateur	0	1	2	3
SNR de la dérivée	n.a.	35	2.3	0.4

Augmenter la taille de la fenêtre permettrait d'améliorer l'atténuation du bruit (en réduisant la fréquence de coupure), mais cela affecterait la précision de la dérivation (la sinusoïde 50 Hz serait partiellement filtrée). Il serait ainsi compliqué de trouver un dérivateur algébrique d'ordre 2 ou 3 pour cette application.

3.3.2 Étude fréquentielle des dérivateurs algébriques

Les dérivateurs algébriques réalisent à la fois une dérivation et le filtrage du bruit. Afin de comparer les différents dérivateurs, nous définissons la réponse fréquentielle du dérivateur en comparant les composantes fréquentielles de la sortie à celles d'un dérivateur parfait.

Pour calculer cette réponse fréquentielle, nous prenons en entrée un signal en échelon (fonction d'Heaviside), dont la dérivée est une impulsion de Dirac. La transformation de Fourier rapide –ou *Fast Fourier Transform*– (FFT) de la sortie est divisée par la FFT de l'impulsion de Dirac (considérée comme la dérivée parfaite). Un dérivateur parfait a un gain égal à 1 et un déphasage nul sur l'ensemble du spectre de fréquence. Le résultat est affiché dans le diagramme de Bode (fig. 3.6). La longueur de la fenêtre est toujours fixée à $T = 2$ ms.

Nous confirmons que le dérivateur du premier ordre à un retard constant (le déphasage est proportionnel à la fréquence) Les dérivateurs d'ordre 2 et 3 sont théoriquement sans retard (pas de déphasage à basse fréquence). Cependant, l'atténuation du bruit n'est pas suffisante pour compenser l'amplification due à la dérivation.

Dans la suite de ce chapitre, nous nous concentrerons donc sur les estimateurs du premiers ordres (filtre et dérivateurs) afin d'étudier leurs caractéristiques et de comparer leurs performances à d'autres méthodes usuelles d'estimation.

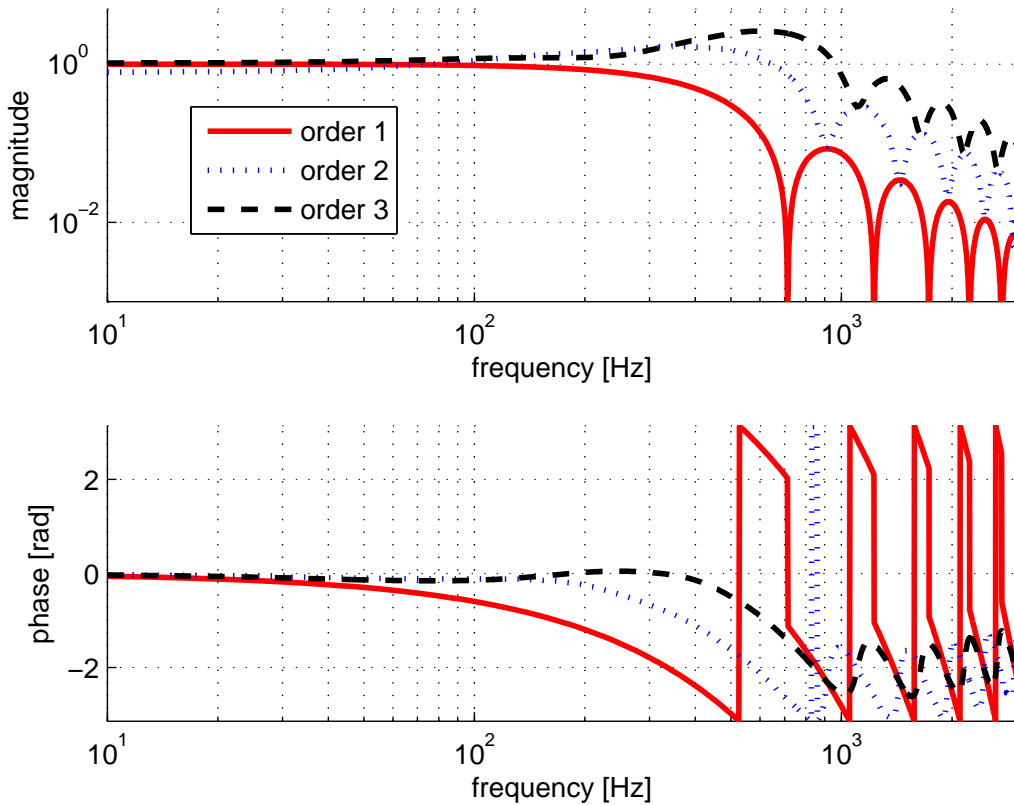


FIGURE 3.6 – Réponse fréquentielle des dérivateurs algébriques

3.4 Comparaison avec d'autres méthodes classiques d'estimation

Dans cette section, les estimateurs algébriques du premier ordre sont comparés à d'autres filtres classiques FIR ou récurrents. Nous avons sélectionné la moyenne glissante, le filtre Gaussien, et le filtre de Kalman. La mise en œuvre du filtre de Kalman pour cette comparaison est donnée dans la partie suivante.

3.4.1 Mise en œuvre du filtre de Kalman

Le filtre de Kalman est une méthode classique dans le domaine de l'estimation de signaux numériques (voir [KALMAN et BUCY, 1961] pour plus d'informations). Il est utilisé à la fois pour le filtrage et la dérivation. Dans notre cas, le vecteur d'état X , composé de l'estimée du signal \hat{x} et de sa dérivée $\hat{\dot{x}}$, est estimé à partir du modèle d'évolution suivant :

$$\begin{cases} \hat{x}_{i+1} = \hat{x}_i + \Delta t \hat{\dot{x}}_i \\ \hat{\dot{x}}_{i+1} = \hat{\dot{x}}_i \end{cases} \quad (3.14)$$

Les paramètres du filtre de Kalman sont réglés en assignant les valeurs des matrices de bruit de mesure R et de bruit de modèle Q

R est la valeur estimée de la variance du bruit du signal d'entrée.

Pour régler les paramètres de Q , la variance de l'erreur du modèle est estimée via le premier terme tronqué de la série de Taylor dans 3.14. L'erreur pour \hat{x}_{i+1} est de l'ordre de

$\Delta t \hat{\hat{x}}$, et l'erreur pour \hat{x}_{i+1} est de l'ordre de $\frac{\Delta t^2}{2} \hat{\hat{x}}$ (qui sera négligée quand Δt est petit). Nous obtenons :

$$Q = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \text{Var}(\hat{\hat{x}})\Delta t \end{pmatrix} \quad (3.15)$$

Pour estimer la variance de $\hat{\hat{x}}$, il faut s'intéresser aux propriétés du signal d'entrée. Nous proposons la méthode suivante :

(1) En fonction du signal d'entrée, on définit une fréquence limite f_{max} au-dessous de laquelle le signal ne doit pas être filtré (*i.e.* on souhaite que la fréquence de coupure du filtre se situe au-dessus de f_{max}).

(2) Ensuite, en considérant un signal d'entrée sinusoïdal $y(t)$ de fréquence f_{max} , on règle Q en évaluant l'erreur de modèle sur ce signal c'est-à-dire $\ddot{y}(t)$. Ainsi, nous nous assurons qu'un signal de fréquence f_{max} ne sera pas filtré. Comme $\ddot{y}(t) = -(2\pi f_{max})^2 y(t)$, et $\text{Var}(\sin(t)) = \frac{1}{2}$, la variance de \ddot{y} peut être facilement calculée.

$$\text{Nous obtenons : } Q = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{(2\pi f_{max})^2 \Delta t}{2} \end{pmatrix}$$

Remarque : la fréquence de coupure du filtre dépend à la fois de Q et de R. Cependant, quand le bruit de mesure est relativement petit, la fréquence de coupure est légèrement supérieure à f_{max} .

Comme les matrices Q et R ne varient pas dans le temps, la matrice de gain de Kalman K_i et la matrice de variance de l'erreur P_i convergent vers des valeurs constantes. Le gain constant, noté K, peut être calculé *a priori*, réduisant ainsi considérablement les temps de calcul en cas d'application en temps réel. Ainsi, l'algorithme récursif de Kalman est simplifié :

(1) phase de prédiction :

$$\begin{cases} \hat{\hat{x}}_i^- &= \hat{\hat{x}}_{i-1} + \Delta t \hat{\hat{x}}_{i-1} \\ \hat{\hat{x}}_i^- &= \hat{\hat{x}}_{i-1} \end{cases} \quad (3.16)$$

(2) phase de correction :

$$\begin{cases} \hat{\hat{x}}_i &= \hat{\hat{x}}_i^- + k_1(x_i - \hat{\hat{x}}_i^-) \\ \hat{\hat{x}}_i &= \hat{\hat{x}}_i^- + k_2(x_i - \hat{\hat{x}}_i^-) \end{cases} \quad (3.17)$$

où k_1 et k_2 sont les termes de K, qui peuvent être calculés *a priori* par une méthode récursive.

3.4.2 Comparaison des temps de calcul

Pour des applications embarquées en temps réel, le temps de calcul est une propriété très importante pour l'ensemble des algorithmes. Dans cette partie, on évalue le nombre d'opérations élémentaires nécessaire à la mise en œuvre des filtres.

La moyenne glissante, avec une fenêtre de N échantillons, est donnée par :

$$\hat{\hat{x}}_i = \hat{\hat{x}}_{i-1} + \frac{1}{N}(x_i - x_{i-N+1}) \quad (3.18)$$

où $\hat{\hat{x}}_i$ est l'estimée du signal x .

Pour des filtres FIR, comme les filtres algébriques ou le filtre Gaussien, l'estimée est :

$$\hat{\hat{x}} = \sum_{i=0}^N \alpha_{N-i} x_i \quad (3.19)$$

où les α_i sont les coefficients de pondération du filtre.

Les équations 3.16, 3.17, 3.18 et 3.19 nous donnent le tableau 3.3, qui compare le nombre d'opérations élémentaires nécessaires à chaque itération pour chacun de ces filtres.

TABLEAU 3.3 – Comparaison des coûts en calcul

	Moyenne glissante	filtre algébrique	Kalman à gain fixe
addition	2	$N - 1$	4
multiplication	1	N	3

Le coût en calcul pour le filtre de Kalman est très bas (7 opérations pour obtenir à la fois le filtrage et la dérivée du signal). Pour les filtres algébriques, comme pour tous les filtres FIR, le coût en calcul augmente proportionnellement à la taille de la fenêtre.

3.4.3 Comparaison dans le domaine fréquentiel

La figure 3.7 présente le diagramme de Bode pour les différents filtres comparés. Les paramètres des filtres ont été réglés pour avoir une fréquence de coupure proche de 500 Hz pour l'ensemble des filtres

Pour le filtre de Kalman, le paramètre f_{max} est réglé à 400 Hz, et le bruit de mesure est fixé à 0,01 (c'est à dire un écart-type $\sigma_{bruit} = 0,1$). La fenêtre pour les estimateurs algébriques (filtre et dérivateur) est de 2,5 ms, pour le filtre Gaussien : 1,4 ms et pour la moyenne glissante : 1 ms.

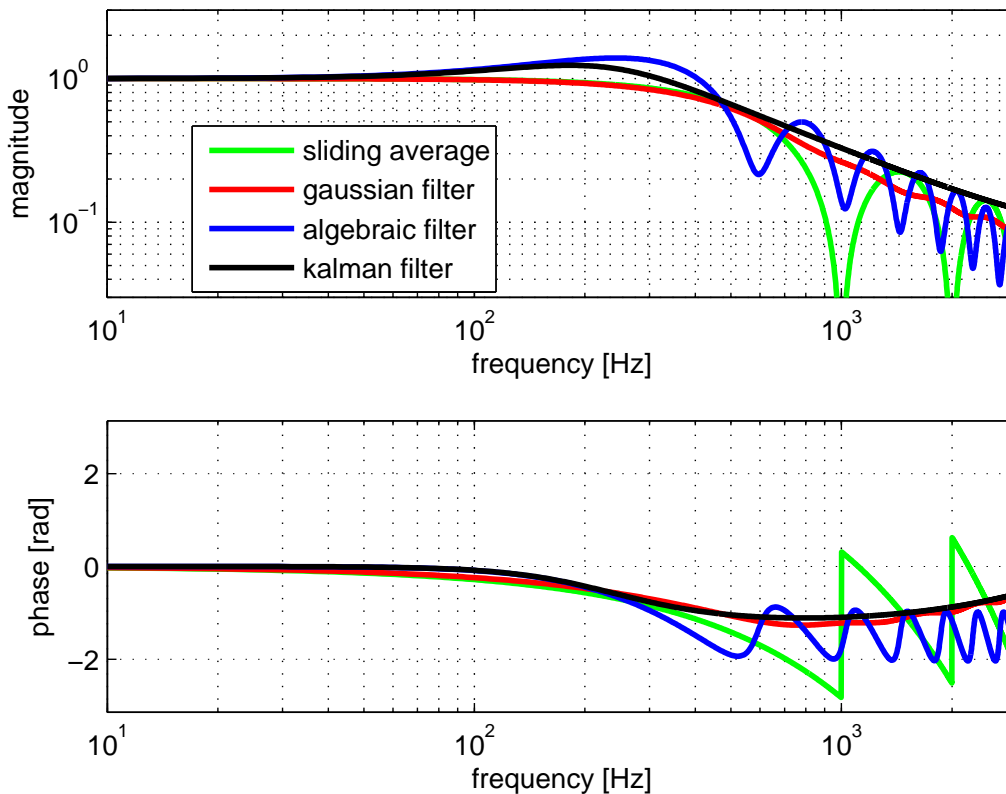


FIGURE 3.7 – Réponse fréquentielle des différents filtres

Comme le filtre algébrique, le filtre de Kalman présente un dépassement (autour de 200 Hz), mais ce dépassement est légèrement moins prononcé. Le déphasage à basse fréquence est nul pour ces deux filtres, ce qui indique une réponse sans retard. Ce qui n'est pas le cas pour la moyenne glissante et le filtre Gaussien.

En ce qui concerne la dérivation (Fig. 3.8), Kalman et le dérivateur algébrique présente une réponse semblable.

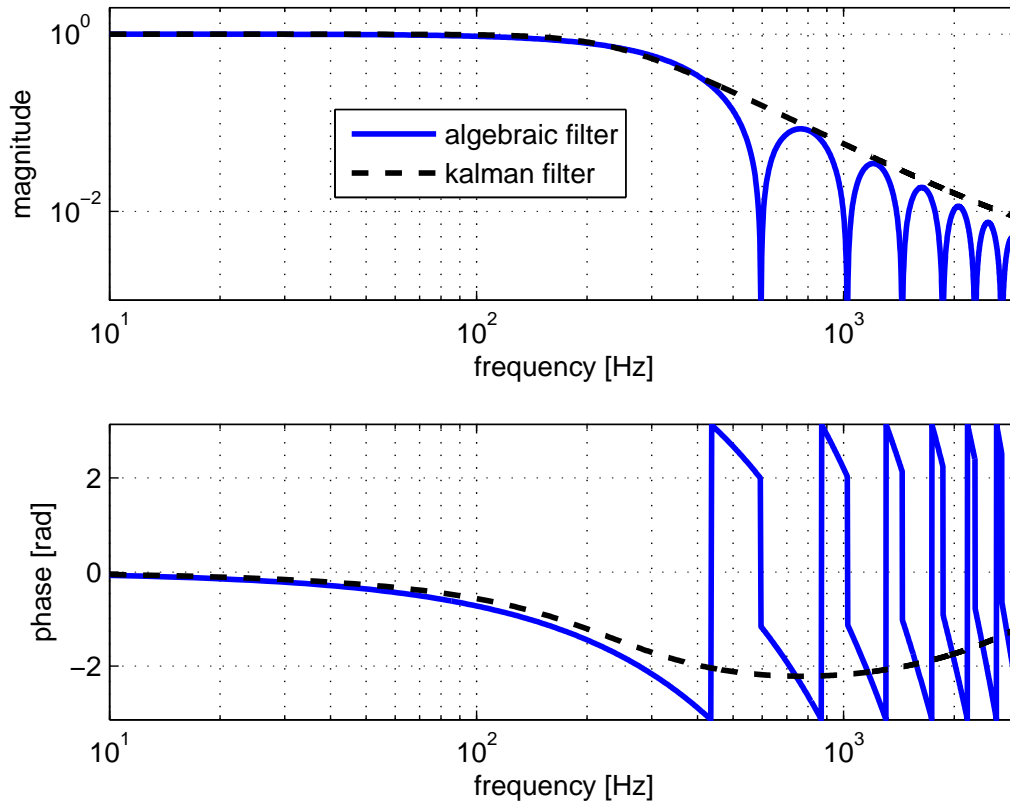


FIGURE 3.8 – Réponse fréquentielle des dérivateurs algébriques et Kalman

3.4.4 Comparaison dans le domaine temporel

La figure 3.9 montre les réponses des filtres (partie haute) et de dérivateurs (partie basse) à une sollicitation sinusoïdale bruitée (comme précédemment, fréquence = 50 Hz, $\sigma_{bruit} = 0,1$). La moyenne glissante et le filtre Gaussien montre des réponses très semblables. Le bruit est bien atténué, mais avec un retard d'environ 1 ms. Le filtre algébrique et le filtre de Kalman sont également très proches. On n'observe pas de retard, mais une légère amplification de l'amplitude de la sinusoïde (environ +6% pour les deux filtres).

Pour l'estimation de la dérivée (la dérivée de la sinusoïde non bruitée est affichée en magenta), Kalman et le dérivateur algébrique sont à nouveau très proches. Le retard est approximativement de 12 ms.

On peut réaliser une étude quantitative de l'atténuation du bruit en utilisant le SNR de la sortie des filtres. Pour les filtres FIR (fenêtre glissante, Gaussien et algébrique), le calcul du SNR est le même qu'en section 3.2. Pour le filtre de Kalman, la variance du bruit résultant est donné par les termes diagonaux de la matrice P (matrice de variance de l'erreur d'estimation).

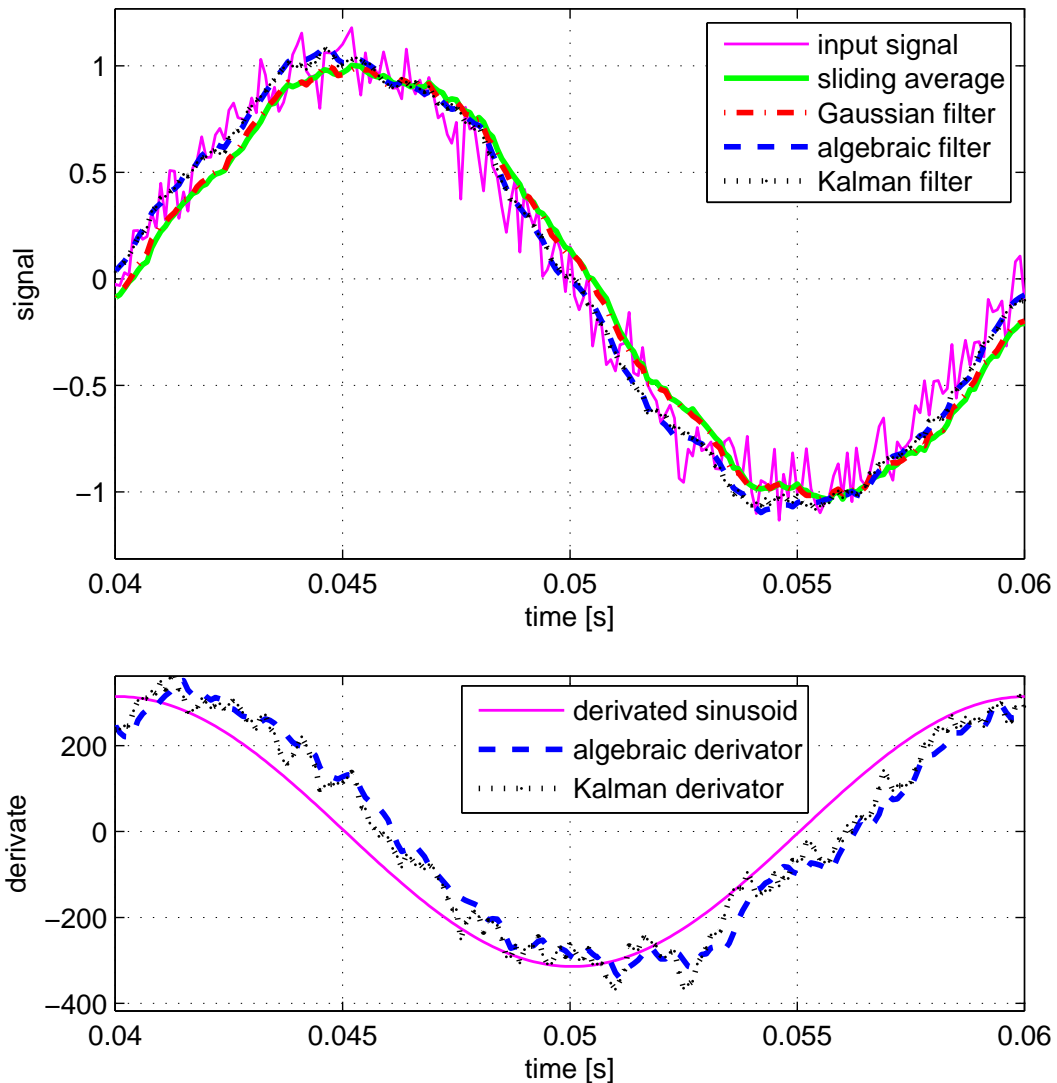


FIGURE 3.9 – Réponses temporelles à une sollicitation sinusoïdale bruitée

Les résultats sont comparés dans le tableau 3.4. Remarque : le SNR du signal d'entrée est de 50.

TABLEAU 3.4 – SNR des sorties des différents estimateurs

Estimateur	Moving avg	Gaussian	Algebraic	Kalman
SNR du signal filtré	500	484	315	262
SNR de la dérivée	n.a.	n.a.	60	11

Pour l'ensemble des filtres, le SNR montre une excellente atténuation du bruit, elle-même supérieure pour la moyenne glissante et le filtre Gaussien, mais ces filtres induisent un retard. Pour les dérivateurs, l'atténuation du bruit est légèrement meilleure pour le filtre algébrique que pour Kalman. Ce résultat doit être interprété avec précaution, car les méthodes de calcul du SNR ne sont pas les mêmes pour les deux estimateurs.

3.4.5 Mise en œuvre sur signal réel

La vitesse de rotation des roues est un des signaux les plus importants dans le domaine du contrôle des véhicules. Ce signal et sa dérivée sont utilisés dans de nombreux systèmes avancés d'assistance à la conduite –ou *Advanced Driving Assistance System*– (ADAS), comme l'Electronic Stability Program (ESP) et l'Anti-lock Braking System –ou en allemand *Antiblockiersystem*– (ABS).

La vitesse des roues est mesurée par un capteur inductif fixe couplé à une roue dentée tournante (ou parfois un aimant multi-pôles en anneau). À la sortie des capteurs, ces signaux sont bruités ; le filtrage et la dérivation de ces signaux sont donc généralement nécessaires en amont des algorithmes de contrôle.

Dans cette partie, nous utilisons donc des signaux de vitesse de roue pour comparer les différentes méthodes d'estimations étudiées précédemment. Nous choisissons de nous concentrer sur les estimateurs algébriques et le filtre de Kalman. Les signaux ont été enregistrés sur un véhicule d'essai du LIVIC (Peugeot 307 SW), avec une fréquence d'échantillonnage de 50 Hz.

Pour la mise en œuvre du filtre algébrique, il faut commencer à choisir la taille de la fenêtre d'intégration. La figure 3.10 présente la réponse du filtre pour différentes longueurs de fenêtres. Une taille de fenêtre de 300 ms semble être un bon compromis entre le niveau de bruit résultant et le retard.

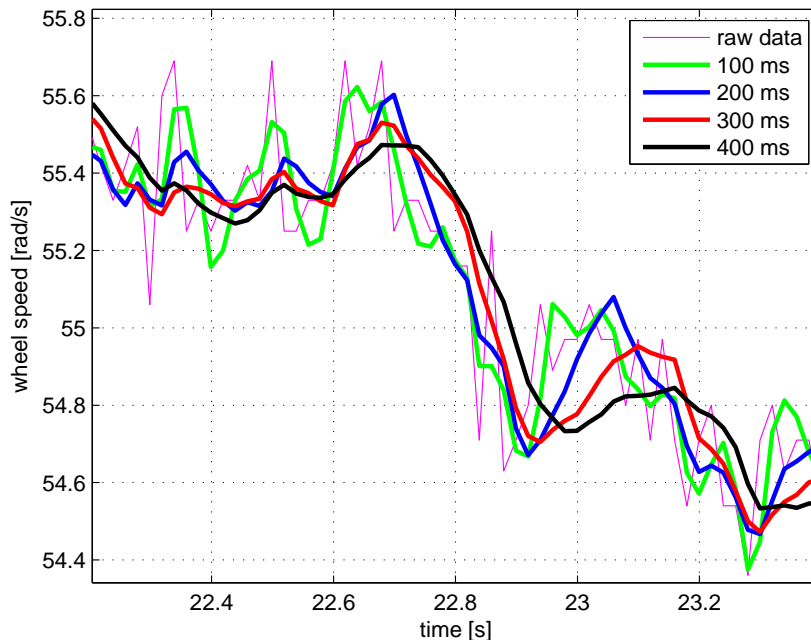


FIGURE 3.10 – Influence de la longueur de la fenêtre sur le filtre algébrique du premier ordre

Pour le filtre de Kalman à gain fixe, il faut dans un premier temps estimer la variance du bruit (nous considérons ici $\sigma_{bruit} \approx 0,2 rad/s$). Le gain est ensuite sélectionné en faisant varier la fréquence f_{max} (voir fig. 3.11). Le meilleur compromis semble autour de $f_{max} = 0,3$ Hz.

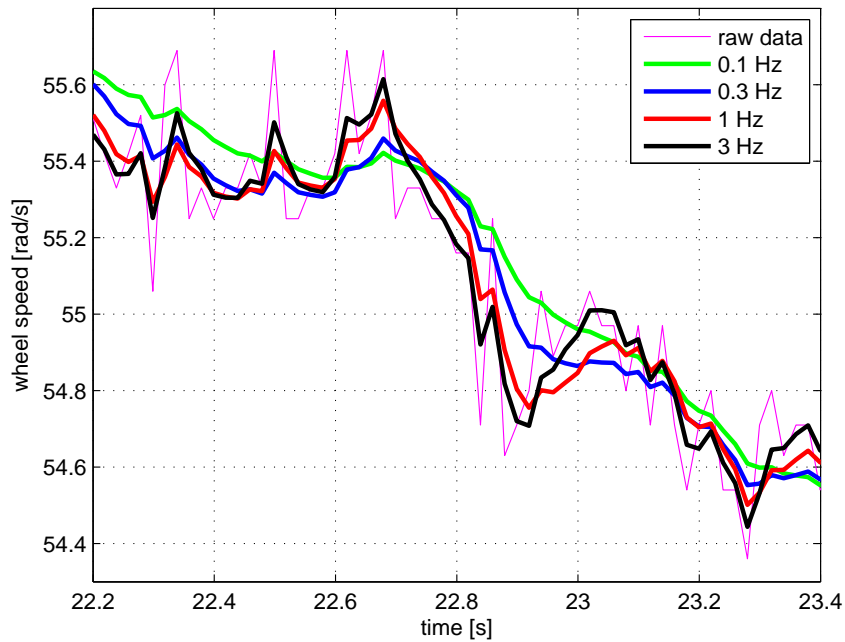


FIGURE 3.11 – Influence du paramètre f_{max} sur le filtre de Kalman

Maintenant que les paramètres des filtres sont réglés, nous pouvons comparer les deux estimateurs sur le signal de vitesse des roues (Fig. 3.12).

En ce qui concerne le filtrage, les deux méthodes donnent des résultats comparables, mais le filtre algébrique semble plus réactif pour l'estimation de la dérivée.

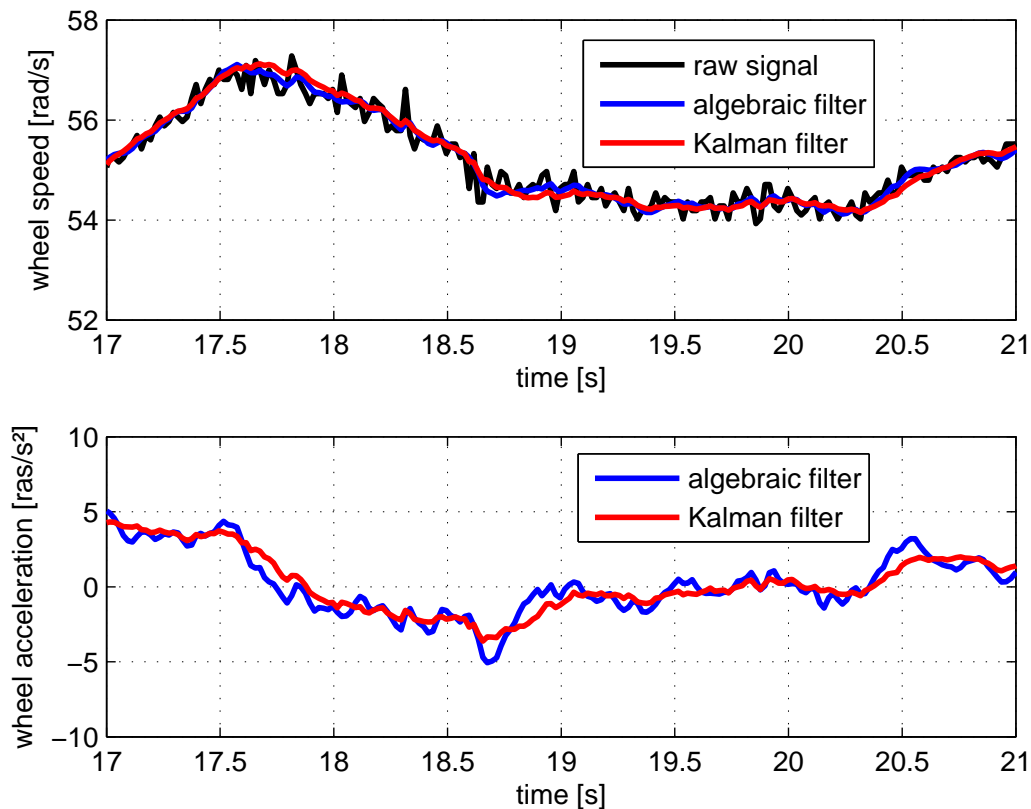


FIGURE 3.12 – Filtrage et dérivation d'un signal de vitesse de roue

3.5 Conclusion

Les filtres algébriques sont des filtres FIR très efficaces, qui peuvent être utilisés pour des applications de filtrage passe-bas et de dérivation de signaux bruités. Pour ces deux applications, l'estimateur du premier ordre offre le meilleur compromis entre le bruit résiduel et la distorsion du signal. La comparaison avec le filtre de Kalman montre des performances très proches. Malgré des temps de calculs légèrement supérieurs au filtre de Kalman, leur principal avantage est la simplicité de mise en œuvre : la fréquence de coupure est définie par un seul paramètre, alors que le filtre de Kalman nécessite des connaissances sur la variance du bruit et la dynamique du signal. De plus, les propriétés du filtre peuvent être adaptées en temps réel en faisant simplement varier la taille de la fenêtre (et ainsi en calculant à nouveau les coefficients de pondération), ce qui serait plus délicat avec le filtre de Kalman.

3.6 Références

COLLADO, F. D. A. G., B. D'ANDRÉA-NOVEL, M. FLIESS et H. MOUNIER. 2009, «Analyse fréquentielle des dérivateurs algébriques», dans *XXIIe Colloque GRETSI*.

JUDALET, V., S. GLASER, C. BOUSSARD, S. MAMMAR et collab.. 2014, «Implementation of first order algebraic estimators for numerical filtering and derivation applications», dans *19th IFAC World Congress*, p. 7p.

- KALMAN, R. E. et R. S. BUCY. 1961, «New results in linear filtering and prediction theory», *Journal of Fluids Engineering*, vol. 83, n° 1, p. 95–108.
- LANCZOS, C. et T. TEICHMANN. 1957, «Applied analysis», *Physics Today*, vol. 10, p. 44.
- LIU, D.-Y., O. GIBARU et W. PERRUQUETTI. 2011a, «Differentiation by integration with jacobi polynomials», *Journal of Computational and Applied Mathematics*, vol. 235, n° 9, p. 3015–3032.
- LIU, D.-Y., O. GIBARU et W. PERRUQUETTI. 2011b, «Error analysis of jacobi derivative estimators for noisy signals», *Numerical Algorithms*, vol. 58, n° 1, p. 53–83.
- MBOUP, M., C. JOIN et M. FLIESS. 2007, «A revised look at numerical differentiation with an application to nonlinear feedback control», dans *The 15th Mediterrean Conference on Control and Automation-MED'2007*.
- MBOUP, M., C. JOIN et M. FLIESS. 2009, «Numerical differentiation with annihilators in noisy environment», *Numerical algorithms*, vol. 50, n° 4, p. 439–467.
- RORABAUGH, C. B. 1997, *Digital filter designer's handbook*, McGraw-Hill, Inc.
- SHMALIY, Y. S. 2008, «Optimal gains of fir estimators for a class of discrete-time state-space models», *Signal Processing Letters, IEEE*, vol. 15, p. 517–520.
- VILLAGRA, J., B. D'ANDRÉA-NOVEL, M. FLIESS et H. MOUNIER. 2008, «Estimation of longitudinal and lateral vehicle velocities : an algebraic approach», dans *2008 American Control Conference*.
- VILLAGRA, J., B. D'ANDRÉA-NOVEL, M. FLIESS et H. MOUNIER. 2011, «A diagnosis-based approach for tire–road forces and maximum friction estimation», *Control engineering practice*, vol. 19, n° 2, p. 174–184.

Observation de la dynamique du véhicule

Sommaire

4.1 L'observateur sans modèle	81
4.1.1 Principe de l'observateur sans modèle	81
4.1.2 Résultats de l'observateur sans modèle	82
4.2 Les observateurs non linéaires probabilistes	83
4.2.1 Le filtre de Kalman étendu	83
4.2.2 Le filtre à différences finies du premier ordre	84
4.2.3 Le filtre de Kalman sans parfum	85
4.3 Le modèle véhicule	86
4.3.1 Le modèle véhicule quatre roues	87
4.3.2 Estimation des forces de contact pneu/chaussée	87
4.3.3 Répartition de la masse du véhicule sur les roues	89
4.3.4 Modélisation des actionneurs	89
4.3.5 Implémentation des filtres probabilistes	90
4.4 Comparaison des filtres probabilistes	91
4.4.1 Précision de l'observation	91
4.4.2 Consistance de l'observation	93
4.4.3 Temps de calcul	94
4.4.4 Résumé de la comparaison des filtres	94
4.5 Références	94

La majorité des systèmes avancés d'assistance à la conduite –ou Advanced Driving Assistance System– (ADAS) utilisent l'information de vitesse du véhicule. De même, les algorithmes de contrôle reposent principalement sur les vitesses longitudinale et latérale.

Cependant, il n'existe pas de capteur bon marché qui soit capable de mesurer directement et précisément la vitesse d'un véhicule. La vitesse affichée au conducteur est calculée à partir de la vitesse de rotation des roues. Mais, quand le glissement des pneus devient important, cette estimation est faussée et nous ne savons donc plus à quelle vitesse roule le véhicule.

Pour cela, il est nécessaire d'intégrer un *capteur virtuel*, appelé observateur, capable de reconstruire l'état du véhicule précisément et dans toutes les situations de conduite.

Un observateur est un système dynamique qui à partir de l'entrée $u(t)$ du système (la commande), de la sortie $y(t)$ mesurée, ainsi que d'une connaissance a priori du système, fournira en sortie un état estimé $\hat{x}(t)$ qui devra tendre vers l'état réel $x(t)$.

Pour l'observation de la dynamique du véhicule, les théories possibles sont multiples. Les observateurs sont généralement fondés sur un modèle d'évolution dynamique du véhicule.

Il existe cependant certains observateurs sans modèles, uniquement fondés sur le traitement des données des capteurs proprioceptifs, et qui présentent l'avantage d'être plus simples à mettre en œuvre que les observateurs basés sur le modèle. Nous pouvons notamment citer [VILLAGRA et collab., 2008].

Dans un premier temps, l'implémentation de l'algorithme de contrôle des freins présenté dans la partie 2.3 nécessite l'estimation de la vitesse longitudinale du véhicule afin de calculer les taux de glissement. Nous avons donc adapté cet observateur pour l'intégrer à l'algorithme de contrôle bas-niveau des freins. Nous commencerons par présenter cet observateur sans modèle au début de ce chapitre.

Nous nous concentrerons ensuite sur les observateurs basés sur le modèle qui servira de base à l'algorithme de détection et de localisation des fautes.

Lorsque le modèle est linéaire, le problème est bien connu. Les observateurs déterministes introduits par Luenberger ([LUENBERGER, 1966]) et les observateurs probabilistes introduit par Kalman dans [KALMAN, 1960], qui présentent l'avantage d'estimer également la précision de l'observation, ont régulièrement été mis en œuvre pour l'estimation de la dynamique d'un véhicule (par exemple [IBARAKI et collab., 2005]).

Pour les systèmes non linéaires, une famille de filtres probabilistes a été adapté à partir du filtre de Kalman, parmi lesquels le filtre de Kalman étendu reste le plus utilisé [IMSLAND et collab., 2006; SEBSADJI et collab., 2008]. Les observateurs à mode glissant ont également été appliqués ces dernières années à l'observation de la dynamique des véhicules [SPURGEON, 2008; STEPHANT et collab., 2007].

Dans notre cas d'application, l'observateur que nous cherchons à développer sera utilisé pour la détection et la localisation de fautes sur les capteurs et les actionneurs du véhicule. Il doit donc rester réaliste même lors d'apparition de ces fautes. Les fautes que nous souhaitons détecter et corriger sont susceptibles de mener le véhicule dans un état dynamique présentant de fortes non linéarités (par exemple en cas de freinage intempestif), du fait de la vitesse latérale et du glissement important au niveau des pneumatiques.

Nous nous sommes donc orientés vers les observateurs non linéaires, et plus particulièrement vers les filtres probabilistes, dont l'estimation de la précision est précieuse pour la mise en œuvre des algorithmes de détection et de localisation des fautes.

Nous présentons donc dans la seconde partie du chapitre différents filtres probabilistes que nous envisageons de mettre en œuvre pour la détection des fautes, ainsi que le modèle non linéaire d'évolution du véhicule sur lequel nous basons l'observation.

4.1 L'observateur sans modèle

Un observateur sans modèle a été présenté dans [VILLAGRA et collab., 2008]. Cet observateur se base simplement sur les données des capteurs proprioceptifs standards (vitesse de rotation des roues, accélérations et vitesse en lacet), sans requérir l'estimation des forces de contact *pneu/chaussée* et ne nécessite que quelques opérations, ce qui est un avantage dans un contexte d'applications embarquées temps-réel.

4.1.1 Principe de l'observateur sans modèle

Pour cet observateur, nous considérons deux états dynamiques pour le véhicule :

- un état à *dynamique faible*, qui se caractérise par des valeurs de taux de glissement et une vitesse latérale faibles. La vitesse longitudinale est alors estimée par la moyenne des vitesses des quatre roues ω_i , alors que la vitesse latérale, qui est fonction de l'angle de braquage des roues, reste généralement faible. Nous faisons le choix de la négliger (voir éq. 4.1).

$$\begin{cases} v_x(t) &= \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 R_i \omega_i(t) \\ v_y(t) &= 0 \end{cases} \quad (4.1)$$

avec R_i le rayon efficace de la roue.

- un état à *dynamique forte*, pendant les manœuvres avec des accélérations longitudinales ou latérales importantes, et pour lequel la dynamique du véhicule est estimée en intégrant les valeurs des capteurs inertiels :

$$\begin{cases} v_x(t + \Delta t) &= v_x(t) + \Delta t (a_x(t) + \dot{\psi}(t) v_y(t)) \\ v_y(t + \Delta t) &= v_y(t) + \Delta t (a_y(t) - \dot{\psi}(t) v_x(t)) \end{cases} \quad (4.2)$$

avec Δt la période d'échantillonnage des données, $\dot{\psi}$ la vitesse en lacet, et a_x et a_y les accélérations longitudinale et latérale.

La commutation du mode 1 au mode 2 est activée au franchissement d'un seuil sur les accélérations, la vitesse en lacet et les dérivées des vitesses de rotation des roues. L'état retourne au mode 1 quand les signaux repassent sous les seuils sur une période suffisamment longue.

Cependant, lors de l'implémentation de cet observateur, nous avons noté que la commutation était en retard par rapport au début de la manœuvre dynamique, ce qui mène parfois à une incohérence de l'estimation. En effet, si les roues commencent à glisser avant la commutation, la vitesse initiale pour la phase 2 est sous-estimée.

Ce problème a été résolu en sauvegardant les dernières données des capteurs inertiels et les vitesses estimées dans une mémoire tampon, sur une période suffisamment longue pour couvrir le retard de commutation. Au moment de la commutation, la vitesse est initialisée avec la valeur de la vitesse au début de la mémoire tampon, et mise à jour en intégrant les données inertielles en mémoire comme dans l'équation 4.2.

4.1.2 Résultats de l'observateur sans modèle

Afin de valider l'observateur, la vitesse estimée est comparée à un observateur classique basé sur le modèle. Nous utilisons pour comparaison le filtre de Kalman étendu –ou *Extended Kalman Filter*– (EKF) présenté dans la partie 4.2.1.

Sur la figure 4.1, les deux estimées (en rouge pour l'observateur sans modèle et en vert pour l'EKF) sont comparées à une mesure de vitesse de référence en rouge (mesuré par capteur Correvit Kistler CS350A) pendant un freinage d'urgence à 50 km/h avec déclenchement de l'ABS.

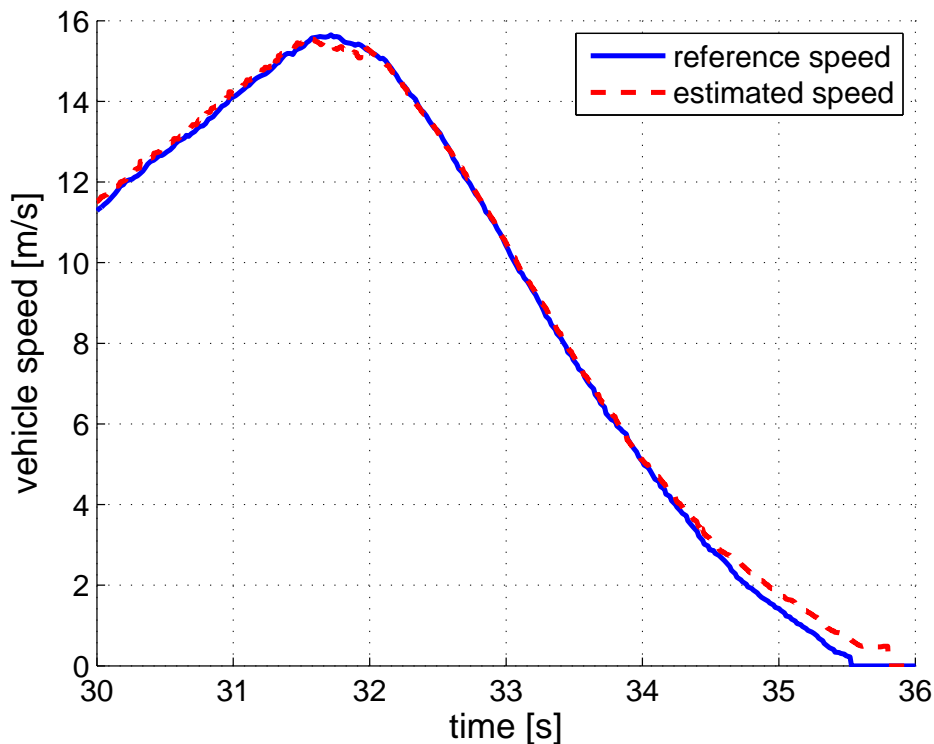


FIGURE 4.1 – Estimation de la vitesse longitudinale en de cas freinage d'urgence

Pour l'observateur sans modèle, la commutation a lieu à $t = 31.9s$. Avant la commutation, la vitesse était sous-estimée du fait du glissement des pneumatiques. Cette erreur est compensée au moment de la commutation grâce aux données de la mémoire tampon.

Durant le freinage, la vitesse est estimée correctement jusqu'à $t = 34s$, après quoi l'estimation diverge légèrement du fait de l'offset du capteur d'accélération longitudinale. En comparaison, l'EKF conserve une estimation correcte jusqu'à la fin de la manœuvre .

L'observateur sans modèle présente l'avantage d'être très simple à mettre en œuvre, sans paramètre (hormis les seuils de commutation entre les modes) et avec une charge de calcul très légère rapportée à celle de l'EKF. L'estimation de la vitesse du véhicule est correcte pendant les premières secondes d'une manœuvre très dynamique, même si les erreurs de mesure des capteurs induisent nécessairement une divergence au bout de quelques secondes.

Il peut donc être utile dans des applications peu critiques pour lesquels l'estimation de la vitesse tolère une certaine imprécision. Nous l'avons intégré au véhicule d'essai pour

l'estimation de la vitesse du véhicule qui servira de base au calcul des taux de glissement pour le système ABS.

Pour des applications plus sensibles comme le contrôle du véhicule ou la détection de fautes, cet observateur ne semble plus adapté et nous nous orientons vers les observateurs basés sur le modèle présentés ci-après.

4.2 Les observateurs non linéaires probabilistes

Le filtre de Kalman est une méthode reconnue d'estimation d'état de systèmes linéaires. Il repose sur un modèle d'évolution linéaire du système, et fournit à la fois l'estimée du vecteur d'état, et une information probabiliste sur l'erreur de l'estimation, de part la matrice de covariance de l'erreur. On parle ainsi de filtre probabiliste. Ce filtre est dit récursif, car l'estimation se fonde sur l'estimée précédente et la mesure actuelle.

Le filtre de Kalman est un processus itératif en deux phases : La première étape (phase prédictive) consiste à faire évoluer la prédiction et sa covariance à partir de la fonction d'évolution. Ensuite, la seconde étape (phase de correction) corrige cette estimation en fonction de la mesure. Le gain de la correction dépend de la relation entre les covariances d'erreurs d'estimation et les erreurs de mesures.

Pour les systèmes non linéaires cependant, il n'est pas possible d'appliquer la fonction d'évolution (non linéaire) à la matrice de covariance de l'erreur. Différentes approches ont donc été proposées pour adapter le filtre de Kalman aux systèmes non linéaires. Nous pouvons citer le filtre de Kalman étendu (EKF) présenté dans [JAZWINSKI, 2007], le filtre de Kalman sans parfum –ou *Unscented Kalman Filter*– (UKF), introduites dans [JULIER et UHLMANN, 1997], et les filtres à différences finies (voir [NØRGAARD et collab., 2000]).

Dans cette partie, nous allons détailler ces différents filtres probabilistes afin de déterminer quel est le mieux adapté à notre cas d'application.

4.2.1 Le filtre de Kalman étendu

Afin de résoudre le problème de non-linéarité de la fonction d'évolution du modèle, l'EKF linéarise cette fonction au voisinage de l'état actuel du système. Cette linéarisation consiste à calculer la matrice des dérivées partielles F de la fonction d'évolution (la matrice jacobienne).

Les deux phases du filtre deviennent donc :

1. Pendant l'étape de *prédiction*, le vecteur d'état prédit $\hat{x}(k+1|k)$ et sa covariance prédite $P(k+1|k)$ sont estimés à partir de l'état précédent \hat{x}_k et P_k , suivant la fonction d'évolution non linéaire f et sa jacobienne F , selon les équations 4.3 et 4.4.

$$\hat{x}_{k+1|k} = f(\hat{x}_k, u_k) \quad (4.3)$$

$$P_{k+1|k} = FP_k F^T + Q \quad (4.4)$$

2. Lors de la phase de *correction*, le vecteur de sortie y_{k+1} (c'est-à-dire les nouvelles données mesurées) permet de mettre à jour l'état prédit. Pour cela, on calcule le résidu v et sa covariance Λ en passant par la matrice de mesure H :

$$v_{k+1} = y_{k+1} - H\hat{x}_{k+1|k} \quad (4.5)$$

$$\Lambda_{k+1} = HP_{k+1|k}H^T + R \quad (4.6)$$

Le gain du filtre K peut ainsi être calculé et utilisant eq. 4.7.

$$K_{k+1} = P_{k+1|k} H^T \Lambda_{k+1}^{-1} \quad (4.7)$$

Finalement, le gain permet de corriger l'état prédit pour mettre à jour l'état du système \hat{x}_{k+1} et sa covariance P_k (eq. 4.8 and 4.9). 4.9.

$$\hat{x}_{k+1} = \hat{x}_{k+1|k} + K_{k+1} v_{k+1} \quad (4.8)$$

$$P_{k+1} = P_{k+1|k} - K \Lambda K_{k+1}^T \quad (4.9)$$

Q et R sont respectivement les matrices de covariance des bruits de modèle et de mesure.

4.2.2 Le filtre à différences finies du premier ordre

Comme l'EKF, le filtre à différences finies linéarise la dynamique du système autour de l'état actuel, mais cette fois, en utilisant la méthode de dérivation basé sur les différences finies. L'avantage de cette méthode est qu'elle ne nécessite pas la calcul, parfois fastidieux, des matrices jacobiniennes.

Les filtres à différences finies sont fondés sur la factorisation de Cholesky, qui consiste, pour une matrice symétrique définie positive A, à déterminer une matrice triangulaire inférieure L telle que : $A = LL^T$. La matrice L est ainsi, en quelque sorte, une "racine carrée" de A.

Cette décomposition est appliquée aux matrices de covariance prédite $P_{k+1|k}$, de la covariance corrigée P_k et aux matrices de bruit de modèle Q et de mesure R, nous obtenons :

$$\begin{aligned} Q &= S_v S_v^T & R &= S_w S_w^T \\ P_{k+1|k} &= S_{x_{k+1|k}} S_{x_{k+1|k}}^T & P_k &= S_{x_k} S_{x_k}^T \end{aligned} \quad (4.10)$$

Cela permet de définir les matrices des différences finies pour le filtre à différences finies du premier ordre –ou *First order Divided Differences Filter*– (DD1) :

$$\begin{aligned} S_{x\hat{x}}(i, j) &= \frac{f_i(\hat{X}_k + \xi S_{x_{k,j}, v_k}) - f_i(\hat{X}_k - \xi S_{x_{k,j}, v_k})}{2\xi} \\ S_{xv}(i, j) &= \frac{f_i(\hat{X}_k, v_k + \xi S_{v,j}) - f_i(\hat{X}_k, v_k - \xi S_{v,j})}{2\xi} \\ S_{y\hat{x}}(i, j) &= \frac{g_i(\hat{X}_k + \xi S_{x_{k+1|k,j}, n_k}) - g_i(\hat{X}_k - \xi S_{x_{k+1|k,j}, n_k})}{2\xi} \\ S_{yv}(i, j) &= \frac{g_i(\hat{X}_k, n_k + \xi S_{v,j}) - g_i(\hat{X}_k, n_k - \xi S_{v,j})}{2\xi} \end{aligned} \quad (4.11)$$

où ξ joue le rôle de paramètre de perturbation.

Nous pouvons alors adapter les deux étapes du filtre de Kalman :

1. Pour la phase de *prédiction*, la matrice de covariance prédite est estimée à l'aide des matrices des différences finies définies précédemment, c'est-à-dire :

$$\hat{x}_{k+1|k} = f(\hat{x}_k, u_k) \quad (4.12)$$

$$P_{k+1|k} = (S_{x\hat{x}})(S_{x\hat{x}})^T + (S_{xv})(S_{xv})^T \quad (4.13)$$

La décomposition de la matrice de covariance prédite par la méthode de Cholesky, donnée par $P_{k+1|k} = S_{x_{k+1|k}} S_{x_{k+1|k}}^T$ peut être calculée en utilisant la transformation de Householder $\mathcal{H}(\cdot)$:

$$S_{x_{k+1|k}} = \mathcal{H} \left(\begin{bmatrix} S_{x\hat{x}} & S_{xv} \end{bmatrix} \right) \quad (4.14)$$

2. Dans la phase de *correction*, le résidu \mathbf{v}_{k+1} et sa covariance prédite Λ_{k+1} peuvent être calculés de la même manière :

$$\mathbf{v}_{k+1} = \mathbf{y}_{k+1} - \mathbf{H}\hat{\mathbf{x}}_{k+1|k} \quad (4.15)$$

$$\Lambda_{k+1} = (\mathbf{S}_{y\hat{x}})(\mathbf{S}_{y\hat{x}})^T + (\mathbf{S}_{yv})(\mathbf{S}_{yv})^T \quad (4.16)$$

Λ est décomposé $\Lambda_{k+1} = \mathbf{S}_y \mathbf{S}_y^T$ par la matrice de Householder :

$$\mathbf{S}_y = \mathcal{H} \left(\begin{bmatrix} \mathbf{S}_{y\hat{x}} & \mathbf{S}_{yv} \end{bmatrix} \right) \quad (4.17)$$

Ainsi, on peut définir la matrice de gain \mathbf{K} qui minimise la trace de \mathbf{P}_{k+1} par :

$$\mathbf{K}_{k+1} = \mathbf{S}_{x_{k+1|k}} \mathbf{S}_{y\hat{x}} \Lambda_{k+1}^{-1} \quad (4.18)$$

Et finalement, le vecteur d'état $\hat{\mathbf{x}}$ et sa matrice de covariance \mathbf{P} sont mis à jour avec :

$$\hat{\mathbf{x}}_{k+1} = \hat{\mathbf{x}}_{k+1|k} + \mathbf{K}_{k+1} \mathbf{v}_{k+1} \quad (4.19)$$

$$\mathbf{P}_{k+1} = \mathbf{P}_{k+1|k} - \mathbf{K}_{k+1} \Lambda_{k+1} \mathbf{K}_{k+1}^T \quad (4.20)$$

La décomposition de la matrice de covariance en $\mathbf{P}_{k+1} = \hat{\mathbf{S}}_{x+1} \hat{\mathbf{S}}_{x+1}^T$ étant donné par :

$$\mathbf{S}_{x_{k+1}} = \mathcal{H} \left(\begin{bmatrix} \mathbf{S}_{x_{k+1|k}} - \mathbf{K}_{k+1} \mathbf{S}_{y\hat{x}} & \mathbf{K}_{k+1} \mathbf{S}_{yv} \end{bmatrix} \right) \quad (4.21)$$

4.2.3 Le filtre de Kalman sans parfum

Contrairement aux filtres décrits précédemment, l'UKF ne nécessite pas de dérivation de la fonction d'évolution. Ce filtre se sert d'une constellation de $2n + 1$ points (appelés *sigma points*) choisis au voisinage de l'estimée actuelle du vecteur d'état. (n étant la dimension du vecteur d'état)

Au lieu de dériver la fonction d'évolution, la covariance prédite est estimée à partir de la distribution des *sigma points* après propagation par la fonction d'évolution.

Dans un premier temps, il s'agit de définir les *sigma points* \mathcal{X}_{k-1} et leurs pondérations respectives

$$\mathcal{X}_k = \left[\hat{\mathbf{x}}_k \quad \hat{\mathbf{x}}_k + \gamma \sqrt{\mathbf{P}_k} \quad \hat{\mathbf{x}}_k - \gamma \sqrt{\mathbf{P}_k} \right] \quad (4.22)$$

où $\sqrt{\mathbf{P}_k}$ est la décomposition de Cholesky de \mathbf{P}_k et γ est un paramètre d'échelle.

Les pondérations $W_i^{(m)}$ et $W_i^{(c)}$ sont définies en fonction de deux paramètres κ and η :

$$\begin{aligned} W_0^{(m)} &= \frac{\kappa}{\eta + \lambda} & W_0^{(c)} &= \frac{\kappa}{\eta + \lambda} + 1 - \alpha^2 + \beta \\ W_i^{(m)} &= W_i^{(c)} = \frac{1}{2(\eta + \lambda)} & \forall i &\in [1, 2n] \end{aligned} \quad (4.23)$$

Nous pouvons à nouveau adapter les deux étapes classiques du filtre de Kalman :

1. Pendant la *prédiction*, on fait évoluer les *sigma points*, (eq. 4.24) et on se sert de la distribution des points propagés $\mathcal{X}_{k+1|k}^*$ pour estimer le vecteur d'état prédit $\hat{\mathbf{x}}_{k+1|k}$ et sa covariance $\mathbf{P}_{k+1|k}$.

$$\mathcal{X}_{k+1|k}^* = f(\mathcal{X}_k, \mathbf{u}_k) \quad (4.24)$$

L'état prédit est la moyenne pondérée des nouveaux *sigma points* :

$$\hat{\mathbf{x}}_{k+1|k} = \sum_{i=0}^{2n} W_i^{(m)} \mathcal{X}_{i,k+1|k}^* \quad (4.25)$$

Et la covariance prédite est calculée en fonction de l'écart entre les *sigma points* et cette moyenne pondérée :

$$\mathbf{P}_{k+1|k} = \sum_{i=0}^{2n} W_i^{(c)} [\mathcal{X}_i^* - \hat{\mathbf{x}}_{k+1|k}] [\mathcal{X}_i^* - \hat{\mathbf{x}}_{k+1|k}]^T + \mathbf{Q} \quad (4.26)$$

2. Dans la phase de *correction*, il faut à nouveau définir des *sigma points* autour de l'état prédit (eq. 4.27 avec lesquels on va calculer l'estimation du vecteur de mesure \hat{y}_{k+1} . Pour cela, on projette ces points dans l'espace de mesure (eq. 4.28) avant de les moyenner (eq. 4.29).

$$\mathcal{X}_{k+1|k} = \left[\hat{x}_{k+1|k} \quad \hat{x}_{k+1|k} \pm \Upsilon \sqrt{P_{k+1|k}} \right] \quad (4.27)$$

$$\mathcal{Y}_{k+1} = H\mathcal{X}_{k+1|k} \quad (4.28)$$

$$\hat{y}_{k+1} = \sum_{i=0}^{2n} W_i^{(m)} \mathcal{Y}_{i,k+1} \quad (4.29)$$

Ce qui permet d'estimer facilement la covariance du résidu Λ :

$$\Lambda_{k+1} = \sum_{i=0}^{2n} W_i^{(c)} [\mathcal{Y}_{i,k+1} - \hat{y}_{k+1}] [\mathcal{Y}_{i,k+1} - \hat{y}_{k+1}]^T + R \quad (4.30)$$

Le gain K du filtre peut alors être calculé :

$$K_{k+1} = P_{\hat{x}_{k+1}} \Lambda_{k+1}^{-1} \quad (4.31)$$

où :

$$P_{\hat{x}_{k+1}} = \sum_{i=0}^{2n} W_i^{(c)} [\mathcal{X}_{i,k+1|k} - \hat{x}_{k+1|k}] [\mathcal{Y}_{i,k+1} - \hat{y}_{k+1}]^T \quad (4.32)$$

Et enfin, nous retrouvons l'estimée du vecteur d'état et sa covariance :

$$\hat{x}_{k+1} = \hat{x}_{k+1|k} + K_{k+1} (y_{k+1} - \hat{y}_{k+1}) \quad (4.33)$$

$$P_{k+1} = P_{k+1|k} - K_{k+1} \Lambda_{k+1}^{-1} K_{k+1}^T \quad (4.34)$$

4.3 Le modèle véhicule

L'observation de la dynamique du véhicule basée sur le modèle a été étudiée à différentes reprises dans la littérature. Généralement, les observateurs reposent sur un modèle linéaire simplifié appelé le modèle *bicyclette* comme dans [ANWAR, 2010; GADDA et col-lab., 2004; YIH et GERDES, 2004]. Dans ce modèle, l'action des deux roues d'un même essieu est considérée égale à l'action d'une seule roue au milieu de l'essieu (on parle de modèle *single track*).

Cependant, les systèmes de freinages contrôlés individuellement, comme ceux considérés pour le Brake By Wire (BBW), mettent en œuvre des forces de freinage dissymétriques, qui ne peuvent pas être traitées par le modèle bicyclette. De plus, en cas de glissement important d'un pneumatique, ce qui peut être le cas en cas de défaillance d'un système de freinage, les forces de contact avec la chaussée présentent de fortes non-linéarités, ce qui n'est pas compatible avec l'utilisation d'un modèle linéaire.

Nous avons donc opté pour un modèle non linéaire qui intègre les effets des quatre roues (c'est-à-dire un modèle *two tracks*). Ce modèle est détaillé ci-après.

4.3.1 Le modèle véhicule quatre roues

D'après les lois fondamentales de la dynamique (eq. 4.35), les accélérations longitudinale a_x , latérale a_y et en rotation $\ddot{\psi}$ au niveau du centre de gravité G peuvent s'exprimer en fonction des forces de contact *pneu/chaussée* F_{x_i} , où $i \in [1, 2, 3, 4]$ indique l'indice de la roue, comme représenté sur la figure 4.2.

I_z est le moment d'inertie du véhicule, F_{ext} représente les forces extérieures qui agissent sur le véhicule (principalement la résistance de frottement aérodynamique et de roulement). On suppose F_{ext} purement longitudinale et constante.

$$\begin{cases} a_x &= \frac{1}{M} (F_{ext} + \sum_{i=1}^4 F_{x_i}) \\ a_y &= \frac{1}{M} \sum_{i=1}^4 F_{y_i} \\ \ddot{\psi} &= \frac{1}{I_z} \sum_{i=1}^4 \|\vec{GP}_i \wedge \vec{F}_i\| \end{cases} \quad (4.35)$$

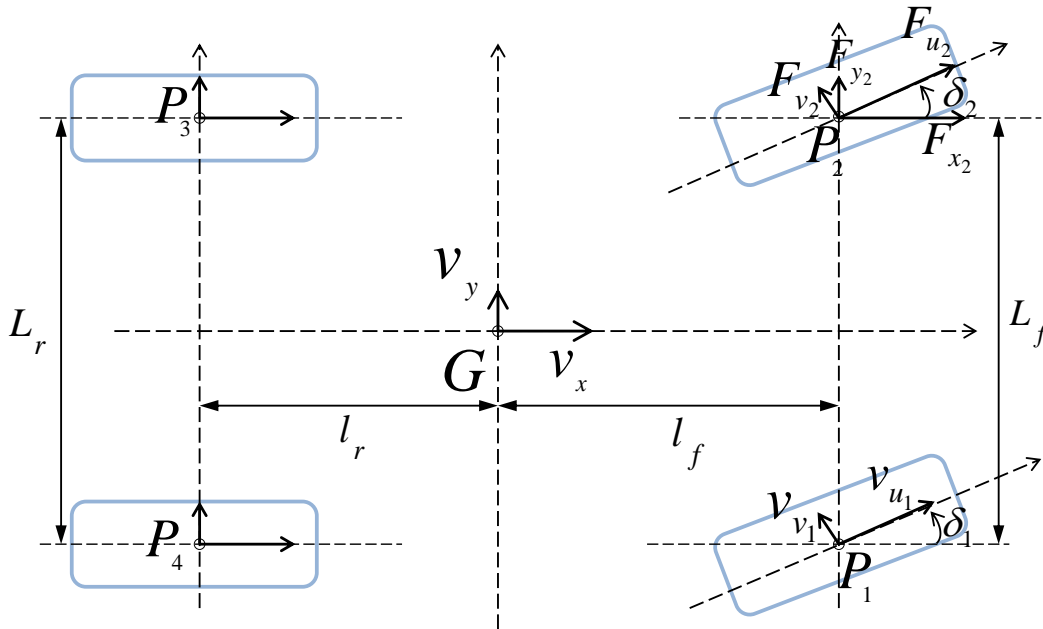


FIGURE 4.2 – The two-tracks model

Les vitesse longitudinale et latérale du véhicule v_x et v_y au point G évoluent selon l'expression 4.36.

$$\begin{cases} \dot{v}_x &= a_x + v_y \dot{\psi} \\ \dot{v}_y &= a_y - v_x \dot{\psi} \end{cases} \quad (4.36)$$

4.3.2 Estimation des forces de contact *pneu/chaussée*

Différents modèles sont présentés dans la littérature scientifique pour estimer les forces de contact *pneu/chaussée*. Ces modèles ont été présentés et comparés dans [SVENDENIUS, 2007]. Ces modèles reposent sur l'expression des glissements longitudinaux et latéraux λ_i et α_i définis en eq. 4.37.

$$\begin{cases} \lambda_i = \frac{R_i \omega_i - v_{u_i}}{\max(R_i \omega_i, v_{u_i})} \\ \alpha_i = -\arctan\left(\frac{v_{v_i}}{v_{u_i}}\right) \end{cases} \quad (4.37)$$

où v_{u_i} et v_{v_i} sont les projections de la vitesse de la roue \vec{v}_i selon les axes principaux de la roue. Cette vitesse est calculée à partir de la vitesse du véhicule au point G et du vecteur de vitesse de rotation du véhicule $\vec{\Omega}$.

$$\vec{v}_i = \vec{v}_G + \vec{\Omega} \wedge \overrightarrow{GP_i} \quad (4.38)$$

avec $P_i(x_{P_i}, y_{P_i}, z_{P_i})$ la position du centre de la roue dans le repère véhicule centré sur le point G.

Nous obtenons :

$$\begin{cases} v_{u_i} = (v_x - y_{P_i} \dot{\psi}) \cos \delta + (v_y + x_{P_i} \dot{\psi}) \sin \delta \\ v_{v_i} = -(v_x - y_{P_i} \dot{\psi}) \sin \delta + (v_y + x_{P_i} \dot{\psi}) \cos \delta \end{cases} \quad (4.39)$$

Le modèle proposé par [DUGOFF et collab., 1970] présente l'avantage de ne reposer que sur deux paramètres, les raideurs longitudinales et latérales des pneumatiques C_x et C_y , qui peuvent être estimés à partir des mesures expérimentales.

Selon ce modèle, la force de contact pneu/chaussée présente une saturation pour les valeurs élevées de λ_i et α_i . Cette force est exprimée dans le repère principal de la roue par :

$$\begin{cases} F_{u_i} = C_x \frac{\lambda_i}{1-\lambda_i} k_i \\ F_{v_i} = C_y \frac{\tan \alpha_i}{1-\lambda_i} k_i \end{cases} \quad (4.40)$$

avec

$$k_i = \begin{cases} (2 - \sigma_i) \sigma_i & \text{if } \sigma_i < 1 \\ 1 & \text{if } \sigma_i \geq 1 \end{cases} \quad (4.41)$$

et

$$\sigma_i = \frac{(1 - \lambda_i) \mu_i F_{z_i}}{2 \sqrt{C_x^2 \lambda_i^2 + C_y^2 \tan^2 \alpha_i}} \quad (4.42)$$

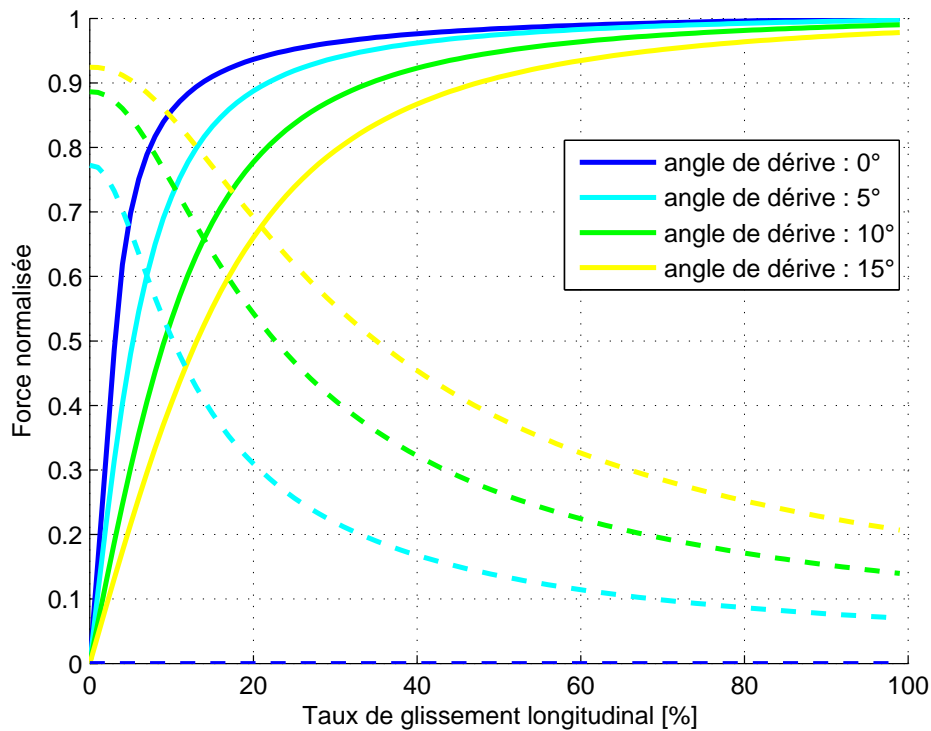
F_{z_i} représente la force normale du pneu sur la chaussée.

Les forces normalisées longitudinales $\frac{F_{x_i}}{F_{z_i}}$ et latérales $\frac{F_{y_i}}{F_{z_i}}$ sont représentées en figure 4.3, respectivement en traits pleins et en pointillés, pour différentes valeurs de l'angle de dérive α_i . Les forces sont symétriques pour les taux de glissement et les angles de dérive négatifs.

Finalement, ces forces peuvent être exprimées dans le repère lié au véhicule en fonction de l'angle de braquage δ_i de la roue :

$$\begin{cases} F_{x_i} = F_{u_i} \cos \delta_i - F_{v_i} \sin \delta_i \\ F_{y_i} = F_{v_i} \cos \delta_i + F_{u_i} \sin \delta_i \end{cases} \quad (4.43)$$

Outre sa simplicité de mise en œuvre, l'avantage principal de ce modèle est la prise en compte réaliste du couplage des effets longitudinaux et latéraux, par l'intermédiaire du terme σ_i .


 FIGURE 4.3 – Forces longitudinales et latérales selon Dugoff pour différentes valeurs de α_i

4.3.3 Répartition de la masse du véhicule sur les roues

La masse totale du véhicule se répartit en force normale F_{z_i} sur les quatre roues. La répartition des masses est bien entendu modifiée en cas d'accélération ou de freinage. Elle est estimée par :

$$\begin{cases} F_{z_1} = \frac{M}{l_f + l_r} \left[l_r g - h a_x \left(\frac{1}{2} + \frac{h a_y}{L_f g} \right) \right] \\ F_{z_2} = \frac{M}{l_f + l_r} \left[l_r g - h a_x \left(\frac{1}{2} - \frac{h a_y}{L_f g} \right) \right] \\ F_{z_3} = \frac{M}{l_f + l_r} \left[l_f g + h a_x \left(\frac{1}{2} - \frac{h a_y}{L_r g} \right) \right] \\ F_{z_4} = \frac{M}{l_f + l_r} \left[l_f g + h a_x \left(\frac{1}{2} + \frac{h a_y}{L_r g} \right) \right] \end{cases} \quad (4.44)$$

où l_f (respectivement l_r) est la distance entre le centre de gravité G et l'essieu avant (respectivement arrière), h est la hauteur du centre de gravité et L_f et L_r représentent la largeur des essieux avant et arrière.

4.3.4 Modélisation des actionneurs

Afin de pouvoir détecter des défauts actionneur, il est nécessaire de prendre en compte leurs effets sur le système dans le modèle. Dans notre cas, les actionneurs sont les étriers des freins, et le moteur *bas de colonne* qui contrôle l'angle de braquage des roues avant.

Dans une architecture Steer By Wire (SBW), la commande sur le moteur de braquage est directement donnée en angle *consigne*. Sa réponse est considérée très rapide par rapport à la dynamique du véhicule, si bien que le retard de l'actionneur peut être négligée. Nous considérons donc un actionneur "parfait", c'est-à-dire que l'angle réel est supposé

égal à l'angle *consigne* :

$$\delta_i = \delta_u \quad (4.45)$$

Cela nous permet de ne pas modéliser toute la colonne de direction, dont le paramétrage serait fastidieux.

En ce qui concerne les freins, l'évolution de la dynamique de la roue nécessite d'estimer le couple de freinage, qui n'est généralement pas mesurable directement.

Pour les freins électro-magnétiques (par exemple, pour les systèmes de freinage régénératifs) qui équipent les véhicules électriques, le couple peut être estimé à partir du couple tension/courant appliqué aux enroulements.

Pour des freins hydrauliques conventionnels, le couple de freinage est contrôlé par pression hydraulique appliquée à l'étrier. Cette pression est mesurée par le boîtier de contrôle de l'ESP et pourrait être utilisée pour estimer précisément le couple de freinage.

Le véhicule d'essai que nous utilisons pour valider notre algorithme n'était à la base pas équipé d'ESP, un boîtier de contrôle hydraulique a dû être intégré au circuit de freinage pour maintenir un taux de glissement *consigne*. Cependant, il n'a pas été possible de mesurer la pression de freinage sur ce boîtier, ce qui complique l'estimation du couple de freinage.

Nous avons donc mis en œuvre le modèle suivant, détaillé dans [JUDALET et collab., 2014] :

Le boîtier de contrôle ESP est composé de 12 électrovannes et d'une pompe. En fonction de la combinaison des vannes activées, la pression hydraulique appliquée aux étriers peut être contrôlée selon quatre modes :

- le mode "normal" : la pression du maître-cylindre est directement appliquée à l'étrier ;
- le mode "maintien" : la pression appliquée à l'étrier est maintenue constante ;
- le mode "relâché" : la pompe est activée pour relâcher la pression du circuit aval ;
- le mode "freiné" : la pompe est cette fois utilisée pour augmenter la pression sur le circuit aval afin d'activer le freinage sans action du conducteur.

Nous considérons que la pression de freinage résultante T_{b_i} varie linéairement en fonction du mode du boîtier ESP (eq. 4.46). Les paramètres ΔT_b et ΔT_r sont réglés expérimentalement. Bien entendu, le couple de freinage est seuillé pour ne pas atteindre de valeurs négatives.

$$T_{b_i}(t + \Delta t) = \begin{cases} T_{b_i}(t) + \Delta T_b & \text{si le mode est "freiné"} \\ T_{b_i}(t) & \text{si le mode est "maintien"} \\ T_{b_i}(t) - \Delta T_r & \text{si le mode est "relâché"} \end{cases} \quad (4.46)$$

Il est finalement possible d'estimer l'accélération en rotation $\ddot{\omega}_i$ de la roue à partir du couple de freinage estimé, de la force longitudinale de contact pneu/chaussée F_{u_i} et du rayon efficace de la roue R_i

$$\ddot{\omega}_i = \frac{1}{I_{w_i}} (T_{b_i} - R_i F_{u_i}) \quad (4.47)$$

4.3.5 Implémentation des filtres probabilistes

Le vecteur de sortie y se compose des variables de sortie des différents capteurs proprioceptifs : accélération longitudinale et latérale, vitesse en lacet, vitesse de rotation des quatre roues et angle de braquage des roues avant. Cela donne :

$$y = [a_x, a_y, \dot{\psi}, \omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \delta_i]^t$$

Pour l'estimation de la dynamique du véhicule, le vecteur d'état \hat{x} comprend les estimées de la vitesse longitudinale \hat{v}_x et latérale \hat{v}_y . Pour permettre la détection des défauts capteur, \hat{x} est augmenté pour avoir l'estimée de la valeur de chaque capteur. Nous obtenons donc :

$$\hat{x} = [\hat{v}_x, \hat{v}_y, \hat{a}_x, \hat{a}_y, \hat{\psi}, \hat{\omega}_1, \hat{\omega}_2, \hat{\omega}_3, \hat{\omega}_4, \hat{\delta}_i]^t$$

Le modèle dynamique du véhicule décrit précédemment (voir eq. 4.35, 4.36, 4.45 et 4.47) nous donne la fonction d'évolution dynamique suivante :

$$f = \begin{cases} \hat{v}_x(k+1) &= \hat{v}_x(k) + (\hat{a}_x(k) + \hat{v}_y(k)\hat{\psi}(k)) \Delta t \\ \hat{v}_y(k+1) &= \hat{v}_y(k) + (\hat{a}_y(k) - \hat{v}_x(k)\hat{\psi}(k)) \Delta t \\ \hat{a}_x(k+1) &= \frac{1}{M} (F_{ext} + \sum_{i=1}^4 F_{x_i}) \\ \hat{a}_y(k+1) &= \frac{1}{M} \sum_{i=1}^4 F_{y_i} \\ \hat{\psi}(k+1) &= \hat{\psi}(k) + \dot{\psi}(k) \Delta t \\ \hat{\omega}_1(k+1) &= \hat{\omega}_1(k) + \frac{\Delta t}{I_{w1}} (T_{b1} - R_1 F_{u1}) \\ \hat{\omega}_2(k+1) &= \hat{\omega}_2(k) + \frac{\Delta t}{I_{w2}} (T_{b2} - R_2 F_{u2}) \\ \hat{\omega}_3(k+1) &= \hat{\omega}_3(k) + \frac{\Delta t}{I_{w3}} (T_{b3} - R_3 F_{u3}) \\ \hat{\omega}_4(k+1) &= \hat{\omega}_4(k) + \frac{\Delta t}{I_{w4}} (T_{b4} - R_4 F_{u4}) \\ \hat{\delta}(k+1) &= \delta_u(k+1) \end{cases} \quad (4.48)$$

Le calcul des dérivées partielles de cette fonction d'évolution est donné en annexe B.

Dans la partie suivante, nous allons pouvoir mettre en œuvre ce modèle d'évolution pour les trois filtres probabilistes présentés précédemment.

4.4 Comparaison des filtres probabilistes

Une détection rapide et fiable des fautes par une méthode basée sur le modèle exige une observation précise de l'état du véhicule. De même, pour éviter des fausses détections, l'observation doit rester consistante, c'est-à-dire que la prédiction de l'erreur d'estimation ne doit pas sous-estimer l'erreur réelle.

D'un autre côté, notre algorithme de détection des fautes doit rester compatible avec une architecture embarquée temps réel. Pour cela, la charge de calcul dédiée à l'observateur doit rester raisonnable. Ceci est particulièrement critique dans le cas d'approches multi-modèles, pour lesquelles un banc d'observateurs tourne en parallèle, ce qui multiplie le temps de calcul.

Nous comparerons donc les filtres décrits précédemment en fonction de leur précision, leur consistance et leur charge de calcul, afin de définir lequel est le mieux adapté à une intégration dans un algorithme de détection et de localisation des fautes basé sur le modèle.

4.4.1 Précision de l'observation

Nous rappelons que le vecteur d'état est composé de l'estimée des vitesses longitudinale et latérale et des huit capteurs proprioceptifs. Pour comparer la précision des filtres, nous nous sommes concentrés sur l'estimation de la vitesse du véhicule, qui est la seule valeur inconnue, et donc véritablement estimée, du vecteur d'état. Nous avons sélectionné une manœuvre de freinage d'urgence avec blocage des roues avant, qui correspond au cas le plus difficile à traiter pour l'estimation de la vitesse longitudinale (reposant

principalement sur la vitesse de rotation des roues), et un virage serré pour l'estimation de la vitesse latérale.

La figure 4.4 compare l'estimation de la vitesse du véhicule lors d'un freinage d'urgence pour les trois filtres (EKF, UKF et DD1). La vitesse de référence, mesurée par un capteur Correvit (type KISTLER S-350) est donnée (en rouge) pour comparaison.

La manœuvre affichée consiste en une légère accélération (de 1s à 8s), suivie d'un virage serré sur la droite (8s à 11s), puis d'une accélération forte (nous passons de 10km/h à 50 km/h en 5 secondes), et finalement un freinage d'urgence à 50km/h pendant lequel le véhicule s'arrête en 3 secondes (de 17s à 20s) avec activation du système ABS pendant le freinage.

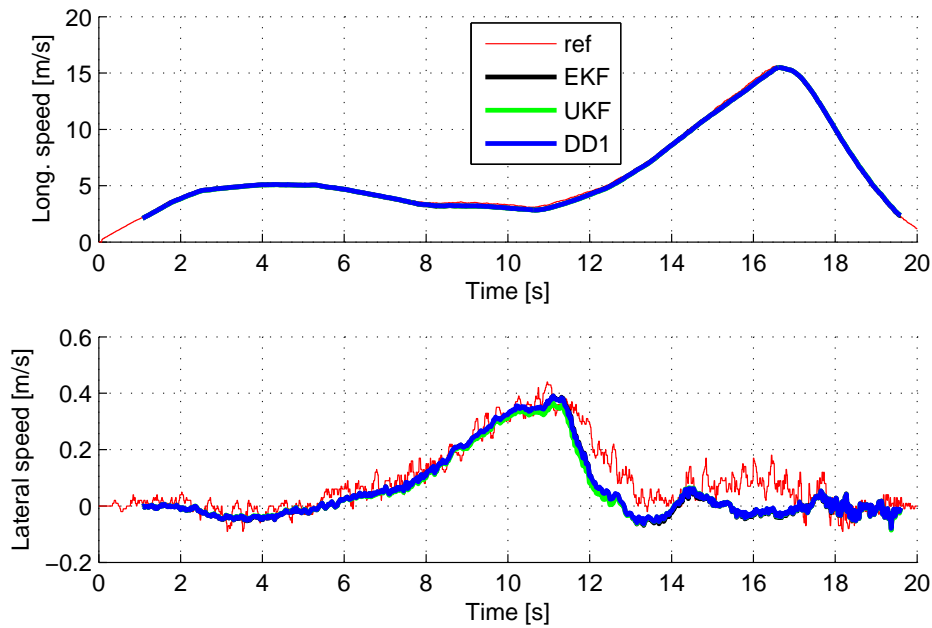


FIGURE 4.4 – Estimation de la vitesse du véhicule pendant un freinage d'urgence

Les trois observateurs produisent une très bonne estimation de la vitesse du véhicule, la différence avec le capteur de référence reste inférieure à 0.3m/s, si bien qu'il est difficile de différencier les courbes. Les trois filtres donnent donc des résultats similaires et satisfaisants en termes de précision d'observation.

Une étude des autres grandeurs estimées a été réalisée sur le même scénario. Les résultats sont synthétisés dans le tableau 4.1, qui donne l'erreur moyenne quadratique de l'estimation pour les différents capteurs proprioceptifs. Nous remarquons que l'erreur d'estimation reste de l'ordre de grandeur du bruit pour ces capteurs.

TABLEAU 4.1 – Erreur moyenne quadratique de l'estimation

capteur unité	ω_i rad/s	a_x m/s ²	a_y m/s ²	$\dot{\psi}$ rad/s	δ rad
EKF	0,1261	0,1199	0,1093	0,0046	0,00045
UKF	0,1215	0,1191	0,1234	0,0045	0,00046
DD1	0,1217	0,1198	0,1234	0,0045	0,00046

Pour résumer, les filtres EKF, UKF et DD1 fournissent une estimation précise de l'état du véhicule même en cas de manœuvres hautement dynamiques qui impliquent de forts taux de glissement au niveau des pneumatiques.

4.4.2 Consistance de l'observation

Les filtres probabilistes fournissent à la fois une estimation de l'état et de l'erreur d'estimation. Nous avons vérifié que l'état était précisément estimé ; nous vérifions maintenant que les filtres donnent une prédiction fiable de l'erreur. Si l'erreur est sur-estimée, la détection des défauts de faible amplitude risque d'être compromise, alors que si l'erreur est sous-estimée, il y a des risques de fausses détections.

La figure 4.5 compare les erreurs d'estimation pour les différents capteurs de la voiture aux marges de précision estimées. La marge de précision correspond à l'intervalle $\pm 3\sigma$ où σ est l'écart-type pris dans la matrice de covariance de l'erreur P.

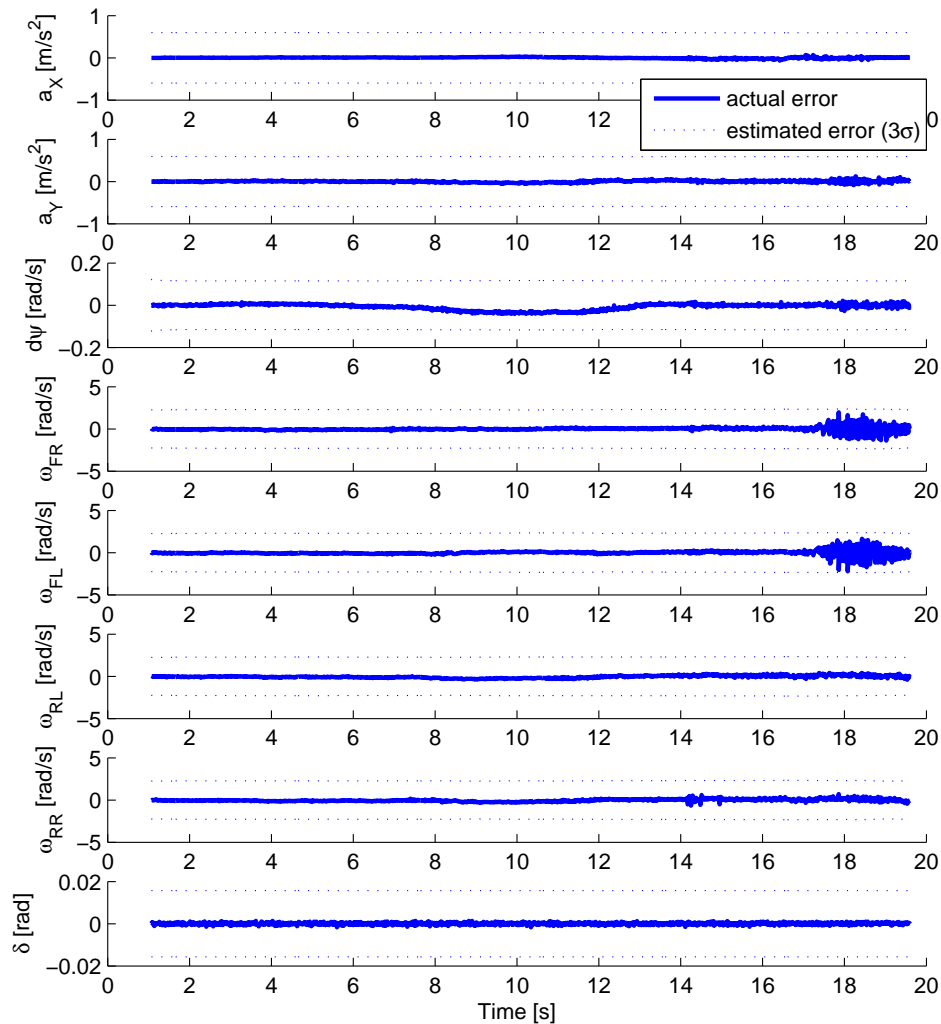


FIGURE 4.5 – Consistance de l'estimation de l'erreur pendant un freinage d'urgence

Nous n'avons représenté que les résultats pour l'EKF. Les autres filtres présentent des

résultats très proches, car les matrices de bruit utilisées pour les trois filtres sont les mêmes.

Tous les signaux restent dans les marges de précision, même durant l'activation de l'ABS, que l'on peut observer à partir de $t = 17s$ sur les signaux de vitesse de roues avant. L'observation reste donc bien consistante.

4.4.3 Temps de calcul

Pour comparer la complexité des différents filtres, les temps de calcul ont été mesurés grâce à la fonction Matlab *profile* pour le même scénario que précédemment (le scénario dure 20 secondes). Les résultats sont donnés dans le tableau 4.2.

TABLEAU 4.2 – Temps de calcul des filtres probabilistes

Filtre	nombre d'appel de la fonction d'évolution par cycle d'algorithme	temps de calcul total
EKF	1	1,37s
UKF	21	11,5s
DD1	37	26,6s

Nous remarquons des différences significatives entre les filtres. L'UKF nécessite 6 fois plus de ressources que l'EKF. C'est encore plus spectaculaire pour le DD1, qui requiert 15 fois plus de temps.

Nous pouvons l'expliquer par le nombre d'appel pour chaque cycle d'algorithme de la fonction d'évolution, qui est assez complexe dans notre cas, notamment du fait du calcul des forces de contact *pneu/chaussée*. L'UKF ne demande pas le calcul des matrices jacobiniennes, mais d'un autre côté, la fonction d'évolution doit être évaluée pour chacun des 21 *sigma points*, ce qui augmente considérablement la charge de calcul.

Le DD1 nécessite également de nombreux appels de la fonction d'évolution (37 fois par cycle) pour le calcul des matrices des différences finies, auxquelles s'ajoutent les ressources nécessaires pour les transformations de Cholesky.

4.4.4 Résumé de la comparaison des filtres

Pour résumer les résultats de la comparaison des filtres, nous pouvons dire que les différences en termes de précision et de consistance entre les différents filtres sont minimales. En ce qui concerne le temps de calcul, l'EKF est beaucoup plus efficace dans notre cas et, par conséquent, semble mieux adapté à notre problématique.

En remarque, nous précisons que le résultat concernant le temps de calcul n'est vrai que si la fonction d'évolution est complexe, et ne peut pas être généralisée pour l'ensemble des champs d'applications.

4.5 Références

ANWAR, S. 2010, *Fault detection, isolation, and control of drive by wire systems*, INTECH Open Access Publisher.

- DUGOFF, H., P. FANCHER et L. SEGEL. 1970, «An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance», cahier de recherche, SAE Technical Paper.
- GADDA, C. D., P. YIH et J. C. GERDES. 2004, «Incorporating a model of vehicle dynamics in a diagnostic system for steer-by-wire vehicles», dans *Proceedings of AVEC*, vol. 4, p. 779–784.
- IBARAKI, S., S. SURYANARAYANAN et M. TOMIZUKA. 2005, «Design of luenberger state observers using fixed-structure h-infinity optimization and its application to fault detection in lane-keeping control of automated vehicles», *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*, vol. 10, n° 1, p. 34–42.
- IMSLAND, L., T. A. JOHANSEN, T. I. FOSSEN, H. F. GRIP, J. C. KALKKUHL et A. SUISSA. 2006, «Vehicle velocity estimation using nonlinear observers», *Automatica*, vol. 42, n° 12, p. 2091–2103.
- JAZWINSKI, A. H. 2007, *Stochastic processes and filtering theory*, Courier Corporation.
- JUDALET, V., M. DHAOUI, S. GLASER et S. MAMMAR. 2014, «Fuzzy logic slip rate controller for experimental test vehicle», *ITSC 2014*.
- JULIER, S. J. et J. K. UHLMANN. 1997, «New extension of the kalman filter to nonlinear systems», dans *AeroSense'97*, International Society for Optics and Photonics, p. 182–193.
- KALMAN, R. E. 1960, «A new approach to linear filtering and prediction problems», *Journal of Fluids Engineering*, vol. 82, n° 1, p. 35–45.
- LUENBERGER, D. G. 1966, «Observers for multivariable systems», *Automatic Control, IEEE Transactions on*, vol. 11, n° 2, p. 190–197.
- NØRGAARD, M., N. K. POULSEN et O. RAVN. 2000, «New developments in state estimation for nonlinear systems», *Automatica*, vol. 36, n° 11, p. 1627–1638.
- SEBSADJI, Y., S. GLASER, S. MAMMAR et J. DAKHLALLAH. 2008, «Road slope and vehicle dynamics estimation», dans *American Control Conference, 2008*, IEEE, p. 4603–4608.
- SPURGEON, S. K. 2008, «Sliding mode observers : a survey», *International Journal of Systems Science*, vol. 39, n° 8, p. 751–764.
- STEPHANT, J., A. CHARARA et D. MEIZEL. 2007, «Evaluation of a sliding mode observer for vehicle sideslip angle», *Control Engineering Practice*, vol. 15, n° 7, p. 803–812.
- SVENDENIUS, J. 2007, *Tire modeling and friction estimation*, thèse de doctorat, Lund University.
- VILLAGRA, J., B. D'ANDRÉA-NOVEL, M. FLIESS et H. MOUNIER. 2008, «Estimation of longitudinal and lateral vehicle velocities : an algebraic approach», dans *2008 American Control Conference*.
- YIH, P. et J. C. GERDES. 2004, «Steer-by-wire for vehicle state estimation and control», dans *Proceedings of AVEC*, vol. 4.

Détection et localisation des fautes liées au Drive-By-Wire

Sommaire

5.1	Contexte et objectifs	98
5.2	État de l'art sur les algorithmes de détection et de localisation des fautes	99
5.2.1	Les méthodes à base de données	99
5.2.2	Les méthodes basées sur le modèle	100
5.2.3	Les approches multi-modèles	100
5.3	L'approche IMM	101
5.3.1	Présentation de l'IMM	101
5.3.2	Application de l'IMM à la détection et la localisation de fautes	103
5.4	Résultats	107
5.4.1	Description du véhicule d'essai	107
5.4.2	Robustesse de l'algorithme aux fausses détections	108
5.4.3	Performance de la détection pour les fautes capteur	108
5.4.4	Performance de la détection pour les fautes actionneur	111
5.4.5	Estimation tolérante aux fautes de la vitesse du véhicule	113
5.5	Conclusion	115
5.6	Références	115

5.1 Contexte et objectifs

Pour contrôler la trajectoire d'un véhicule, il faut pouvoir modéliser ses caractéristiques dynamiques afin d'anticiper l'effet sur le véhicule d'une consigne sur les actionneurs. Cependant, en cas d'apparition d'une faute, l'état du véhicule est susceptible d'être altéré radicalement (notamment en cas de freinage ou de braquage intempestif), si bien que le modèle mis en œuvre pour synthétiser la loi de commande n'est plus conforme à la dynamique réelle du véhicule.

De plus, certains actionneurs sont susceptibles de ne plus être disponibles, ce qui rend certaines lois de contrôle caduques.

Il est donc nécessaire d'adapter les lois de contrôle en fonction des fautes présentes. Cela implique l'intégration d'un dispositif de diagnostic afin de détecter les fautes et d'identifier les sous-systèmes défaillants. On parle de système de détection et localisation des fautes –ou *fault detection and isolation*– (FDI).

L'architecture by-wire, en découplant les interfaces conducteur des actionneurs, offre une grande liberté de configuration des lois de commande et est donc particulièrement adaptée à cette démarche.

Dans cette partie, nous nous intéressons donc aux possibilités de détections des fautes pouvant affecter les différents sous-systèmes d'un véhicule Drive By Wire (DBW).

Les différents composants de l'architecture DBW considérée sont :

- Les interfaces homme-machine (IHM) sont généralement le volant et les pédales (frein et accélérateur). Elles collectent les consignes conducteurs et lui fournissent un retour haptique (couple d'auto-alignement des roues, par exemple). Les IHM sont elles-mêmes composées de capteurs (capteur d'angle volant –ou *Steering wheel Angle Sensor*– (SAS), et capteur d'enfoncement des pédales) et d'actionneurs pour le retour haptique au conducteur (sur le volant et les pédales)
- Les capteurs proprioceptifs ; nous considérons ici l'ensemble des capteurs qui équipent les véhicules dotés de l'ESP : capteur de vitesse de rotation des roues, une centrale inertielle –ou *Inertial Navigation System*– (INS), qui comprend des accéléromètres et des gyromètres, et des capteurs de pression de freinage pour les 4 roues.
- Les actionneurs, *i.e.* les freins (hydrauliques, électroniques ou électromécaniques) et le système de braquage électronique.
- Le boîtier électronique de contrôle, qui supervise le système, c'est-à-dire qui estime la dynamique du véhicule, identifie les fautes éventuelles, et contrôle les actionneurs.
- Des bus de communication, généralement du type Controller Area Network (CAN) ou FlexRay

Des fautes sont susceptibles de survenir sur chacun de ces sous-systèmes. Les fautes qui touchent le boîtier de contrôle ou les capteurs des IHM (enfoncement des pédales et le SAS) sont très difficiles à détecter sans redondance physique [ISERMANN et collab., 2002].

Cela explique que les capteurs actuellement montés sur les véhicules de série intègrent leur propre fonction d'auto-diagnostic basée sur une redondance de capteurs. Pour l'angle volant, les capteurs SAS actuels se fondent sur au moins deux mesures indépendantes de l'angle, soit par codage optique soit par mesures inductives ou résistives.

En ce qui concerne les calculateurs, les fonctions d'auto-diagnostic sont également déjà intégrées afin de détecter les fautes du type "crazy-microcontroller" (le micro-contrôleur

fournit des consignes incohérentes, à la suite d'un défaut de programmation ou d'un défaut interne), soit par l'intermédiaire d'une redondance totale du calculateur (avec superviseur pour détecter les défaillances en cas de fonctionnement différents des calculateurs), soit en interne avec un double système de calcul. Par exemple, l'algorithme principal est exécuté sur un micro-contrôleur, et un algorithme simplifié est exécuté en parallèle sur un ASIC (Application-Specific Integrated Circuit) pour confirmation des actions du micro-contrôleur.

Pour la communication capteur-calculateur et calculateur-actionneurs, le système de communication par bus CAN, actuellement prévalent dans le domaine des ADAS, permet de détecter les défaillances lors de la transmission des trames (grâce au bit d'acknowledgement des trames), mais sans apporter de système de secours en cas de défaillance. Pour les ADAS critiques en termes de sécurité et qui nécessite une disponibilité de service garantie, le bus FlexRay, développé par un consortium de constructeur et d'équipementiers automobile et introduit sur le marché pour la première fois en 2006, permet d'améliorer la rapidité et la fiabilité des transmissions par rapport au bus CAN. Il dispose en outre de deux canaux de communication indépendants qui assurent la continuité de la communication en cas de défaillance sur l'un des canaux.

Dans le cadre de cette thèse, nous nous sommes donc intéressés à la détection des défauts sur les autres composants de l'architecture DBW :

- Les capteurs proprioceptifs : accélération longitudinale et latérale, vitesse en lacet du véhicule, vitesse de rotation des roues et angle de braquage des roues avant.
- Les actionneurs de contrôle du véhicule : freins et actionneur de braquage

Dans ce chapitre, nous commencerons par passer en revue les différentes approches pour la FDI, puis nous détaillerons l'algorithme Interacting Multiple Model (IMM) et sa mise en œuvre pour des applications de détection de fautes. Nous finirons par l'étude des résultats de l'IMM sur la base de signaux expérimentaux.

L'approche IMM est compatible avec la détection de défauts multiples. Cependant, nous considérons dans le cadre de cette thèse que les sous-systèmes (capteurs ou actionneurs) sont complètement indépendants, si bien qu'il est peu probable qu'une faute affecte deux composants au même moment, et nous considérons qu'un défaut simple sera détecté avant l'apparition d'un second défaut. Les défauts multiples ne seront donc pas traités dans ce document.

5.2 État de l'art sur les algorithmes de détection et de localisation des fautes

Parmi les approches de FDI proposées dans la littérature (voir notamment [CHEN et PATTON, 2012; ISERMANN, 1984]), nous pouvons distinguer celles fondées sur l'historique des données fournies par les système et celles qui se basent sur une modélisation du système supervisé.

5.2.1 Les méthodes à base de données

Les méthodes basées sur l'historique du système, appelées aussi les méthodes à base de données (Data-based methods), reposent sur la connaissance *a priori* des observations antérieures et archivées du système (voir [VENKATASUBRAMANIAN et collab., 2003b]). Parmi ces approches, des méthodes quantitatives s'appuient sur l'intelligence artificielle

(réseaux de neurones, réseaux bayésiens) ou sur un traitement statistique, alors que les méthodes qualitatives sont essentiellement fondées sur les systèmes experts (par exemple [FISCHER et collab., 2007]). Les méthodes de diagnostic basées sur les données du système ont l'avantage de ne pas nécessiter la connaissance analytique et structurelle du système physique.

5.2.2 Les méthodes basées sur le modèle

À l'inverse, les méthodes basées sur le modèle dynamique et la structure du système, appelées aussi les méthodes à base de modèle (Model-based methods), s'appuient sur la connaissance physique du processus à surveiller. Cette connaissance donne naissance à un ou plusieurs modèles (analytiques ou graphiques) qui décrivent le système ainsi que son comportement en fonctionnement normal ou anormal (pour exemple [ASHARI et collab., 2012]).

Les méthodes qualitatives (voir [VENKATASUBRAMANIAN et collab., 2003a]) reposent sur une modélisation entrées-sorties en termes de fonctions (connaissances) qualitatives. Ces méthodes sont faciles à développer et à appliquer car elles ne nécessitent pas de représenter avec précision les relations physiques internes du système considéré. Par contre, la qualité de la méthode dépend fortement des connaissances de l'expert. Les méthodes quantitatives (voir [VENKATASUBRAMANIAN et collab., 2003c]) basées sur le modèle se fondent sur la modélisation analytique des relations entre les entrées et les sorties du système, généralement par une analyse de la représentation d'état du système.

Dans le domaine du contrôle de véhicule, l'observation de la dynamique du véhicule a été étudiée à plusieurs reprises, et différents modèles d'évolution ont déjà été proposés. Cela explique que les algorithmes de FDI consacrés à des systèmes SBW ou BBW dans la littérature scientifique se fondent principalement sur des méthodes basées sur le modèle [ANWAR, 2010; GADDA et collab., 2007; HE et collab., 2010; PISU et collab., 2006; WILWERT et collab., 2005].

La FDI basée sur le modèle intègre généralement des indicateurs de fautes, appelés résidus, obtenus en comparant l'état prédit du système à l'état actuellement observé. Lorsqu'une faute apparaît, l'état du système diffère de son état prédit, certains résidus deviennent grands, ce qui permet de détecter la faute. L'identification de la faute est alors réalisée par classification des résidus.

5.2.3 Les approches multi-modèles

Quand un défaut abrupte apparaît sur un système, son comportement peut être modifié radicalement. Il est donc difficile de modéliser un tel système avec un modèle unique, à la fois dans l'état normal et dans les différents états dégradés. En cas de faute, la forme des résidus peut ainsi être différente de celle prédite, ce qui peut compromettre l'identification de la faute.

C'est pour cette raison que les approches multi-modèles ont été développées [NIKOU-KHAH et collab., 2002]. Elles consistent à mettre en œuvre différents observateurs en parallèle; chaque observateur correspondant à un état spécifique du système (normal ou dégradé).

À l'origine, ces observateurs évoluaient indépendamment, sans interaction mutuelle. Cette méthode est adéquate lorsque la structure du modèle n'est pas ou peu modifiée, par exemple pour des problèmes d'estimation de paramètres. Quand les modèles considérés diffèrent radicalement, ce qui est généralement le cas pour une application de FDI, la

transition d'un état vers un autre peut être délicate à évaluer, ce qui peut compliquer ou retarder la détection des fautes.

Pour répondre à ce problème, l'approche IMM a donc été adaptée aux problématiques de la détection et de la localisation des fautes ([EFE et ATHERTON, 1997; ZHANG et RONG LI, 1998]). Elle consiste à modéliser les différents états du système dans une chaîne de Markov, en prenant en compte les probabilités de transition d'un état vers l'autre, permettant ainsi de faciliter ces passages. Nous présentons cette approche ci-après.

5.3 L'approche IMM

5.3.1 Présentation de l'IMM

L'approche IMM a été initialement développée pour répondre à des problématiques de fusion de données et de suivi de cible ([BAR-SHALOM et collab., 1989; GRUYER et collab., 2010; MUNIR et ATHERTON, 1994]). Elle a été par la suite adaptée pour le domaine de la FDI, notamment dans [EFE et ATHERTON, 1997; ZHANG et RONG LI, 1998].

Dans l'approche IMM, chaque système est représenté par un modèle distinct. Afin de faciliter le passage du système d'un mode vers un autre, les probabilités de transition entre les modèles sont pris en compte.

L'interaction permet ainsi de corriger les estimées pour les différents modes, à partir de l'estimée la plus probable en fonction des probabilités de transition π_{ij} définies par :

$$\pi_{ij} = p\{m_{j,k+1}|m_{i,k}\}, \quad \forall [m_i, m_j] \in S^2 \quad (5.1)$$

et

$$\sum_{j=1}^s \pi_{ij} = 1, \quad \forall i \in [1, s] \quad (5.2)$$

avec $S = \{m_1, m_2, \dots, m_s\}$ l'ensemble des modes envisagés, π_{ij} la transition de probabilité du mode m_i au mode m_j ; $m_{i,k}$ signifie que le système est au mode m_i à l'instant k .

L'estimateur IMM est un algorithme récursif. Chaque cycle se compose de quatre étapes :

1. l'interaction et le mixage des estimations,
2. le filtrage et calcul des vraisemblances,
3. la mise à jour des probabilités d'activation,
4. la fusion des estimations.

L'auteur tient à remercier Dominique Gruyer, directeur du LIVIC, pour les informations fournies sur le principe et la mise en œuvre de l'approche IMM utiles à la rédaction de ce chapitre.

Interaction des estimations

C'est l'étape qui distingue l'IMM des approches multi-modèles classiques, car elle permet de corriger les estimations précédentes pour tous les modèles en fonction de leurs probabilités d'activation respectives. La nouvelle estimation, qui servira d'état initial pour les observateurs de chaque mode de fonctionnement, est obtenue en mixant les estimations de l'ensemble des filtres à l'étape précédente. Ce mixage des estimations repose sur les probabilités de passage des autres modes vers le mode considéré depuis la dernière itération.

Pour le modèle m_i , à partir des probabilités d'activation à l'instant k , nous calculons successivement le probabilité prédite $\mu_{j,k+1|k}$ et les probabilités mixtes $\mu_{i|j,k+1}$ à l'instant $k+1$, ce qui permet ensuite de mixer les anciennes estimées pour calculer les états et les matrices de covariances mixtes ($\hat{x}_{j,k}^0$ et $P_{j,k}^0$).

La probabilité prédite représente la probabilité d'être au mode m_j à l'instant $k+1$. Elle est calculée en combinant les probabilités d'activation précédentes aux probabilités de passage d'un mode à l'autre :

$$\mu_{j,k+1|k} = \sum_{i=1}^s \pi_{ij} \mu_{i,k} \quad (5.3)$$

où π_{ij} est la probabilité de passage du mode m_i au mode m_j .

Cela permet de calculer la probabilité mixte :,

$$\mu_{i|j,k+1} = \frac{\pi_{ij} \mu_{i,k}}{\mu_{j,k+1|k}} \quad (5.4)$$

qui correspond à la probabilité que le système soit passé du mode m_i à l'instant k au mode m_j à l'instant $k+1$.

Ces probabilités mixtes nous permettent maintenant de mixer les états estimés. L'estimée mixte et la covariance mixte sont calculées comme suit :

$$\hat{x}_{j,k}^0 = \sum_{i=1}^s \mu_{i|j,k} \hat{x}_{i,k} \quad (5.5)$$

et :

$$P_{j,k}^0 = \sum_{i=1}^s [P_{i,k} + \Delta \hat{x}_{i|j}] \mu_{i|j,k} \quad (5.6)$$

où $\Delta \hat{x}_{i|j}$ est l'incertitude du modèle due à la différence entre les différentes estimations mixtes :

$$\Delta \hat{x}_{i|j} = \left(\hat{x}_{j,k}^0 - \hat{x}_{i,k} \right) \left(\hat{x}_{j,k}^0 - \hat{x}_{i,k} \right)^t \quad (5.7)$$

Filtrage et calcul des vraisemblances

Cette étape met en jeu un filtre probabiliste, généralement de la famille des filtres de Kalman, pour mettre à jour l'état du système et sa covariance à partir des états mixtes calculés précédemment et des données provenant des capteurs.

Quand une nouvelle mesure est disponible à l'instant $k+1$, nous mesurons le résidu de la mesure v_{k+1} (l'innovation) et sa covariance Λ_{k+1} pour calculer la vraisemblance $L_{j,k+1}$ du modèle.

$$L_{j,k+1} = \frac{1}{(2\pi)^{d/2} \sqrt{\det \Lambda_{j,k+1}}} \exp \left[-\frac{1}{2} v_{j,k+1}^T \Lambda_{j,k+1}^{-1} v_{j,k+1} \right] \quad (5.8)$$

avec d la dimension du vecteur de mesure.

Le filtre probabiliste est exécuté en parallèle pour chacun des modèles. La mise en œuvre des filtres EKF, UKF et DD1 est explicitée dans la section 4.2 (page 83).

Mise à jour des probabilités d'activation

Nous nous servons de la vraisemblance calculée pour chaque modèle afin de mettre à jour la probabilité d'activation des différents modes, selon l'équation suivante :

$$\mu_{j,k+1} = \frac{\mu_{j,k+1|k} L_{j,k+1}}{\sum_i \mu_{i,k+1|k} L_{i,k+1}} \quad (5.9)$$

Fusion des estimations

Nous disposons à présent pour chacun des modèles d'une estimation de l'état $\hat{x}_{j,k+1}$ et $\hat{x}_{j,k+1}$, et de la probabilité d'activation du mode $\mu_{j,k+1}$. Il est donc possible de démarrer une nouvelle itération de l'algorithme IMM.

Dans certaines applications, il est intéressant de connaître une estimation globale de l'état du système, notamment pour pouvoir le contrôler. Dans ce cas, il est possible de fusionner les estimées en les pondérant par leurs probabilités d'activation.

Nous obtenons ainsi le vecteur d'état global :

$$\hat{x}_{k+1} = \sum_j \mu_{j,k+1} \hat{x}_{j,k+1} \quad (5.10)$$

et la matrice de covariance globale :

$$P_{k+1} = \sum_j \mu_{j,k+1} \left[P_{j,k+1} + \Delta \hat{x}_j \Delta \hat{x}_j^t \right] \quad (5.11)$$

avec $\Delta \hat{x}_j = \hat{x}_{j,k+1} - \hat{x}_{k+1}$.

5.3.2 Application de l'IMM à la détection et la localisation de fautes

L'approche IMM consiste à discrétiser l'espace de fonctionnement du système en sous-systèmes. Pour une application classique de suivi de cible ou de fusion de données, les espaces de validité des modèles se superposent pour couvrir l'ensemble de l'espace de fonctionnement du système. Ainsi, lorsque le système transite d'un état de fonctionnement à un autre, les probabilités d'activation passent progressivement par des valeurs comprises entre 0 et 100%. Pour une application de FDI, nous cherchons au contraire à pouvoir identifier catégoriquement l'état du système (nominal ou défaillant), nous voulons donc que la transition d'un état à l'autre soit immédiate et complète. Nous cherchons donc à minimiser les superpositions des zones de validité des sous-modèles.

Liste des modèles considérés

Le premier mode, m_1 , est appelé mode *nominal* (NOM). Il correspond à l'état normal du système, c'est-à-dire lorsqu'aucune faute n'est présente. À côté du mode nominal, des modes *défaillants* sont considérés pour chacune des fautes recherchées.

Pour les défauts *capteur*, nous considérons que le véhicule est équipé d'un jeu de capteur minimal pour un véhicule actuel muni d'ESP : quatre capteurs de vitesse de roues, une centrale inertielle (pour mesurer les accélérations longitudinale et latérale, et la vitesse en lacet), ainsi qu'un capteur de l'angle de braquage des roues avant.

Nous avons donc intégré 8 modes additionnels pour chacun de ces 8 capteurs, le nom de ces modes est précédé d'un "S" (pour sensor, capteur en anglais) :

- 4 modes $m_{2,3,4,5}$ (nommés S Ω_{FR} , S Ω_{FL} , S Ω_{RL} and S Ω_{RR}) correspondant à une faute sur les capteurs de vitesse de rotation des roues (respectivement au niveau des roues avant droite, avant gauche, arrière gauche et arrière droite),
- 3 mode $m_{6,7,8}$ pour les fautes sur les signaux de la centrale inertielle (S A_X et S A_Y pour les accélération longitudinale et latérale, et S YR pour la vitesse en lacet),
- 1 mode m_9 pour une faute sur l'angle de braquage des roues avant (S δ).

De la même manière, 5 modes ont été définis pour la détection des fautes actionneurs (précédés d'un "A" pour actionneur) :

- 1 mode m_{10} pour une faute de l'actionneur de braquage des roues avant (A δ),
- 4 modes $m_{11,12,13,14}$ (nommés A Br_{FR}, A Br_{FL}, A Br_{RL} et A Br_{RR}) correspondant à une faute sur le système de freinage (respectivement sur les roues avant droite, avant gauche, arrière gauche et arrière droite).

En tout, il y a donc 14 modes pris en considération : le mode nominal et 13 modes défailants.

Seuils de détection des fautes

En absence de faute, la vraisemblance du mode nominal doit être largement supérieure à celle des modes défailants ; la probabilité du mode nominal μ_1 est donc censée être proche de 100%.

Lorsqu'une faute survient, les vraisemblances de l'ensemble des modes doivent être affectées, à l'exception du mode correspondant à la faute. La probabilité μ_1 doit descendre à 0 et la probabilité du mode défailant doit monter à 100%.

La détection et la localisation des fautes peuvent ainsi être réalisées en même temps, simplement et comparant les probabilités d'activation à un seuil μ_T . Afin d'éviter que deux modes soit actifs en même temps, on choisit généralement μ_T supérieur à 50%.

$$\mu_j = \max_i \mu_i \begin{cases} \geq \mu_T & \Rightarrow H_j \\ < \mu_T & \Rightarrow H_0 \end{cases} \quad (5.12)$$

où $H_{j(j>0)}$ signifie que l'état i a été identifié. H_0 signifie que l'état actuel ne peut pas être identifié.

Lorsque l'IMM est mis en œuvre pour une application de détection et de localisation des fautes, les probabilités d'activation passent généralement très rapidement de 0% à 100%, la valeur du seuil μ_T n'a donc pas besoin d'être réglée précisément. Afin d'éviter que deux modes soient actifs en même temps, on choisit généralement μ_T supérieur à 50%.

Pour notre application, nous avons réglé μ_T à 80%.

Réglage des probabilités de transition

Les probabilités de transition π_{ij} traduisent la probabilité que le système passe du mode m_i au mode m_j entre deux itérations de l'algorithme. Ces probabilités sont stockées dans la matrice de transition (π_{ij}) , de taille $s \times s$, où s est le nombre de modes.

Par définition, la somme des termes sur chaque ligne de la matrice de transition est égale à 1.

Afin de mieux comprendre l'effet de ces probabilités de transition sur l'algorithme IMM, nous étudions deux cas particuliers :

- Dans un premier temps, on s'intéresse au cas où la matrice de transition est la matrice identité, c'est à dire les probabilités de passage d'un mode à un autre sont mises à 0 :

$$\pi_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{si } i = j \\ 0 & \text{si } i \neq j \end{cases}$$

Dans ce cas, la probabilité prédite lors de la phase d'interaction des estimations $\mu_{j,k+1|k}$ (voir équ. 5.3) reste égale à la probabilité d'activation précédente :

$$\mu_{j,k+1|k} = \sum_{i=1}^s \pi_{ij} \mu_{i,k} = \mu_{j,k}$$

L'équation 5.4 devient ainsi :

$$\mu_{i|j,k+1} = \frac{\pi_{ij}\mu_{i,k}}{\mu_{j,k+1|k}} = \begin{cases} 1 & si \quad i = j \\ 0 & si \quad i \neq j \end{cases}$$

De cette façon, les estimées et les matrices de covariances mixtes restent inchangées par rapport aux estimations précédentes :

$$\hat{x}_{j,k}^0 = \sum_{i=1}^s \mu_{i|j,k} \hat{x}_{i,k} = \hat{x}_{j,k}$$

$$P_{j,k}^0 = \sum_{i=1}^s [P_{i,k} + \Delta \hat{x}_{i|j}] \mu_{i|j,k} = P_{j,k}$$

Considérer la matrice identité comme la matrice de transition revient à annuler l'étape d'interaction des estimations. L'IMM devient dans ce cas un observateur multi-modèle classique.

Remarque : considérer la probabilité de passage d'un mode à un autre comme nulle n'empêche pas cette transition de se produire dans l'IMM. Ce passage sera simplement plus lent du fait de l'absence d'interaction entre les deux modes.

- Nous considérons maintenant le cas où toutes les transitions sont équiprobables, c'est-à-dire ;

$$\forall (i, j) \in [1, s]^2 \quad \pi_{ij} = \frac{1}{s}$$

On peut montrer que l'équation 5.4 devient :

$$\mu_{i|j,k+1} = \frac{\pi_{ij}\mu_{i,k}}{\mu_{j,k+1|k}} = \mu_{i,k}$$

et ainsi, les estimations pour les différents modes deviennent :

$$\hat{x}_{j,k}^0 = \sum_{i=1}^s \mu_{i|j,k} \hat{x}_{i,k} = \hat{x}_k$$

$$P_{j,k}^0 = \sum_{i=1}^s [P_{i,k} + \Delta \hat{x}_{i|j}] \mu_{i|j,k} = P_k$$

Dans ce cas, les estimées de l'ensemble des modes sont réinitialisées à la valeur de l'estimation globale précédente. Ainsi, à chaque nouvelle itération de l'algorithme IMM, les probabilités d'activation sont uniquement calculées à partir de la vraisemblance des nouvelles estimations.

Cela permet de passer rapidement d'un mode vers un autre, et donc d'accélérer la détection des fautes, mais au prix d'une perte de robustesse aux fausses détections.

À partir de ces deux cas extrêmes, nous voyons qu'il est possible de jouer sur la valeur des probabilités de transition pour rendre l'algorithme de détection des fautes soit plus robuste aux fausses détections (en se rapprochant d'une matrice identité), soit plus sensible et rapide (en augmentant les probabilités non diagonales).

Dans notre cas d'application, nous avons choisi la matrice de transition suivante :

$$(\pi_{ij}) = \begin{pmatrix} 0,5 & 0,5/(n-1) & \dots & \dots & 0,5/(n-1) \\ 0,1 & 0,9 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & 0 & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0,1 & 0 & \dots & 0 & 0,9 \end{pmatrix}$$

La première ligne de cette matrice traduit les probabilités de transition à partir de l'état nominal. Nous considérons qu'il est probable de rester dans ce mode ($\pi_{11} = 0,5$), mais permettons le passage du mode nominal vers l'ensemble des modes défaillants (avec une probabilité égale à $\frac{0,5}{n-1}$)

Pour les transitions à partir des modes défaillants, nous privilégions le fait que le défaillance soit toujours présente au cycle suivant (termes diagonaux égaux à 0,9), tout en envisageant le retour au mode nominal ($\pi_{i1} = 0,1$). Les autres termes sont considérés nuls car les défauts multiples ne sont pas considérés (passage d'un mode défaillant à un autre).

Immunsation des observateurs

L'observateur pour le mode nominal a été construit sur la base d'un modèle d'évolution de la voiture dans son état nominal. Lorsque que une faute survient, ce modèle n'est plus représentatif de l'état réel du véhicule et cet observateur perd drastiquement en vraisemblance.

Pour les autres modes dits *défaillants*, les observateurs doivent être modifiés afin de ne plus être sensible à l'apparition de la faute correspondant au mode. On parle d'immunsation de l'observateur à cette faute.

Pour des défauts capteur, différentes méthodes d'immunsation sont disponibles :

- la méthode la plus simple consiste à supprimer la ligne correspondant au signal du capteur sur la matrice de mesure H,
- une alternative consiste à augmenter le paramètre du bruit de ce signal dans la matrice de covariance du bruit de mesure.

L'avantage de cette seconde solution est qu'elle fonctionne également pour les défauts partiels. C'est donc cette méthode que nous avons mise en œuvre dans le cadre de cette thèse.

Le principe de l'immunsation est présenté en figure 5.1. La courbe bleue indique l'estimée de la mesure (représentée par sa densité de probabilité). La courbe rouge représente la densité de probabilité de la mesure (centrée sur la valeur mesurée) pour le mode *nominal*, en considérant donc la variance nominale du bruit du signal. La courbe rouge en pointillé montre la densité de probabilité pour le mode *immunsé*, centrée également sur la valeur mesurée, mais avec une variance de bruit supérieure.

En absence de défaut (à gauche), l'estimée et la valeur mesurée sont proches, si bien que les courbes se superposent correctement pour le mode *nominal*, alors qu'elles ne se superposent que partiellement pour le mode *immunsé*. La vraisemblance du mode nominal est donc élevée. En cas de défaut capteur, les courbes de densité pour le mode *nominal* ne se superposent plus, la vraisemblance de l'observateur sera donc très faible. Pour le mode *immunsé*, du fait de la variance importante du bruit de mesure considéré, les courbes se superposent toujours partiellement, et la vraisemblance est donc peu affectée.

Pour chaque signal, il faut donc régler deux paramètres : la variance de l'erreur de mesure en mode *nominal* Var_{NOM} et celle en mode *immunsé* $\text{Var}_{\text{fault}}$.

Pour le mode *nominal*, le paramètre est réglé en fonction de l'écart-type σ du bruit du signal : $\text{Var}_{\text{NOM}} = \sigma^2$.

Pour le mode *immunsé*, il faut définir l'amplitude maximale des valeurs que le signal peut prendre, au-delà de laquelle les données ne seront plus cohérentes, et pourront donc être facilement détectées comme fausses. Par exemple, pour l'angle de braquage, les valeurs cohérentes sont limitées par les angles maximaux de braquage à gauche et à droite.

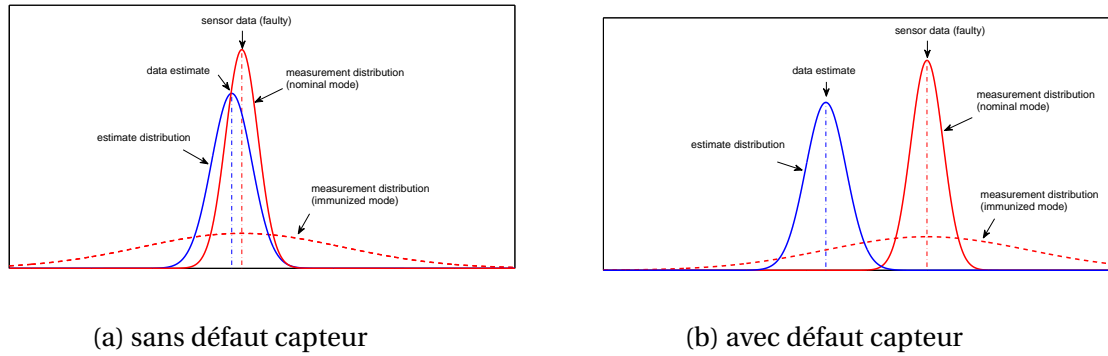


FIGURE 5.1 – Immunisation aux défauts capteur

Pour les signaux d'accélération, il est peu probable d'obtenir des valeurs supérieures à $\pm 15 \text{ m/s}^2$.

L'écart-type σ_{\max} est alors choisi afin de couvrir la totalité de la zone de cohérence du signal (voir fig. 5.2). Nous obtenons finalement : $\text{Var}_{\text{fault}} = \sigma_{\max}^2$.

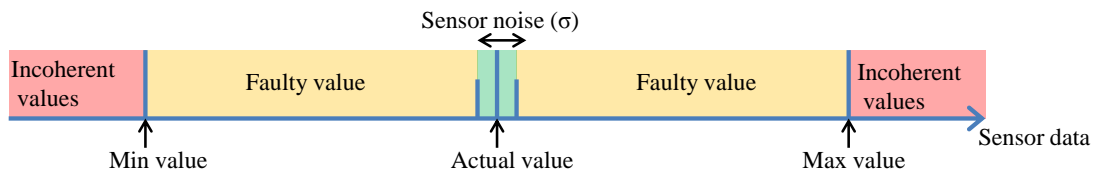


FIGURE 5.2 – Domaine de validité des données capteurs

Pour les défauts actionneurs, il est possible de mettre en œuvre une méthode similaire en augmentant les paramètres de la matrice de covariance des bruits de modèle Q . Le paramètre modifié sera sélectionné en fonction de la ligne de la fonction d'évolution affectée par l'actionneur défectueux.

5.4 Résultats

L'approche IMM a été mise en application sur des données expérimentales, enregistrées sur un véhicule d'essai du LIVIC sur les pistes d'essai de Satory (Versailles) et sur route ouverte. Les scénarios de tests incluent des situations de conduite classiques (conduite urbaine normale), ainsi que des manœuvres (freinage d'urgence, passage de nid de poule, de ralentisseurs).

5.4.1 Description du véhicule d'essai

Le véhicule d'essai est la SECMA f16 présentée au chapitre 2, un véhicule cabriolet à propulsion. Ce véhicule a été modifié pour intégrer des systèmes de commande "by-wire".

Ce véhicule est équipé de capteurs proprioceptifs :

- une centrale inertielle –ou *inertial measurement unit*– (IMU), avec accéléromètre et gyromètre 3 axes (Xsense MTI-G),

- quatre capteurs de vitesse de rotation des roues,
- un capteur d'angle de braquage des roues avant,
- un capteur d'angle du volant.

Un boîtier hydraulique ESP est implanté sur le circuit hydraulique de freinage entre le maître cylindre et les étriers. Il permet d'adapter la pression de freinage afin de maintenir un taux de glissement consigne individuellement sur chaque roue. Ce système est décrit plus en détail dans la partie 2.3.2 page 48 (voir également [JUDALET et collab., 2014]).

L'acquisition des données capteur et le contrôle des actionneurs sont réalisés par un boîtier de contrôle programmable (type AFT PROtronic), qui intègre un microcontrôleur, des convertisseurs analogique/numérique et numérique/analogique, et des ports de communication CAN pour la communication avec le PC et l'enregistrement des signaux.

La fréquence d'enregistrement des données est limitée par les caractéristique du bus CAN (max : 100Hz).

5.4.2 Robustesse de l'algorithme aux fausses détections

Pour juger de la qualité des algorithmes de détection et de localisation des fautes, il ne suffit pas de vérifier leur sensibilité aux fautes. Il est également nécessaire de s'assurer que l'algorithme est robuste aux fausses détections. En effet, si le système de contrôle cherche à corriger une faute imaginaire, il pourrait perturber le conducteur et mener à une perte de contrôle du véhicule. Cela oblige à rechercher un compromis entre sensibilité et robustesse de la détection.

Pour cela, il est possible de régler les paramètres de l'algorithme (niveaux de bruits capteurs et actionneurs) afin de jouer sur les seuils de détection, afin de rendre le système soit plus sensible aux fautes, soit plus robustes aux fausses détections.

Nous avons fait le choix de privilégier la robustesse, en réglant les paramètres afin qu'il n'apparaisse plus aucune fausse détection pour l'ensemble des situations de conduite habituelles.

Pour évaluer cette robustesse, nous avons réalisé une série de mesures avec le véhicule d'essai pour différentes situations de conduite. Ces essais comprennent des passages de ralentisseurs, des nids-de-poules, le passage de ronds-points, des freinages d'urgence (avec et sans déclenchement de l'ABS) et des manœuvres d'évitement.

La figure 5.3 montre les vraisemblances et les probabilités d'activation pendant un de ces essais. Il n'y a pas eu de fausses détections pendant ces essais, on note cependant que le passage d'un nid-de-poule (pot hole, à $t = 14s$) et d'un ralentisseur (speed bump, à $t = 84s$) engendrent une légère baisse de la probabilité du modèle nominal.

Cette baisse s'explique par la baisse de vraisemblance du modèle dynamique quand une des roues perd le contact avec la chaussée. Nous pouvons espérer que ce phénomène serait atténué dans le cas d'un véhicule plus rigide que le véhicule d'essai, qui est plus un véhicule de loisirs.

5.4.3 Performance de la détection pour les fautes capteur

Pour évaluer les performances de la détection et de la localisation des défauts capteurs, nous utilisons l'enregistrement des signaux lors d'une situation classique de conduite. Il s'agit d'une conduite type milieu urbain, avec une légère accélération jusqu'à une vitesse de 20 km/h, suivie d'un virage sur la droite.

Pour chaque capteur, une faute partielle a été simulée en ajoutant un offset aux valeurs originales mesurées. Le défaut apparaît à l'instant $t = 4s$ et disparaît à l'instant $t = 5s$.

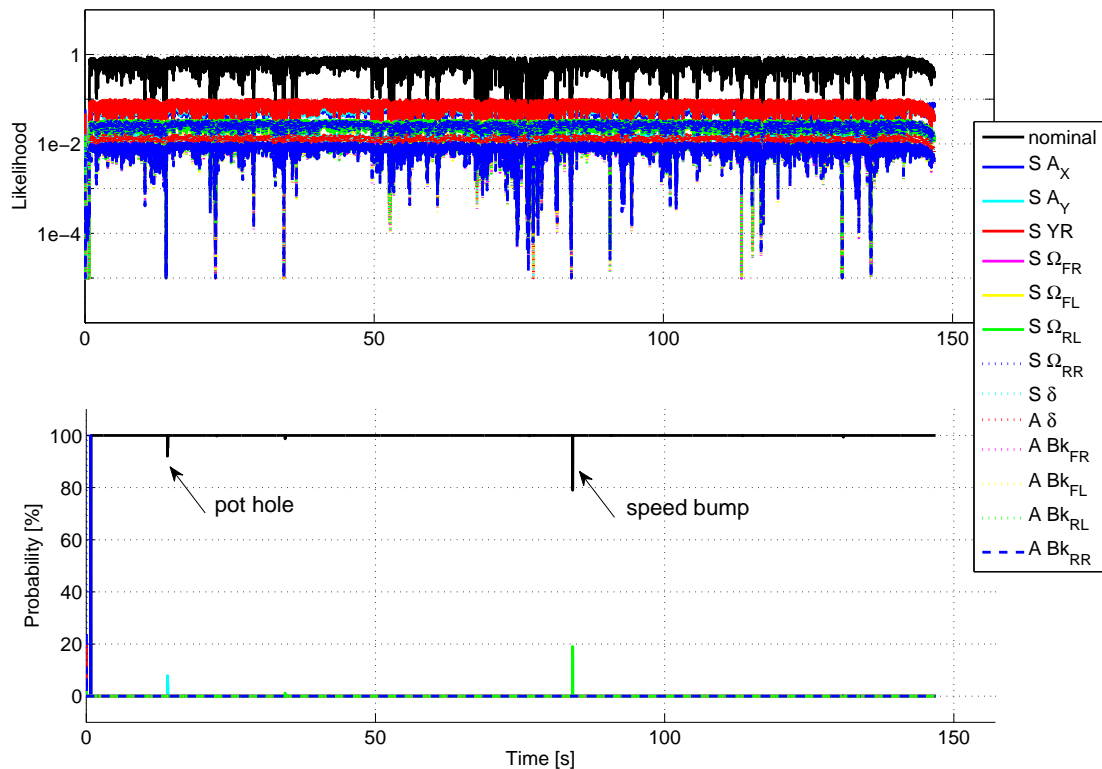


FIGURE 5.3 – Robustesse aux fausses détections en conduite urbaine

Nous pouvons faire varier l'amplitude de cette faute afin de déterminer à partir de quel niveau la faute peut être détectée.

Nous avons commencé par un défaut sur le capteur d'accélération longitudinale. La figure 5.4 montre le résultat de l'algorithme de détection pour un défaut d'amplitude 5 m/s^2 .

Sur la partie haute, nous montrons les estimées de l'accélération longitudinale pour les différents modes. Avant l'apparition de la faute, les estimées suivent précisément les valeurs mesurées (affichées en pointillé magenta), à l'exception du mode SA_x (en bleu), qui considère un bruit de mesure important pour ce capteur. Ce qui explique que l'estimation du signal est approximative pour ce mode.

En regardant les vraisemblances des observateurs (au milieu, avec une échelle logarithmique), le mode nominal (en noir) présente une vraisemblance largement supérieure aux autres modes (sa valeur est proche de 1, alors que la vraisemblance des autres modes est inférieure à 0,1). En effet, les modes *immunisés* ont au moins une valeur de covariance de bruit de modèle ou de mesure importante. Nous observons donc que la probabilité d'activation du mode nominal reste très proche de 100% tant que le système reste sans faute.

La figure 5.5 montre plus en détail ce qu'il se passe lorsque la faute apparaît (à l'instant $t = 4 \text{ s}$). Les estimées (à l'exception du mode SA_x) suivent la valeur erronée du capteur,

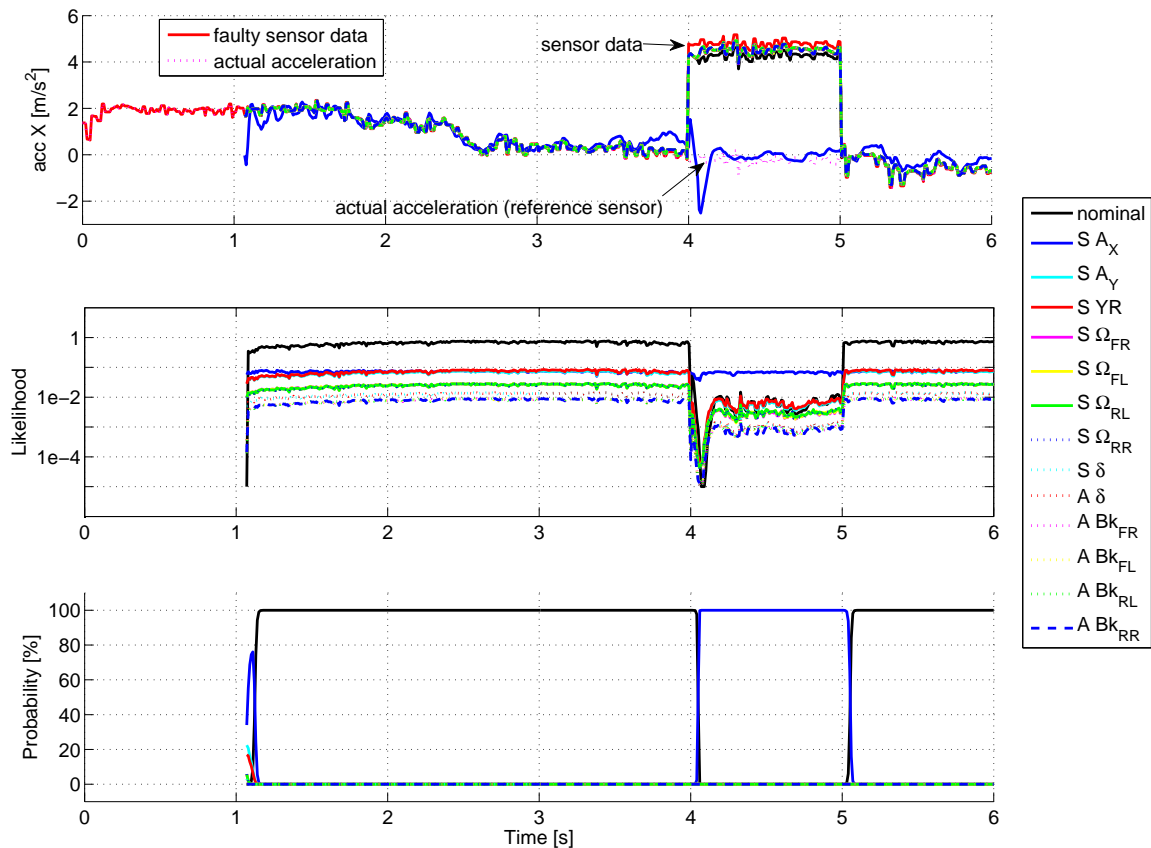


FIGURE 5.4 – Faute sur le capteur d'accélération longitudinale

si bien que les vraisemblances plongent ($< 0,01$). Le mode SA_X , qui n'est quasiment pas affecté par la faute, présente alors la meilleure vraisemblance, si bien que sa probabilité d'activation augmente progressivement pour atteindre 100%. La faute est ainsi correctement détectée et localisée, le temps de détection atteint 60ms, *i.e.* 6 cycles d'algorithme.

Afin de déterminer à partir de quelle amplitude les fautes peuvent être détectées, la même simulation que précédemment a été menée pour chaque capteur en faisant varier l'amplitude des fautes. Ces résultats sont résumés en figure 5.6.

Le tableau 5.1 donne l'amplitude minimale des fautes détectables.

TABLEAU 5.1 – Amplitude minimale des défauts capteurs détectables

capteur	ω_i	a_x	a_y	$\dot{\psi}$	δ
amplitude	5,0rad/s	1,6m/s ²	2,7m/s ²	0,35rad/s	0,055rad

Pour les capteurs de la centrale inertielle, les défauts sont détectés à partir de 1,6 m/s² pour l'accélération longitudinale a_x , de 2,7 m/s² pour l'accélération latérale a_y et de 0,35 rad/s (soit 20°/s) pour la vitesse de lacet $\dot{\psi}$. Ces seuils sont légèrement supérieurs au niveaux de bruit mesurés sur ces capteurs (voir fig. 2.7 p. 37). Il serait nécessaire de filtrer ces signaux pour améliorer la sensibilité à ces défauts.

Pour les vitesses de roues ω_i , le seuil de détectabilité des fautes est autour de 5 rad/s,

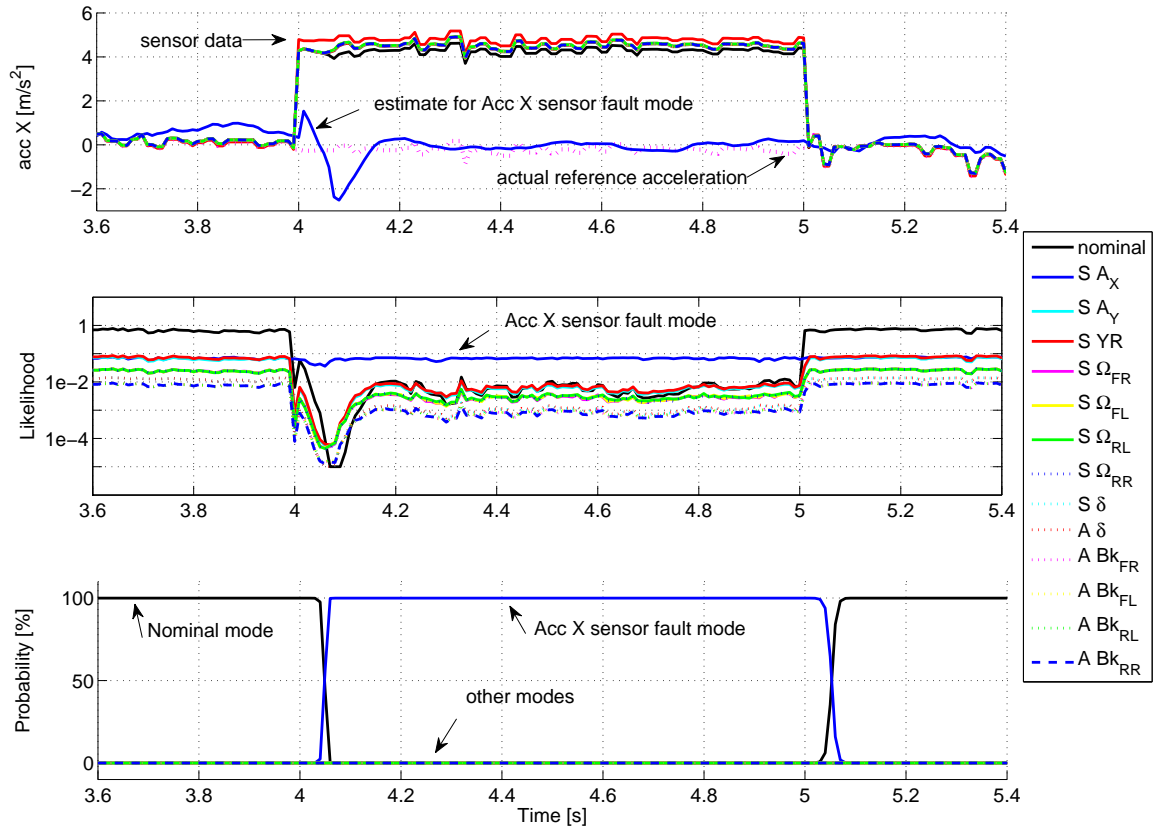


FIGURE 5.5 – Faute sur le capteur d’accélération longitudinale (agrandi)

ce qui correspond à une vitesse périphérique de 5 km/h. Ce seuil est largement supérieur au niveau de bruit mesuré sur la capteur. Cependant, quand on essaie d’augmenter la sensibilité de l’algorithme à ces défauts, nous obtenons des fausses détections lors du déclenchement de l’ABS pendant les freinages d’urgence.

Enfin, pour l’angle de braquage δ , les défauts sont détectables à partir d’un angle de 0,55 rad (soit environ 3°), ce qui est également largement supérieur au bruit sur la mesure. Cependant, il est difficile de diminuer ce seuil sans risquer de fausses détections de défauts actionneur.

5.4.4 Performance de la détection pour les fautes actionneur

La détection des défauts actionneur est généralement plus ardue que celle des défauts capteurs, car elle nécessite un modèle précis du fonctionnement de l’actionneur.

En ce qui concerne l’actionneur de braquage, nous supposons que le système de contrôle de l’angle de braquage avant est relativement rapide par rapport à l’évolution de la dynamique du véhicule. Nous négligeons ainsi le retard de l’actionneur, et l’angle appliqué est ainsi considéré égal à l’angle consigne, comme explicité en eq. 4.45 (p. 90).

Nous avons simulé un défaut de l’actionneur de braquage en ajoutant un offset à l’angle consigne, sans modifier les mesures du capteur d’angle de braquage. Nous simulons ainsi un changement brutal de la consigne, que l’actionneur ne parvient pas à réaliser du fait de la présence de la faute. Le scénario est le même que pour les tests des fautes

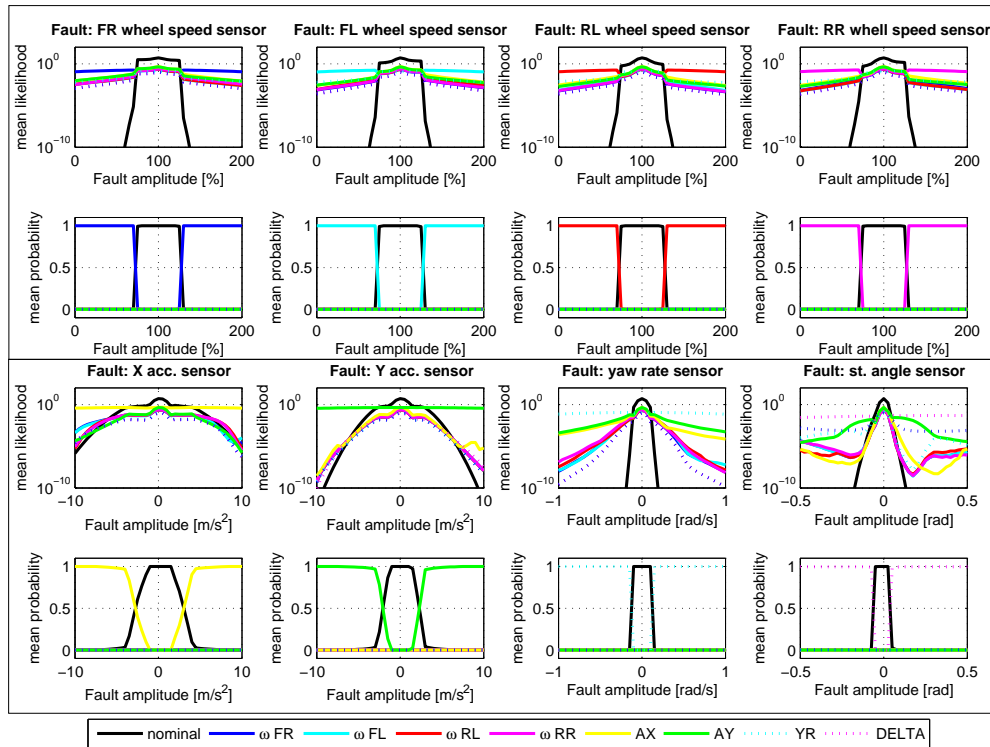


FIGURE 5.6 – Résultats de la détection des défauts capteur

capteurs. La faute est activée entre les instants $t_1 = 4s$ et $t_2 = 5s$ avec une amplitude de 0,1 rad (5,7 degrés).

Nous voyons les résultats en figure 5.7. Dès que la faute survient, les vraisemblances chutent rapidement (pour éviter les erreurs de précision, les vraisemblances sont limitées à 10^{-5}), à l'exception des modes $S\delta$ et $A\delta$, insensibles respectivement aux fautes de capteurs et d'actionneurs de braquage. Pour le mode $S\delta$, l'angle de braquage estimé reste très proche de l'angle consigne car la mesure de l'angle n'est quasiment pas prise en compte, alors que le mode $A\delta$ estime correctement l'angle de braquage réel. Cela explique que ce dernier mode conserve une vraisemblance supérieure au mode $S\delta$. La probabilité d'activation monte donc progressivement pour atteindre 100%, la faute a donc été localisée correctement. Le seuil de détection des fautes est atteint 40ms après l'apparition de la faute.

Quand la faute disparaît, l'état nominal revient rapidement.

En ce qui concerne les fautes sur les freins (freinage intempestif ou absence de freinage), il est nécessaire de pouvoir modéliser précisément le fonctionnement du frein afin d'estimer le couple de freinage effectif sur chacune des roues en fonction des consignes.

Selon le type de freins, différents modèles sont disponibles dans la littérature, et ont montré des résultats positifs pour la détection des fautes sur les systèmes de freinage.

Pour les freins électro-magnétiques (utilisés par exemple pour le freinage régénératif des véhicules électriques) ou électro-mécaniques, ces modèles se basent sur les caractéristiques tension/courant appliquées. Dans [MURPHEY et collab., 2005], une approche de FDI basée sur la logique floue montre qu'il est possible de localiser des fautes sur des actionneurs électro-mécaniques.

Pour les freins hydrauliques (les plus courants), ces modèles reposent sur la pression appliquée à l'étrier et la vitesse de rotation de roue, qui sont généralement mesurées par

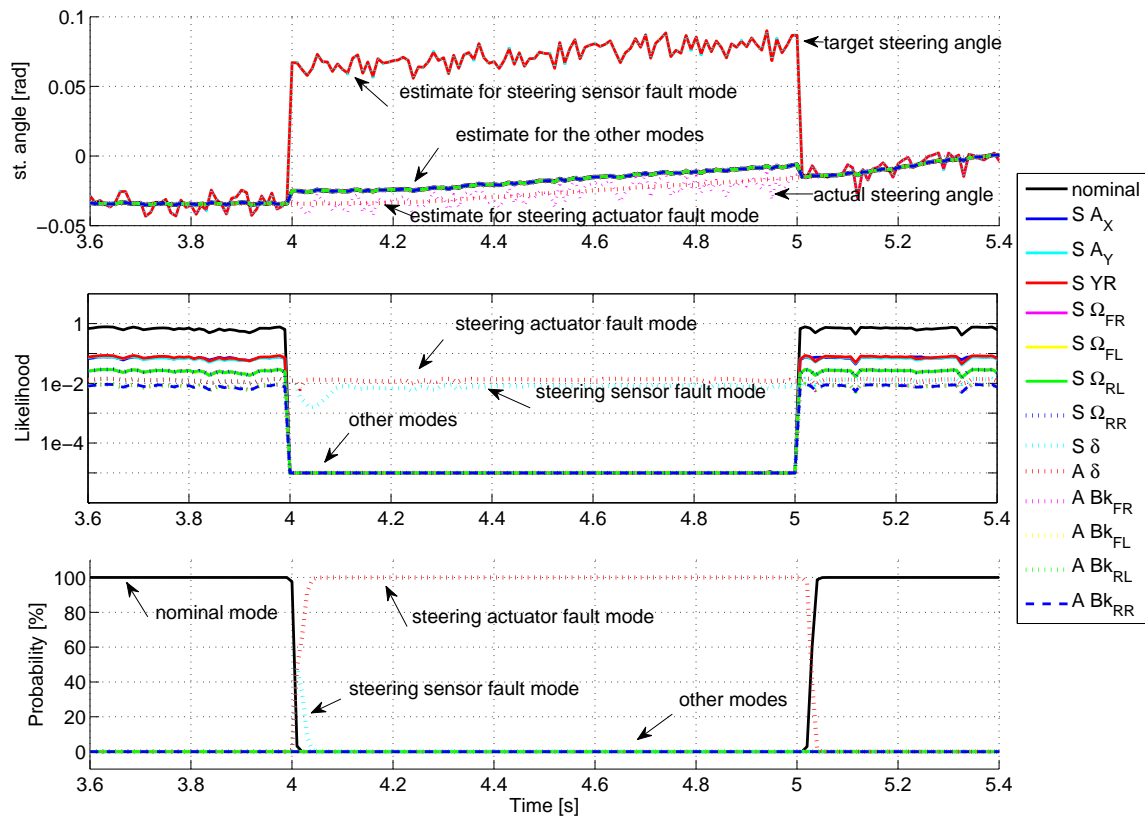


FIGURE 5.7 – Faute sur l’actionneur de braquage

le système ABS. C’est le cas notamment dans [LUO et collab., 2005], qui montre qu’il est possible de détecter correctement les fautes sur un système de freinage ABS à partir d’un modèle détaillé basé sur la pression hydraulique sur les étriers. Dans [BÖRNER et collab., 2002; STRAKY et collab., 1999], les fautes liées au boîtier hydraulique ABS sont détectées en se basant sur un modèle électrique du fonctionnement des solénoïdes.

Malheureusement, nous ne disposons pas sur le véhicule d’essai de l’information sur la pression hydraulique de freinage sur les étriers. Il est donc difficile d’estimer le couple de freinage pris en compte pour le modèle d’actionneur. Cela oblige à adapter un bruit de modèle important pour le mode nominal. Dans ces conditions, il n’a pas été possible de trouver un paramètre pour le modèle défaillant qui apporte un compromis satisfaisant entre la sensibilité à la faute et la robustesse aux fausses détections.

5.4.5 Estimation tolérante aux fautes de la vitesse du véhicule

Outre la détection des fautes, l’avantage de l’approche IMM est de permettre la fusion des estimations.

Ainsi, lorsqu’une faute est localisée, l’estimée globale reprend l’estimation de l’état du véhicule pour l’observateur insensible à la faute. Cela permet d’obtenir une estimation de la dynamique du véhicule moins sensible à la faute détectée; on parle alors d’estimation tolérante aux fautes.

Cela est illustré sur les figures 5.8 et 5.9. La première figure montre l'estimation de la vitesse longitudinale du véhicule en cas de faute sur le capteur d'accélération longitudinale (faute additive de $+5 \text{ m/s}^2$ d'amplitude). La vitesse de référence (en rouge) est mesurée par un capteur de type CORREVIT fixé sur le côté du véhicule. La courbe noire montre l'estimation de la vitesse par un observateur "mono-modèle" type EKF reprenant uniquement le modèle nominal de la voiture, et la courbe bleue l'estimation par l'algorithme IMM. Nous voyons que dès que la faute est détectée, l'estimée pour l'IMM converge vers la vitesse réelle.

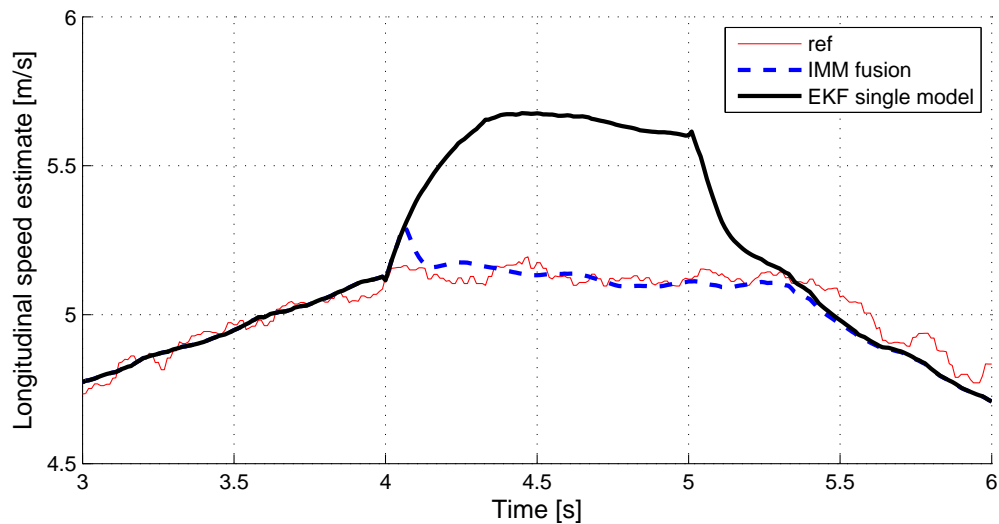


FIGURE 5.8 – Estimation de la vitesse longitudinale en cas de faute sur l'accélération en X

Ces résultats sont identiques pour l'estimation de la vitesse latérale, ici montrée en cas de faute additive sur l'accélération latérale (amplitude : $+5 \text{ m/s}^2$).

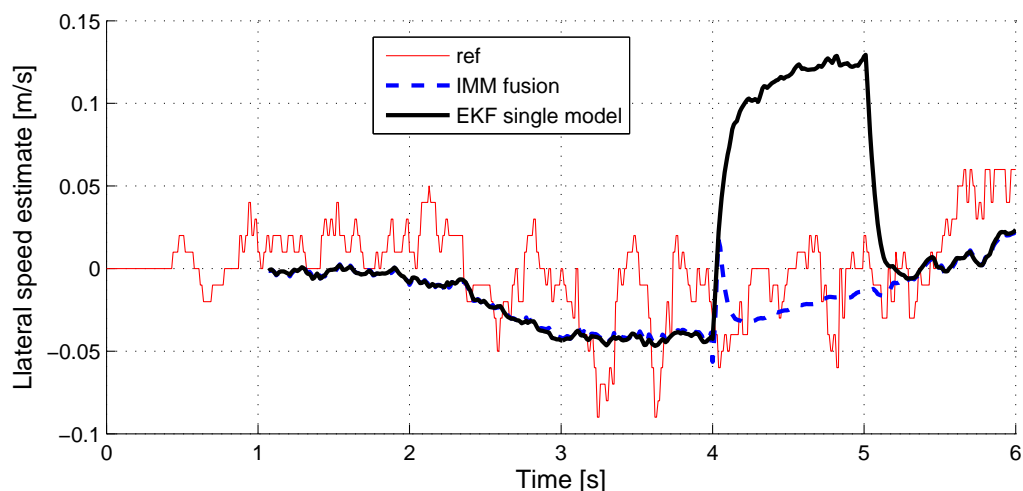


FIGURE 5.9 – Estimation de la vitesse latérale en cas de faute sur le capteur d'accélération en Y

5.5 Conclusion

Dans cette partie, nous avons évalué un algorithme de détection et de localisation des fautes pouvant affecter les capteurs et les actionneurs des systèmes de direction et de freinage by-wire.

L'approche IMM sélectionnée repose sur un modèle non linéaire de la dynamique du véhicule ; nous avons détaillé la mise en œuvre de l'IMM pour une application de FDI et le réglage des paramètres.

Cette méthode a été validée sur la base de signaux réels ; elle permet de détecter les fautes sur l'ensemble de capteurs proprioceptifs en quelques cycles d'algorithme.

Pour les défauts actionneurs, les résultats dépendent de la précision de la modélisation du fonctionnement de l'actionneur. Si la détection des fautes de braquage a été validée, nous n'avons pas pu détecter les défauts de freinage. Une mesure de la pression hydraulique appliquée sur l'actionneur pourrait éventuellement permettre d'améliorer la sensibilité de l'algorithme à cette faute.

Nous avons pu vérifier que cette approche permettait une bonne robustesse aux fausses détections.

En parallèle, cette approche fournit une estimation tolérante aux fautes de la dynamique du véhicule, ce qui est intéressant dans une optique de contrôle tolérant aux fautes.

Nous nous intéresserons dans la partie suivante aux stratégies possibles de configuration des lois de contrôle du véhicule en cas de détection de fautes.

5.6 Références

- ANWAR, S. 2010, *Fault detection, isolation, and control of drive by wire systems*, INTECH Open Access Publisher.
- ASHARI, A. E. E., R. NIKOUKHAH et S. L. CAMPBELL. 2012, «Active robust fault detection in closed-loop systems : Quadratic optimization approach», *Automatic Control, IEEE Transactions on*, vol. 57, n° 10, p. 2532–2544.
- BAR-SHALOM, Y., K. CHANG, H. BLOM et collab.. 1989, «Tracking a maneuvering target using input estimation versus the interacting multiple model algorithm», *Aerospace and Electronic Systems, IEEE Transactions on*, vol. 25, n° 2, p. 296–300.
- BÖRNER, M., H. STRAKY, T. WEISPFENNING et R. ISERMANN. 2002, «Model based fault detection of vehicle suspension and hydraulic brake systems», *Mechatronics*, vol. 12, n° 8, p. 999–1010.
- CHEN, J. et R. J. PATTON. 2012, *Robust model-based fault diagnosis for dynamic systems*, Springer Publishing Company, Incorporated.
- EFE, M. et D. ATHERTON. 1997, «The imm approach to the fault detection problem», .
- FISCHER, D., M. BÖRNER, J. SCHMITT et R. ISERMANN. 2007, «Fault detection for lateral and vertical vehicle dynamics», *Control Engineering Practice*, vol. 15, n° 3, p. 315–324.
- GADDA, C. D., S. M. LAWS et J. C. GERDES. 2007, «Generating diagnostic residuals for steer-by-wire vehicles», *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, vol. 15, n° 3, p. 529–540.

- GRUYER, D., S. PECHBERTI, D. GINGRAS et F. DUPIN. 2010, «Robust positioning in safety applications for the cvis project», dans *Intelligent Vehicles Symposium (IV), 2010 IEEE*, IEEE, p. 262–268.
- HE, L., C. ZONG et C. WANG. 2010, «A steering-by-wire fault-tolerance control strategy based on multi-dimension gauss hidden markov model», dans *Intelligent Control and Information Processing (ICICIP), 2010 International Conference on*, IEEE, p. 227–230.
- ISERMANN, R. 1984, «Process fault detection based on modeling and estimation methods—a survey», *Automatica*, vol. 20, n° 4, p. 387–404.
- ISERMANN, R., R. SCHWARZ et S. STÖLZL. 2002, «Fault-tolerant drive-by-wire systems», *Control Systems, IEEE*, vol. 22, n° 5, p. 64–81.
- JUDALET, V., M. DHAOUI, S. GLASER et S. MAMMAR. 2014, «Fuzzy logic slip rate controller for experimental test vehicle», *ITSC 2014*.
- LUO, J., M. NAMBURU, K. R. PATTIPATI, L. QIAO et S. CHIGUSA. 2005, «Integrated model-based and data-driven diagnostic strategies applied to an anti-lock brake system», dans *Aerospace Conference, 2005 IEEE*, IEEE, p. 3702–3708.
- MUNIR, A. et D. P. ATHERTON. 1994, «Maneuvering target tracking using an adaptive interacting multiple model algorithm», dans *American Control Conference, 1994*, vol. 2, IEEE, p. 1324–1328.
- MURPHEY, Y. L., A. MASRUR, Z. CHEN et B. ZHANG. 2005, «A fuzzy system for fault diagnostics in power electronics based brake-by-wire system», dans *Fuzzy Information Processing Society, 2005. NAFIPS 2005. Annual Meeting of the North American*, IEEE, p. 326–331.
- NIKOUKHAH, R., S. L. CAMPBELL, K. G. HORTON et F. DELEBECQUE. 2002, «Auxiliary signal design for robust multimodel identification», *Automatic Control, IEEE Transactions on*, vol. 47, n° 1, p. 158–164.
- PISU, P., A. SERRANI, S. YOU et L. JALICS. 2006, «Adaptive threshold based diagnostics for steer-by-wire systems», *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, vol. 128, n° 2, p. 428–435.
- STRAKY, H., T. WEISPFENNING et R. ISERMANN. 1999, «Model based fault detection of hydraulic brake system components», dans *European Control Conference, ECC*.
- VENKATASUBRAMANIAN, V., R. RENGASWAMY et S. N. KAVURI. 2003a, «A review of process fault detection and diagnosis : Part ii : Qualitative models and search strategies», *Computers & Chemical Engineering*, vol. 27, n° 3, p. 313–326.
- VENKATASUBRAMANIAN, V., R. RENGASWAMY, S. N. KAVURI et K. YIN. 2003b, «A review of process fault detection and diagnosis : Part iii : Process history based methods», *Computers & chemical engineering*, vol. 27, n° 3, p. 327–346.
- VENKATASUBRAMANIAN, V., R. RENGASWAMY, K. YIN et S. N. KAVURI. 2003c, «A review of process fault detection and diagnosis : Part i : Quantitative model-based methods», *Computers & chemical engineering*, vol. 27, n° 3, p. 293–311.

WILWERT, C., N. NAVET, Y.-Q. SONG et F. SIMONOT-LION. 2005, «Design of automotive x-by-wire systems», *The Industrial Communication Technology Handbook*.

ZHANG, Y. et X. RONG LI. 1998, «Detection and diagnosis of sensor and actuator failures using imm estimator», *Aerospace and Electronic Systems, IEEE Transactions on*, vol. 34, n° 4, p. 1293–1313.

Les stratégies de contrôle en cas de faute

Sommaire

6.1 Cas d'un freinage intempestif	121
6.1.1 Effet d'un freinage intempestif	122
6.1.2 Correction par braquage actif des roues avant	124
6.1.3 Effet du temps de détection de la faute	126
6.2 Cas d'une absence de freinage	129
6.2.1 Effet d'une absence de freinage	129
6.2.2 Correction par braquage des roues avant	130
6.2.3 Effet du temps de détection de la faute	131
6.3 Cas d'un défaut de braquage	133
6.3.1 Effet d'un défaut de braquage	133
6.3.2 Stratégie d'accommodation par freinage différentiel	134
6.3.3 Intérêt du freinage sur les quatre roues	137
6.3.4 Correction par freinage et braquage des roues arrière	139
6.3.5 Effet du temps de détection de la faute	140
6.4 Conclusion sur les stratégies d'accommodation	141
6.5 Références	142

La dynamique du véhicule est régie par les forces externes qui s'exercent sur ce véhicule. Outre les forces aérodynamiques, les forces mobilisées sont principalement les forces de contact dues au glissement entre les pneumatiques et la surface de la route. Ces forces, exercées au niveau des quatre roues, génèrent des accélérations et un moment de lacet qui modifient les vitesses longitudinale, latérale et de lacet.

Le contrôle d'un véhicule repose donc sur la variation de ces glissements, longitudinaux et latéraux, afin de générer la dynamique souhaitée par le conducteur. Pour cela, il est possible de jouer à la fois sur l'orientation des roues, par l'intermédiaire des actionneurs de braquage, et sur la vitesse de rotation des roues en exerçant un couple sur celles-ci, soit en accélération (couple moteur), soit en freinage.

Dans le cas d'une situation de conduite nominale, le contrôle de ces actionneurs est découplé : la dynamique longitudinale est contrôlée par le couple de freinage/accélération, et la dynamique latérale est réglée par le braquage des roues.

Quand la dynamique latérale est importante, les glissements des pneumatiques sortent de la zone de fonctionnement linéaire, et les forces de contact saturent. Certains systèmes d'assistance à la conduite permettent alors de coupler le freinage et le braquage pour combiner leurs effets respectifs. Plus particulièrement, le fait de freiner les roues sur un côté du véhicule génère un couple en lacet, du fait des forces de freinage dissymétriques, qui participe au contrôle latéral du véhicule. C'est notamment le principe de fonctionnement de l'ESP, qui permet de générer un couple de freinage individuellement sur une des roues pour corriger un sous-virage ou un sur-virage.

Des algorithmes de contrôle latéral couplant le freinage et la direction sont notamment présentés dans [FALCONE et collab., 2008; TJØNNÅS et collab., 2010; TRACHTLER, 2004].

L'introduction des systèmes de commande by-wire permet d'élargir encore la palette des combinaisons possibles braquage/freinage (voir [BRETZ, 2001]), tout en supprimant les perturbations pour le conducteur (couple induit sur le volant et vibrations sur la pédale de frein).

Cependant, si l'introduction de ces systèmes améliore les possibilités de contrôle du véhicule, cela pose des questions en termes de sûreté de fonctionnement. En effet, les systèmes électriques sont sujets aux pannes de façon moins prévisible que les systèmes mécaniques, et l'indisponibilité de ces systèmes mène rapidement à des situations d'une criticité extrême, comme l'incapacité de contrôler la trajectoire du véhicule.

La question que nous nous posons alors est : "est ce que cette diversification des combinaisons braquage/freinage, qui offre ainsi des solutions redondantes pour le contrôle latéral du véhicule, permet de préserver la contrôlabilité du véhicule, même en cas de panne sur un de ces systèmes?".

Cette question a été en partie traitée dans [ANWAR, 2005; AWAN, 2014; HAYAMA et collab., 2010], mais ces travaux ne considèrent pas les conséquences des fautes, notamment sur la contrôlabilité du véhicule.

Dans ce chapitre, nous étudions donc l'effet des fautes sur la dynamique des véhicules, afin de définir, parmi les actionneurs non touchés par la faute, quelle combinaison est la plus adéquate pour corriger l'effet de la faute.

Les caractéristiques dynamiques du véhicule sont bien entendu très largement impactées par ces fautes, et leur correction implique l'utilisation de lois de contrôle très différentes des algorithmes de contrôle du véhicule en mode normal.

Cela nécessite de détecter et d'identifier les fautes afin de modifier les lois de contrôle avant que la dynamique du véhicule ne soit trop impactée. Nous allons donc étudier, se-

lon les configurations de contrôles adoptées, de quel temps nous disposons pour détecter la faute, avant que le véhicule ne soit plus contrôlable.

Cette architecture est décrite sur la figure 6.1.

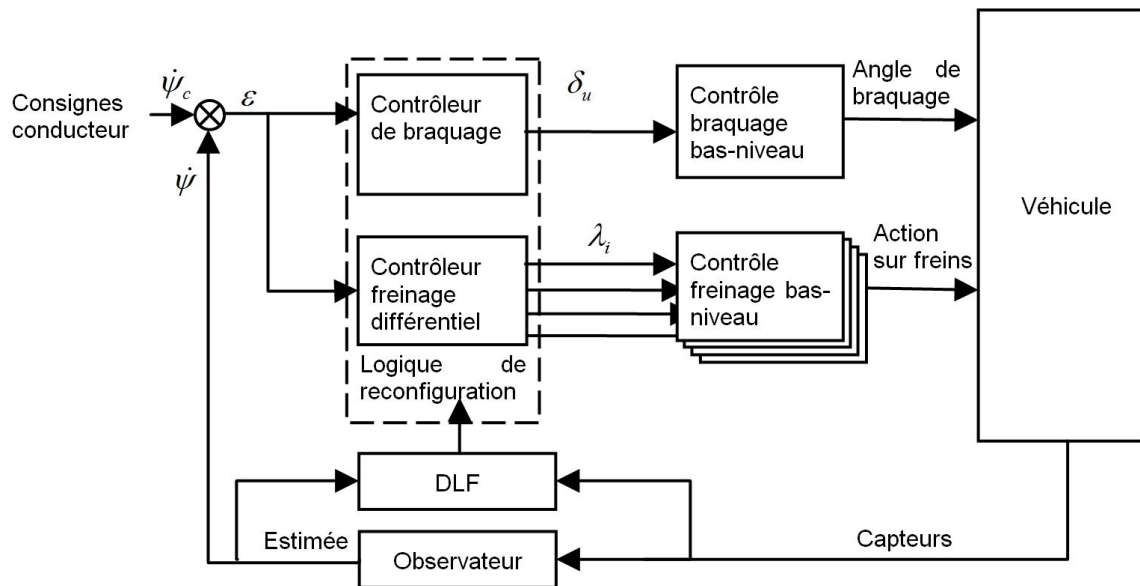


FIGURE 6.1 – Principe du contrôle actif tolérant aux fautes

Les fautes que nous prenons en considération sont des dysfonctionnements sur le système de freinage ou de braquage. Pour les défauts actionneurs sur les freins, nous distinguons le cas où une roue est freinée sans sollicitation par le conducteur, on parle de freinage intempestif, et le cas où une roue ne freine pas pendant un freinage pourtant sollicité par le conducteur, on parle alors d'absence de freinage.

Pour étudier l'effet de ces fautes, nous nous appuyons sur le modèle dynamique du véhicule présenté dans la partie 4.3 page 86. Ce modèle considère les effets des forces de contact pneu/chaussée sur chacune des quatre roues selon le modèle de Dugoff (voir page 87).

Outre sa simplicité de mise en œuvre, l'avantage du modèle de Dugoff est la prise en compte du couplage entre les effets longitudinaux et latéraux en cas de dérive du pneumatique. En contrepartie, ce modèle perd en précision pour des valeurs importantes de taux de glissement. Plus particulièrement, ce modèle considère que la variation de la force longitudinale en fonction du taux de glissement est toujours croissante, alors que les modèles empiriques (par exemple le modèle de Pacejka), plus réalistes pour ces valeurs de taux de glissement, considèrent un plateau, voire une diminution de la force longitudinale quand les glissements deviennent très grands.

Cela a pour conséquence de surestimer les forces longitudinales pour ces grands taux de glissement. Nous reviendrons sur l'effet de ces imprécisions à la fin de ce chapitre.

6.1 Cas d'un freinage intempestif

Le freinage intempestif d'une roue peut survenir quelle que soit l'architecture du système de freinage (brake-by-wire ou hydraulique). En effet, sous l'effet de l'encrassement ou de la corrosion, l'étrier peut se bloquer en position freinée, ou un objet extérieur peut venir se loger dans la mâchoire, pouvant provoquer le blocage de la roue.

Cependant, l'intégration de systèmes brake-by-wire augmente les probabilités d'occurrence de ce type de faute. En effet, avec ces systèmes, un freinage intempestif peut également être causé par un défaut de consigne du boîtier de contrôle des freins (typiquement, un court-circuit sur le platine du boîtier pourrait relier l'actionneur directement à la tension d'alimentation de la batterie).

Nous nous intéressons dans un premier temps à l'effet de la faute sur la dynamique du véhicule, puis nous étudierons les stratégies de contrôle permettant de corriger cette faute, avant de nous intéresser au temps de détection maximal pour pouvoir corriger cette faute.

6.1.1 Effet d'un freinage intempestif

L'effet d'un freinage dépend bien entendu de l'intensité du freinage, caractérisé par le taux de glissement λ_i du pneu. Plus le glissement est important, plus la force de freinage induite le sera, et donc plus la faute se fera ressentir. Nous nous plaçons donc dans le cas le plus défavorable où la roue est entièrement bloquée ($\lambda_i = -100\%$)

Avant de chercher à corriger la faute, nous commençons par étudier son effet sur la dynamique du véhicule, suivant la position de la roue impactée (à l'avant ou à l'arrière).

Pour cela, nous utilisons un modèle simplifié du véhicule qui permet, en fonction de l'angle de braquage et du taux de glissement des pneumatiques, d'estimer les forces de contact pneu/chaussée, puis d'en déduire l'effet de ces forces sur la dynamique du véhicule (c'est-à-dire les accélérations longitudinale et latérale, et le couple en lacet).

Sur la fig. 6.2, nous voyons l'effet d'un freinage intempestif sur les roues avant droite (fig. 6.2a) et arrière droite (fig. 6.2b). Pour les roues à gauche, les effets seront symétriques.

Le taux de glissement λ_i et le braquage δ_i de chaque roue sont indiqués au-dessus de celle-ci. Les forces de contact pneu/chaussée, calculées selon le modèle de Dugoff, sont indiquées en-dessous des roues et représentées par des flèches au niveau des roues.

Ces forces induisent des accélérations longitudinale et latérale représentées par des flèches au centre de gravité, ainsi qu'un couple en lacet résultant indiqué en dessous de la figure (resulting torque).

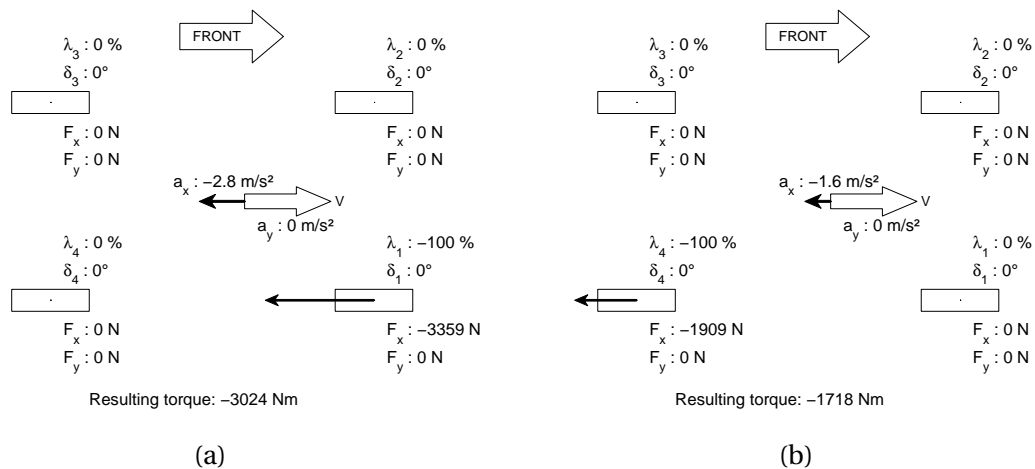


FIGURE 6.2 – Effet d'un freinage intempestif sur la roue avant droite (a) et arrière droite (b)

Le blocage de la roue avant droite génère une force de freinage de 3,4 kN. Cela induit une décélération du véhicule de $2,9\text{ m/s}^2$, et, du fait du freinage dissymétrique, un

moment de lacet de -3,0 kNm.

Quand la faute concerne une roue arrière (voir fig. 6.2b), la force de freinage est légèrement plus faible (1,9 kN) car le centre de gravité est plus proche des roues avant que des roues arrière, ce qui fait que la force normale appliquée sur les roues avant est plus importante. Cette force génère une décélération de $1,6 \text{ m/s}^2$ et un couple résultant de -1,7 kNm.

Dans les deux cas, nous remarquons que l'accélération latérale du véhicule a_y est nulle. Dans les premiers instants, le véhicule va donc commencer à tourner sur lui-même (du fait du moment de lacet) sans dévier de sa trajectoire ($a_y = 0$). Cette rotation du véhicule va rapidement générer un angle de dérive. Cette dérive va induire du glissement latéral au niveau des pneumatiques, provoquant ainsi des forces latérales. Ce qui va progressivement engendrer une accélération latérale, menant progressivement le véhicule à sortir de sa voie.

Le blocage d'une roue a donc plusieurs effets :

- une perte de contrôlabilité du véhicule, du fait du glissement du pneumatique, qui augmente le risque de sous-virage (blocage roue avant) ou de sur-virage (blocage roue arrière).
- une décélération du véhicule non désirée par le conducteur, contre laquelle il est difficile d'agir, car il faudrait appliquer un couple moteur aux autres roues. Cependant, cette décélération ne semble pas problématique, car en cas de faute aussi gênante qu'un blocage de roue, on cherchera de toute façon à arrêter le véhicule.
- un couple en lacet, qui va apporter un mouvement de rotation au véhicule, puis le faire dévier de la trajectoire nominale souhaitée par le conducteur du fait de l'angle de dérive engendré.

Nous nous intéressons à présent à la trajectoire du véhicule sous l'effet du freinage intempestif.

Nous nous plaçons dans le cas d'une conduite en ligne droite à 50km/h quand une faute (blocage) survient sur une roue (avant droite ou arrière droite). Nous faisons l'hypothèse que le conducteur ne réagit pas à la faute (pas de braquage du volant ni d'action sur la pédale de frein).

Les trajectoires obtenues sont montrées en fig. 6.3. Les rectangles représentent les différentes positions du véhicule, affichées toutes les demi-secondes. Ainsi les rectangles apparaissent plus rapprochés lorsque le véhicule ralentit.

Les lignes pointillées marquent la largeur standard d'une voie (3,5m). Nous considérons que le véhicule sort de sa voie quand l'écart latéral dépasse une demi largeur de voie, soit 1,75m.

Pour le blocage de la roue avant-droite, la sortie de voie arrive après 1,8s, et pour la roue arrière, en 1,7s. Cela laisse un intervalle de temps pour réagir à la faute. La question à laquelle nous voulons répondre à présent est : "Quelle est la meilleure stratégie pour réagir à cette faute en fonction des actionneurs disponibles?"

Nous avons la possibilité d'agir soit sur le freinage des roues antagonistes, soit sur le braquage des roues. Nous nous concentrons sur la seconde solution pour deux raisons :

- quand une roue est bloquée, la contrôlabilité du véhicule est déjà réduite du fait du glissement important sur la roue, freiner de surcroît une roue de l'autre côté du véhicule ferait que le véhicule serait très difficile à contrôler ;
- l'origine de la faute n'est pas connue, il est possible que cette faute implique d'autres

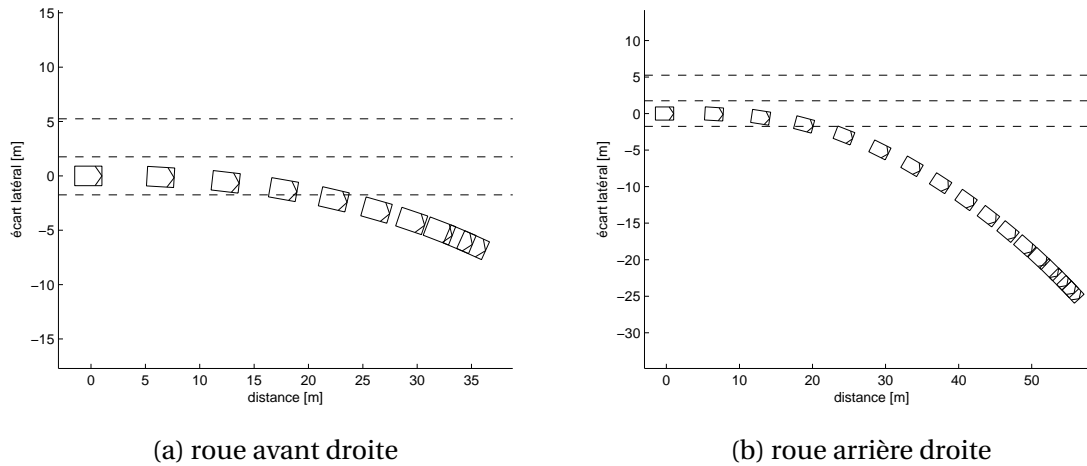


FIGURE 6.3 – Trajectoire du véhicule suite au blocage d’une roue

dysfonctionnements sur le système de freinage, il n’est donc pas certain que le freinage des autres roues soit disponible.

6.1.2 Correction par braquage actif des roues avant

Dans le cas d’une architecture classique, seules les roues avant peuvent être braquées. Les angles de braquage des deux roues sont liés mécaniquement, ils ne peuvent donc pas être contrôlés séparément.

Nous faisons donc varier l’angle de braquage des roues avant pour vérifier si l’effet de la faute peut être compensé. La figure 6.4 (respectivement 6.5) montre l’effet correctif du braquage pour différentes valeurs d’angle (5° et 15°), en cas de blocage de la roue arrière droite (resp. avant-droite).

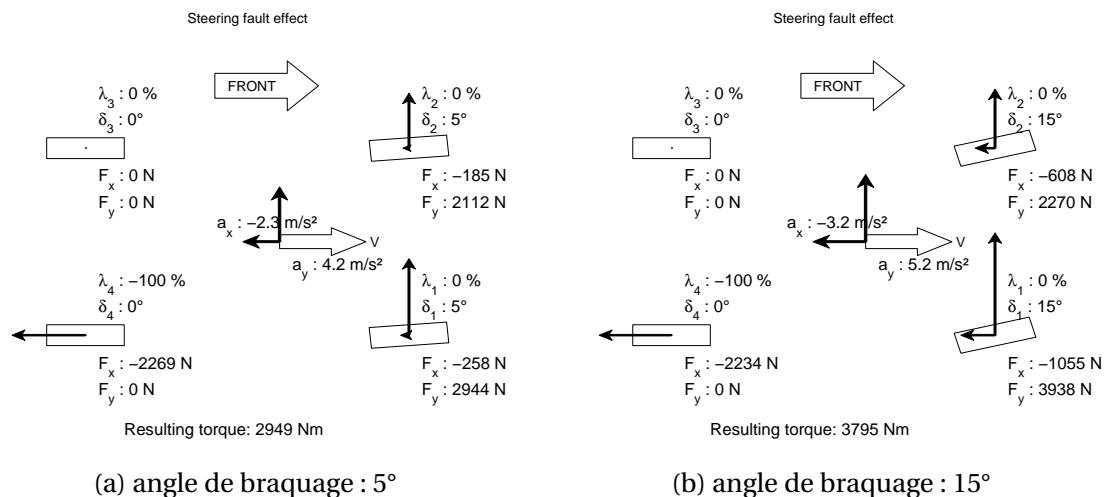


FIGURE 6.4 – Correction d’un blocage de la roue arrière droite par braquage

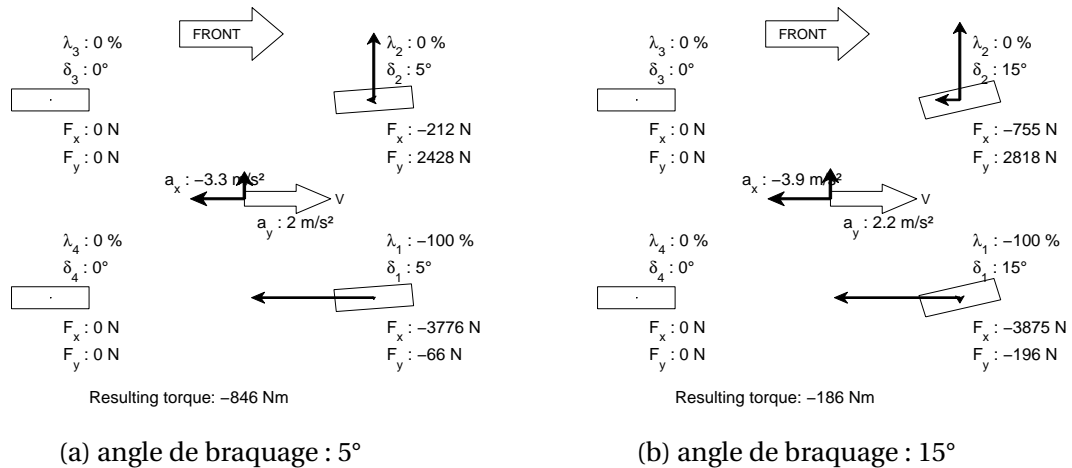


FIGURE 6.5 – Correction d'un blocage de la roue avant droite par braquage

Nous voyons que ces deux situations sont très différentes.

Pour le blocage de la roue arrière, un faible braquage correctif (5°) permet de compenser complètement l'effet de la faute et d'obtenir un couple résultant largement positif (+2950 Nm, alors qu'il était de -1720 Nm sans correction).

Par contre, lorsque ce blocage concerne la roue avant, la faute semble plus difficile à corriger. Même avec un braquage important (15°), le couple résultant reste négatif (-186 Nm).

Ce phénomène est bien illustré en fig. 6.6 qui indique le couple résultant en fonction de l'angle du braquage correctif. Pour une faute à l'arrière (en bleu), la courbe repasse en positif pour un angle très faible (2°), alors que pour une faute à l'avant, il faut un angle très important (> 20°) pour annuler l'effet de la faute.

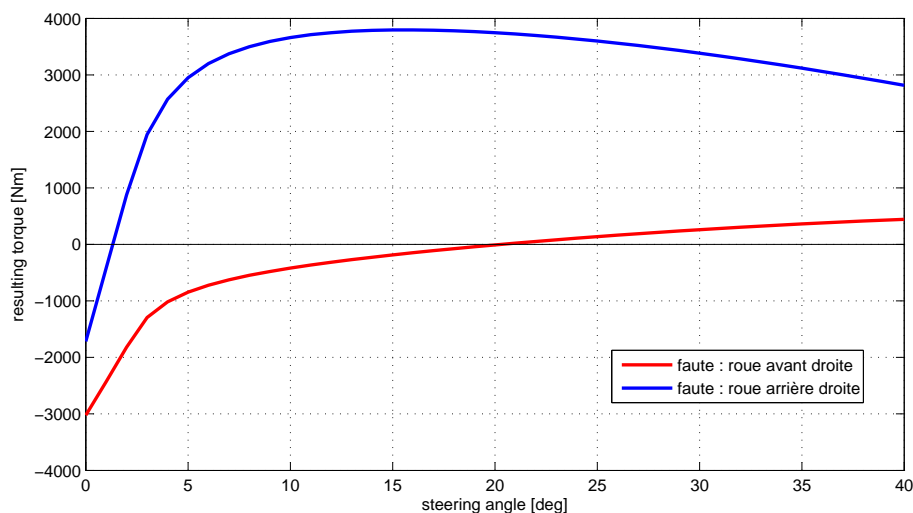


FIGURE 6.6 – Effet de la correction en braquage lors d'un blocage d'une roue

Cela s'explique par le fait que lorsqu'une roue avant est bloquée, le fort glissement empêche cette roue d'avoir un effet latéral. La correction n'est donc plus supportées que par une seule roue. Dans un premier temps, la correction par braquage uniquement ne semble pas suffisante pour s'accommoder de la faute, et un freinage complémentaire sur

une roue antagoniste semble nécessaire. Cependant, quand on regarde l'effet de la correction en braquage sur le modèle dynamique, ce résultat est contredit.

En effet, sous l'action du moment de lacet généré par la roue bloquée, la voiture va prendre un angle de dérive. Cet angle de dérive engendre un glissement latéral sur les roues arrière. Sur la figure 6.7, nous voyons qu'une force latérale sur ces roues qui vient s'opposer au moment de lacet provoqué par le blocage de la roue. Sur cet exemple, nous voyons qu'avec un angle de dérive de 1°, une correction active du braquage de 5° suffit à obtenir un couple résultant largement positif (1350 Nm).

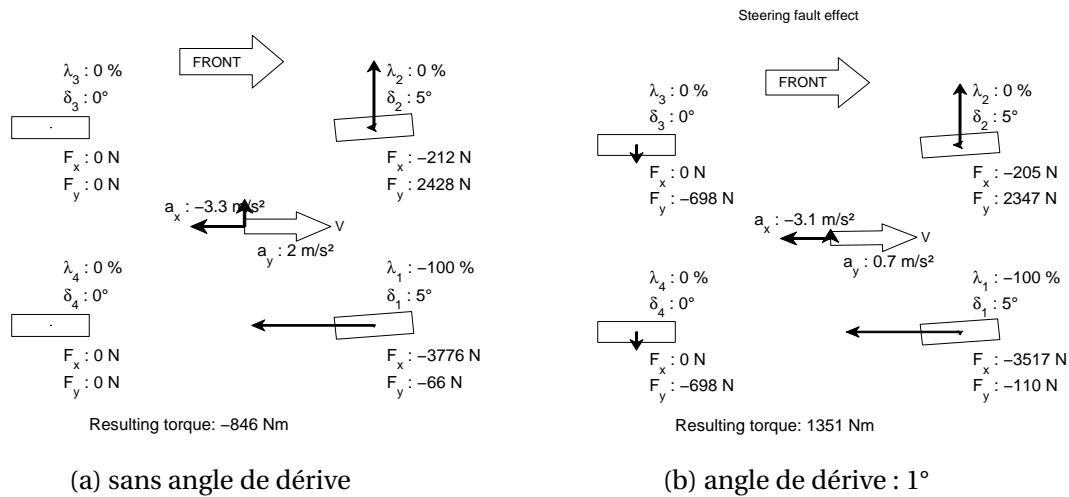


FIGURE 6.7 – Correction d'un blocage de la roue avant droite par braquage

Sur la figure 6.8, nous voyons que l'angle de dérive influence largement l'effet du braquage. L'influence est plus importante lorsque la roue bloquée est à l'avant (fig. 6.8a) que lorsque la roue bloquée est à l'arrière (6.8b), notamment pour des angles de braquage faibles (<5°). Cela s'explique par le fait que, quand la roue arrière est bloquée, la force latérale mobilisable sur ce pneu est réduite, si bien que l'effet de l'angle de dérive diminue.

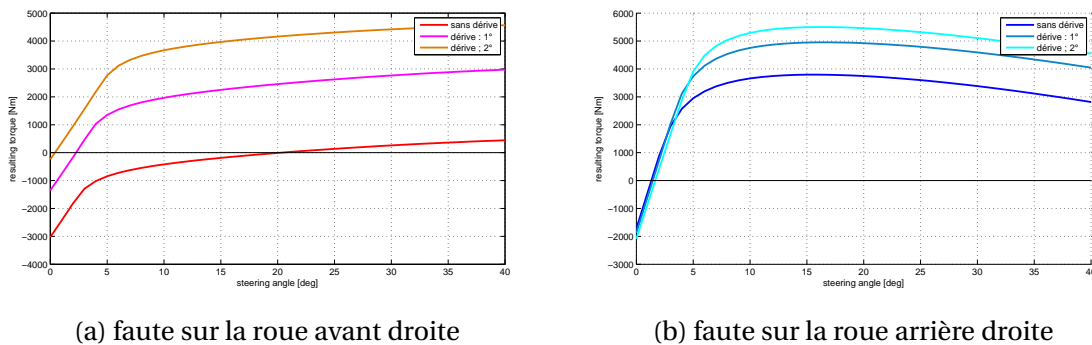


FIGURE 6.8 – Effet de la correction en braquage avec un angle de dérive

6.1.3 Effet du temps de détection de la faute

Dans les deux cas vus précédemment, modifier légèrement l'angle de braquage (<5°) permet de compenser le moment de lacet induit par la faute. Il semble donc possible de contrôler la vitesse en lacet du véhicule par braquage actif des roues avant.

Bien entendu, l'algorithme de contrôle ne peut être reconfiguré uniquement après la

détection et l'identification de la faute. Si la faute est détectée trop tardivement, le contrôleur ne pourra plus maintenir le véhicule sur la voie.

Nous cherchons donc par la suite à estimer combien de temps nous disposons pour détecter la faute sans que le véhicule ne fasse une sortie de voie.

Pour cela, nous mettons en œuvre un algorithme de contrôle simple. Par l'intermédiaire de l'angle volant, le conducteur indique la vitesse en lacet consigne $\dot{\psi}_c$. Le contrôleur règle l'angle de braquage afin de réduire l'écart entre la vitesse en lacet actuelle et la valeur consigne. À chaque itération, le contrôleur teste de manière exhaustive l'ensemble des angles de braquage envisagés (de -30° à $+30^\circ$ par pas de 1°) et sélectionne celui qui minimise l'écart de vitesse en lacet. Par la suite, nous considérons que le conducteur ne réagit pas à la modification de trajectoire du véhicule induite par la faute, donc $\dot{\psi}_c = 0$.

Ce contrôleur a été couplé au modèle dynamique pour simuler la trajectoire du véhicule en cas de blocage d'une roue en fonction de la valeur du temps de détection (ou time to detection, TTD) de la faute.

Afin de simuler le véhicule d'une manière plus réaliste, un retard de réponse des actionneurs a été pris en compte. Ainsi, l'angle consigne sera appliqué aux roues avec un retard fixé arbitrairement à 100 ms.

Sur la figure 6.9, nous voyons l'angle de braquage correctif appliqué aux roues avant dans le cas d'un blocage sur la roue avant et arrière droite pour un TTD de 500 ms.

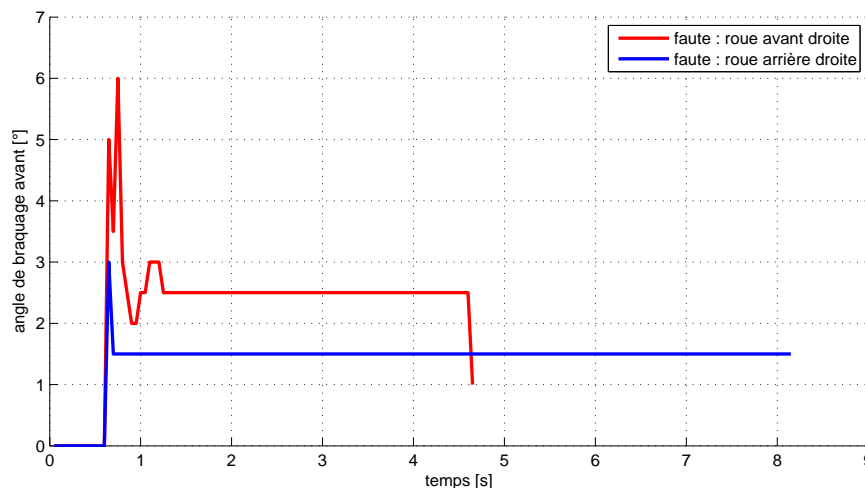


FIGURE 6.9 – Angle de braquage consigne avec un TTD de 0,5s

Ce braquage correctif permet de corriger la trajectoire du véhicule, comme nous le voyons sur les figures 6.10 (pour un blocage à l'arrière) et 6.11 (pour un blocage à l'avant), pour des TTD de 200 ms et 500 ms.

Dans les deux cas, un TTD de 200 ms permet de garder le véhicule dans sa voie initiale. Avec un TTD de 500 ms, le véhicule sort assez largement de sa voie si la roue bloquée est à l'arrière, et chevauche légèrement la voie quand la faute est à l'avant.

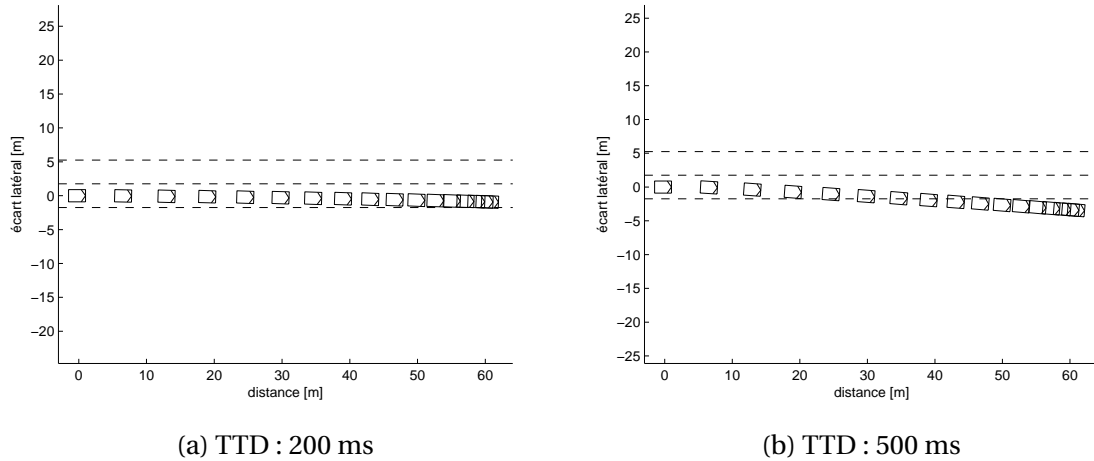


FIGURE 6.10 – Trajectoire corrigée pour une faute sur la roue arrière droite pour différents TTD

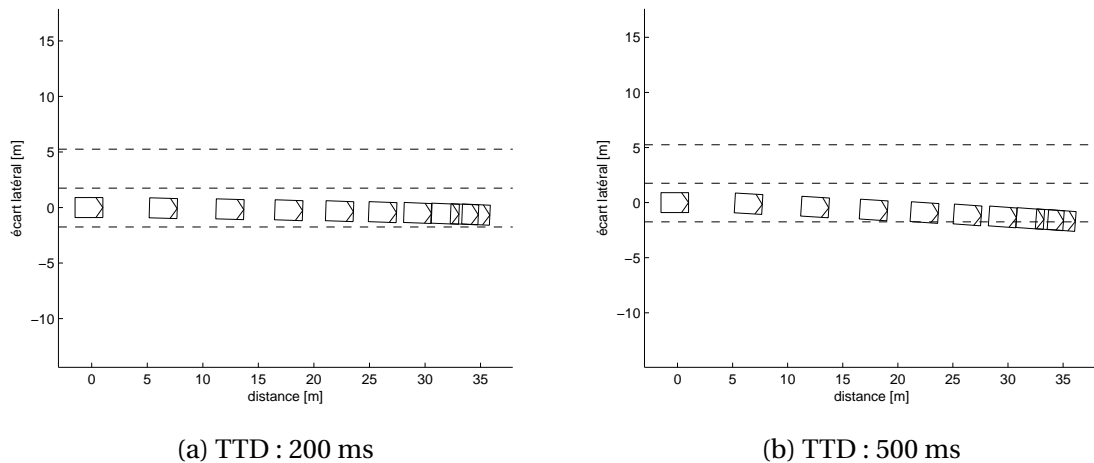


FIGURE 6.11 – Trajectoire corrigée pour une faute sur la roue avant droite pour différents TTD

Nous pouvons ainsi représenter l'écart latéral maximal atteint par le véhicule en fin de manœuvre en fonction du TTD (voir fig. 6.12). Pour un blocage de la roue arrière, si l'on souhaite conserver le véhicule dans sa voie, nous disposons d'un peu plus de 400 ms pour détecter la faute.

Ce temps de détection peut monter à plus de 500 ms quand la faute concerne une roue avant.

Nous allons maintenant faire la même démarche pour une faute type "absence de freinage".

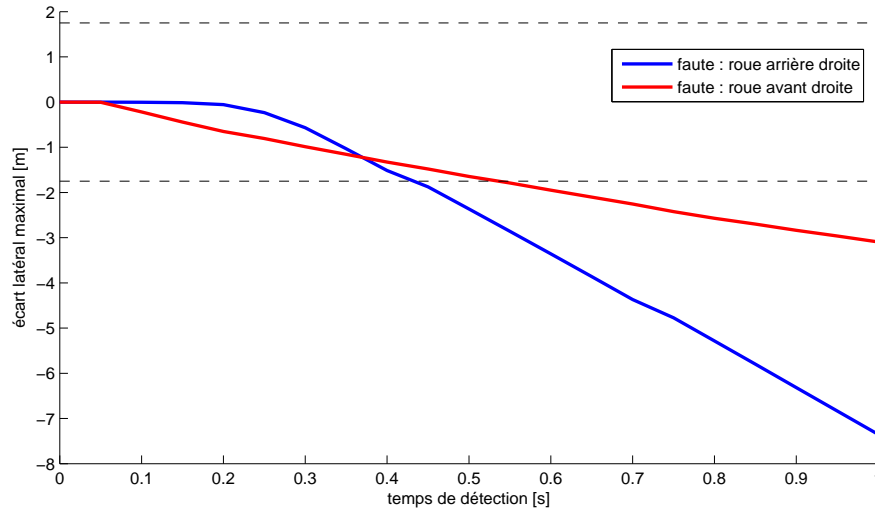


FIGURE 6.12 – Effet du TTD sur l'écart latéral maximal

6.2 Cas d'une absence de freinage

Nous considérons à présent le cas d'une faute qui empêche le fonctionnement du frein sur une des roues du véhicule. Cette faute ne se fait naturellement ressentir que lors d'un freinage commandé par le conducteur. L'absence de couple de freinage sur la roue engendre une dissymétrie des forces de freinage, provoquant une modification de la trajectoire du véhicule.

L'effet est bien entendu d'autant plus fort que le freinage du conducteur est prononcé.

6.2.1 Effet d'une absence de freinage

Nous regardons maintenant l'effet de cette absence de freinage sur la dynamique du véhicule, selon que cette faute touche la roue avant-gauche (fig. 6.13a) ou la roue arrière-gauche (fig. 6.13b). Les autres roues sont freinées avec un glissement longitudinal λ_i égal à -20%.

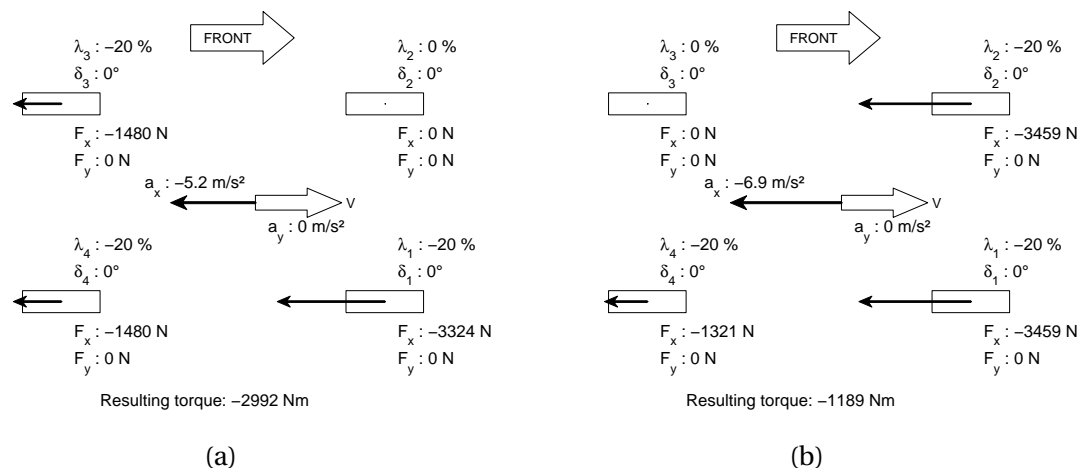


FIGURE 6.13 – Effet d'une absence de freinage sur la roue avant gauche (a) et arrière gauche (b)

Pour la même raison que pour le freinage intempestif (la force normale est plus importante à l'avant), l'effet est supérieur quand la roue avant est concernée (couple résultant : -3,0 kNm).

Ce couple modifie la trajectoire du véhicule, comme nous pouvons le voir sur la figure 6.14, qui montre la trajectoire du véhicule lors d'un freinage appuyé ($\lambda_i = -20\%$) en cas d'absence de freinage sur la roue avant gauche (fig. 6.14a) et arrière gauche (fig. 6.14b). Chaque rectangle représente la position du véhicule toutes les demi-secondes.

Les deux trajectoires sont très différentes. Quand la faute se situe à l'avant, le véhicule dévie sur la droite et sort de la voie en moins d'une seconde. L'angle de lacet à la fin de la manœuvre dépasse les 90° .

En revanche, quand la faute est à l'arrière, le véhicule s'arrête quasiment en ligne droite (avec un léger angle de dérive) et ne sort pas de la voie.

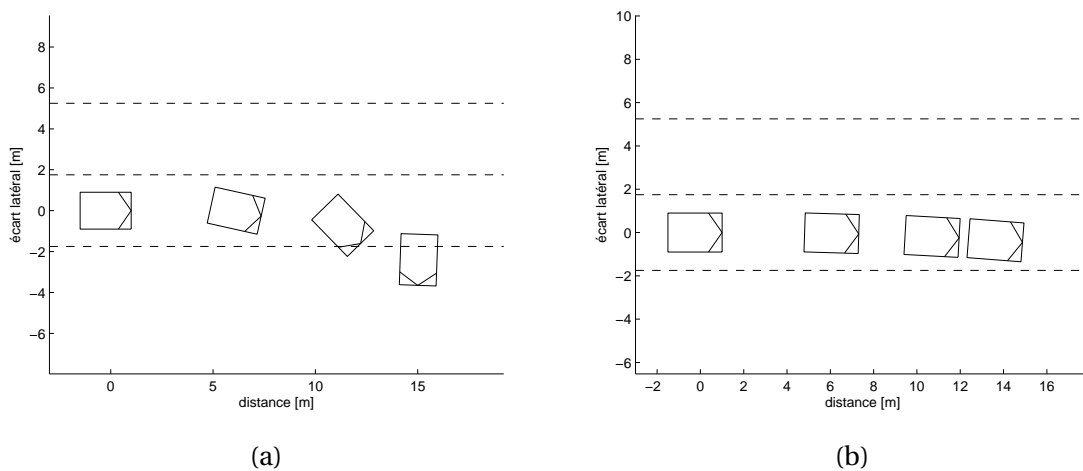


FIGURE 6.14 – Trajectoire du véhicule en cas d'absence de freinage sur la roue avant gauche (a) et arrière gauche (b)

Dans le premier cas, il sera très difficile pour le conducteur de réagir à cette faute, du fait de la rapidité à laquelle la sortie de voie intervient et de la vitesse en lacet prise par le véhicule. Il est donc nécessaire de réaliser une correction active.

Pour cela, il est possible d'intervenir soit sur le braquage, soit sur le freinage des autres roues. Pour les mêmes raisons que précédemment, nous nous concentrons sur la correction en braquage.

6.2.2 Correction par braquage des roues avant

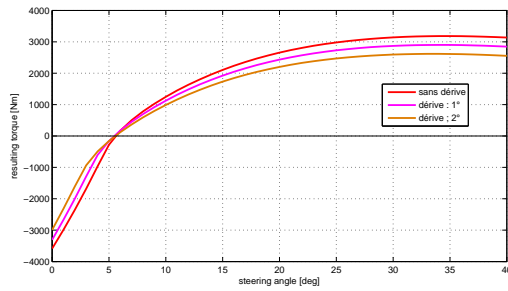
Nous regardons pour commencer l'effet de la correction en fonction de l'angle de braquage pour différents angles de dérive (voir fig. 6.15).

Dans les deux cas, sans correction (angle de braquage nul), le couple résultant est largement négatif. Ce couple peut être inversé en appliquant un angle de braquage (autour de 5°).

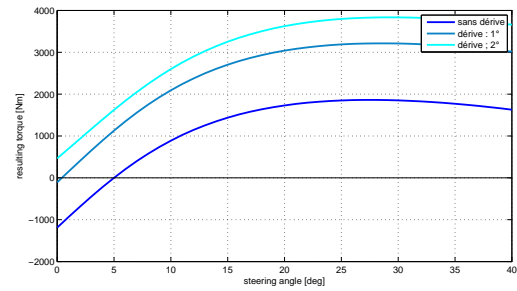
On remarque cependant un comportement différent lorsque le véhicule prend un angle de dérive. Quand la faute est à l'arrière, un angle de dérive faible (1°) permet d'annuler complètement l'effet de la faute : le couple résultant est nul pour un angle de braquage égal à 0. Cela explique que même sans correction, le véhicule reste sur sa voie.

Quand la faute est à l'avant, l'angle de dérive a peu d'importance et le couple résultant reste très négatif sans correction. Cela explique l'angle de lacet important pris par le

véhicule lors de la faute.



(a) Faute sur la roue avant gauche



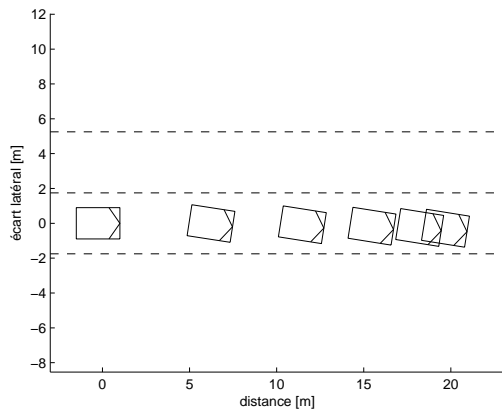
(b) Faute sur la roue arrière gauche

FIGURE 6.15 – Effet de la correction en braquage pour différents angles de dérive

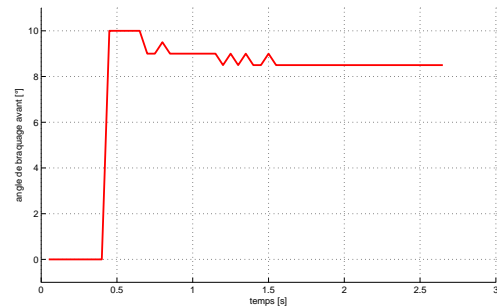
Il est donc nécessaire de corriger la trajectoire par braquage actif. Nous mettons en œuvre le même contrôleur que pour le cas d'un blocage de roue qui vise à minimiser la vitesse en lacet. Nous prenons toujours en compte un retard d'actionneur de 100 ms.

Nous pouvons voir sur la figure 6.16 la trajectoire corrigée pour un TTD de 300 ms, ainsi que les valeurs de l'angle consigne.

Le véhicule reste sur sa voie malgré un angle de dérive important, au prix d'une correction importante de l'angle de braquage avant (9°).



(a) Trajectoire corrigée



(b) Angle de braquage consigne

FIGURE 6.16 – Correction par braquage actif avec un TTD de 0,3s

6.2.3 Effet du temps de détection de la faute

Nous étudions maintenant le temps de détection (TTD) maximal toléré pour éviter les sorties de voie. En plus de l'écart latéral, il est également important de vérifier que l'angle de lacet du véhicule reste raisonnable (pour éviter les tête-à-queue).

Nous pouvons voir sur les figures 6.17 et 6.18 l'écart maximal et l'angle de lacet maximal pris par le véhicule pendant la manœuvre. Nous pouvons noter qu'il est nécessaire de détecter la faute avant 400 ms pour éviter la sortie de voie, et maintenir l'angle de lacet inférieur à 20° .

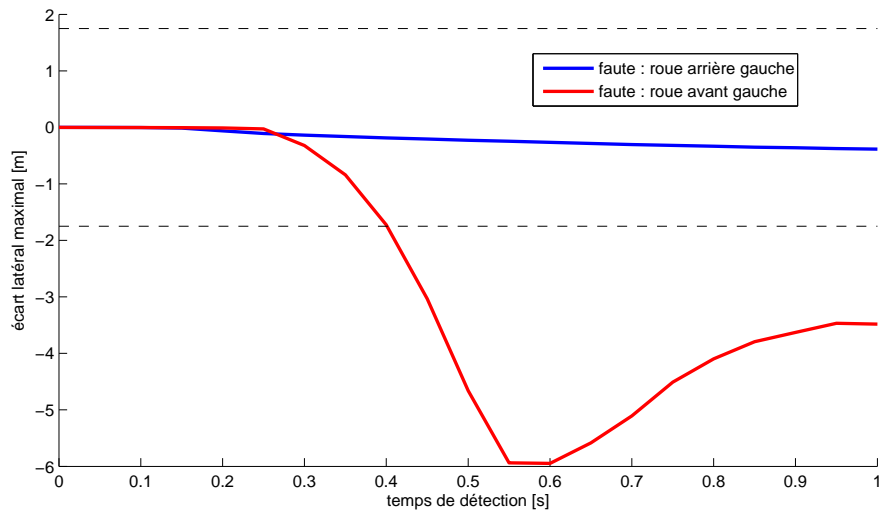


FIGURE 6.17 – Effet du TTD sur l'écart latéral maximal

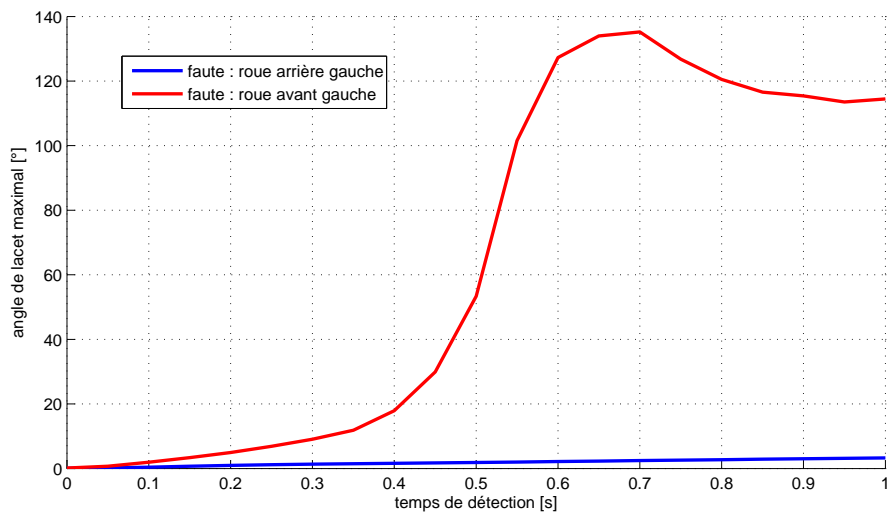


FIGURE 6.18 – Effet du TTD sur l'angle de lacet maximal

6.3 Cas d'un défaut de braquage

Nous étudions à présent l'effet d'une faute survenant au niveau de l'actionneur de braquage du véhicule. On considère une faute additive, si bien que les roues avant prennent un angle de braquage non nul en ligne droite alors que le conducteur garde le volant droit. Nous commençons par étudier l'incidence de cette faute sur la dynamique du véhicule, avant d'évaluer différentes stratégies d'accommodation.

6.3.1 Effet d'un défaut de braquage

Sur la figure 6.19, nous pouvons voir l'effet du braquage sur la dynamique du véhicule pour des angles de braquage vers la droite de 5° et 15°. Les effets sont évidemment symétriques pour le braquage vers la gauche.

Nous observons que le glissement latéral des roues avant provoque à la fois un moment de lacet important, et une forte accélération latérale. Par contre, les forces longitudinales sont très faibles.

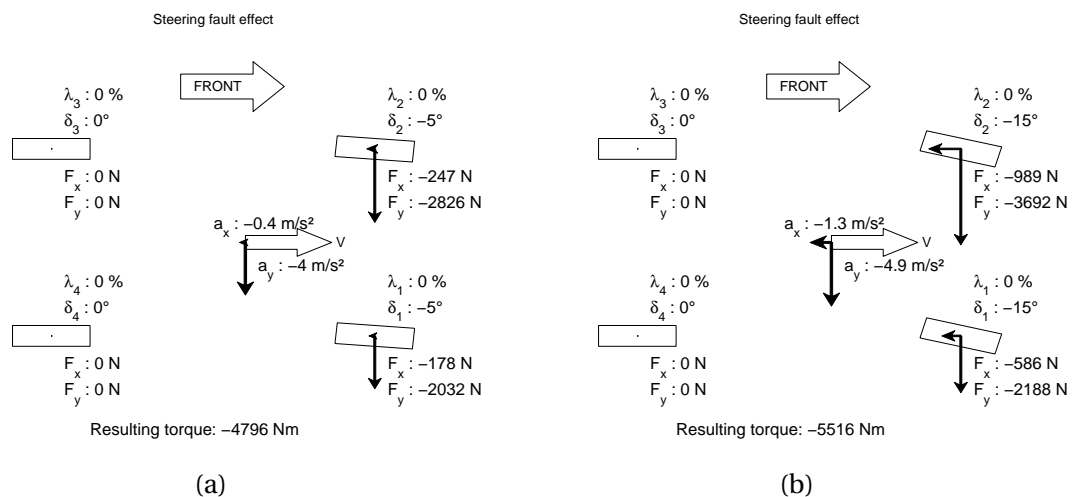


FIGURE 6.19 – Effet d'un braquage des roues avant à 5° (a) et 15° (b)

Du fait de ces actions, le véhicule tourne rapidement vers la droite. Les trajectoires obtenues sont montrées sur la figure 6.20. Les rectangles correspondent à la position du véhicule toutes les 500 ms. L'avant du véhicule est représenté par la flèche. Les tirets représentent la largeur d'une voie de circulation classique (3,5 m).

Logiquement, l'angle de braquage constant génère une trajectoire quasi-circulaire, avec un rayon de braquage inversement proportionnel à l'angle de braquage. Dans cet exemple, le véhicule sort de la voie au bout de 0,9 s pour un braquage de 5°, et de 0,8 s pour un braquage de 15°. La sortie de voie survient plus rapidement que pour un défaut de freinage, ce qui oblige à réagir rapidement.

Cependant, l'effet du braquage n'est pas nécessairement le plus important pour les angles de braquage les plus grands. Sur la figure 6.21, nous voyons qu'au-delà d'un angle de braquage de 3°, l'effet n'est plus linéaire. Le couple résultant est maximal pour un braquage de 15°, puis diminue pour des valeurs supérieures.

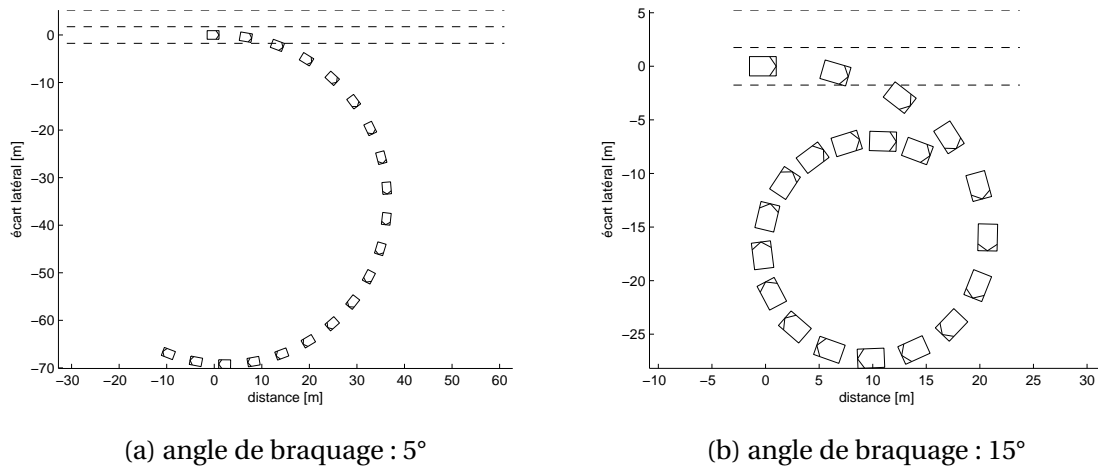


FIGURE 6.20 – Trajectoires du véhicule lors d'un braquage intempestif

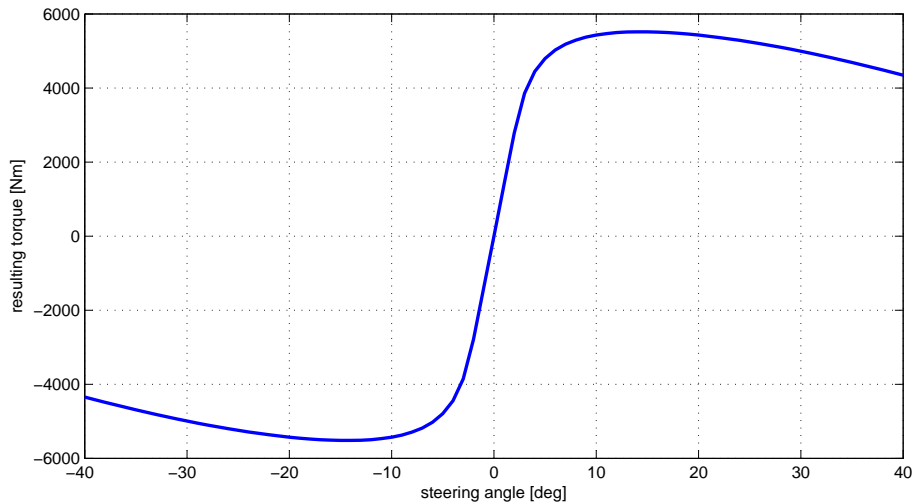


FIGURE 6.21 – Effet d'un braquage intempestif (angle 15°)

Afin de nous placer dans le cas le plus défavorable, nous considérerons par la suite une faute additive de braquage avec un angle de 15°.

6.3.2 Stratégie d'accommodation par freinage différentiel

Quand le braquage n'est plus disponible, la seule possibilité pour corriger la faute est d'agir sur les freins.

Nous considérons un défaut actionneur en ligne droite. L'angle de braquage se bloque à une valeur δ_{faute} non nulle. On suppose que le conducteur ne réagit pas. La volant reste droit et donc, la vitesse en lacet consigne reste à zéro.

Nous recherchons donc une combinaison de taux de glissement des pneumatiques qui minimise la vitesse en lacet du véhicule. Selon qu'on privilégie le freinage des roues avant ou arrière, il peut exister différentes configurations qui répondent à ce problème. Afin de sélectionner parmi ces combinaisons, lesquelles sont le mieux adaptées pour corriger le défaut de braquage, nous prenons en considération différentes configurations

(voir fig. 6.22 page 136) :

- (a) freinage différentiel uniquement sur les roues avant : en fonction de la correction voulue, nous freinons soit la roue avant gauche soit la roue avant droite ; une seule roue est utilisée à la fois ;
- (b) freinage différentiel uniquement sur les roues arrière : en fonction de la correction voulue, nous freinons soit la roue arrière gauche soit la roue arrière droite) ; ici également, une seule roue est utilisée à la fois ;
- (c) freinage différentiel uniquement sur les deux essieux : nous freinons soit les deux roues du même côté, à droite ou à gauche ; il y a donc 2 roues utilisées en même temps ;
- (d) utilisation de 3 roues en parallèle : les deux roues du même côté, plus éventuellement l'autre roue avant ;
- (e) utilisation de 3 roues en parallèle : les deux roues du même côté, plus éventuellement l'autre roue arrière ;
- (f) le freinage est possible sur les 4 roues du véhicule.

Pour les légendes, les abréviations AVD, AVG, ARG et ARD sont utilisées respectivement pour les roues avant-droite, avant-gauche, arrière-gauche, et arrière-droite.

Quand le véhicule dévie d'un côté, il semble évident de vouloir freiner les roues de l'autre côté pour corriger la trajectoire. Freiner uniquement la roue avant permet d'annuler le moment de lacet dû au braquage, mais pas l'accélération latérale, alors que freiner la roue arrière n'est pas suffisant (le moment de lacet résultant reste négatif). La combinaison de freinage sur ces deux roues (fig. 6.22c) permet d'augmenter encore le couple résultant.

A première vue, ces résultats semblent montrer qu'il est possible de corriger la trajectoire du véhicule uniquement par freinage différentiel. Cependant, comme nous le voyons sur ces figures, la correction permet d'annuler le moment de lacet, mais pas l'accélération latérale. Ainsi, le véhicule va dériver sur la droite, prenant un angle de dérive négatif. Du fait de cet angle de dérive, les roues arrière (notamment la roue arrière non freinée) vont générer des forces latérales qui vont, contrairement au cas des fautes de freinage, renforcer l'effet de la faute de braquage.

Ainsi, au fur et à mesure que le véhicule commence à dériver, le moment de lacet induit augmente, si bien que le besoin en correction augmente.

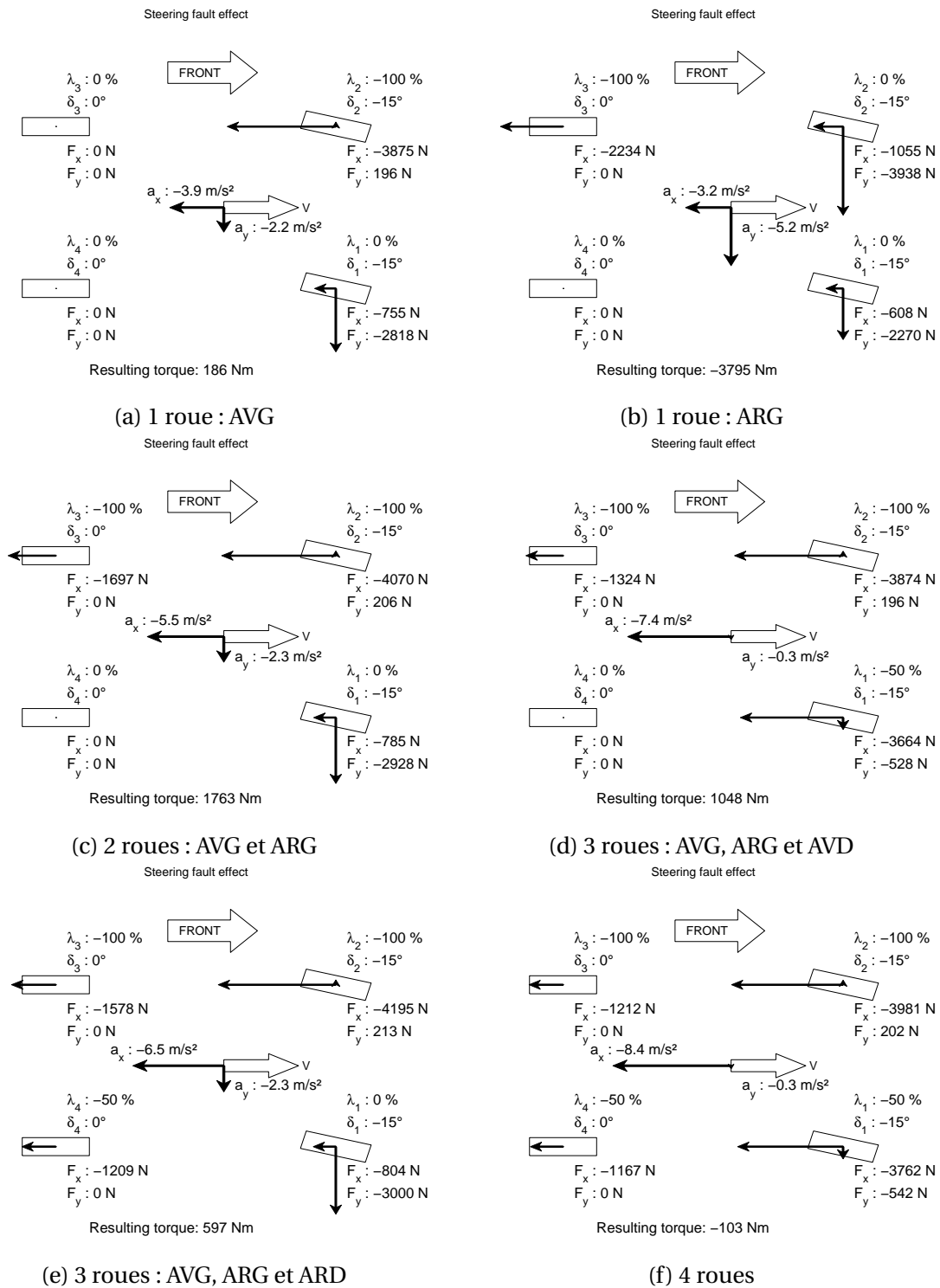


FIGURE 6.22 – Combinaisons possibles de freinage correctif

Si bien que, quand on regarde la trajectoire du véhicule corrigée par freinage différentiel (voir fig. 6.23), même en adoptant un freinage maximal sur les deux roues opposées, le véhicule termine la manœuvre en dehors de la voie.

Les consignes de freinage sont calculées par le contrôleur qui, à chaque itération, teste de manière exhaustive l'ensemble des taux de glissement envisagés sur les différentes roues (de 0% à -100% par pas de -10%) et qui sélectionne la combinaison de taux de glissement qui minimise la vitesse en lacet.

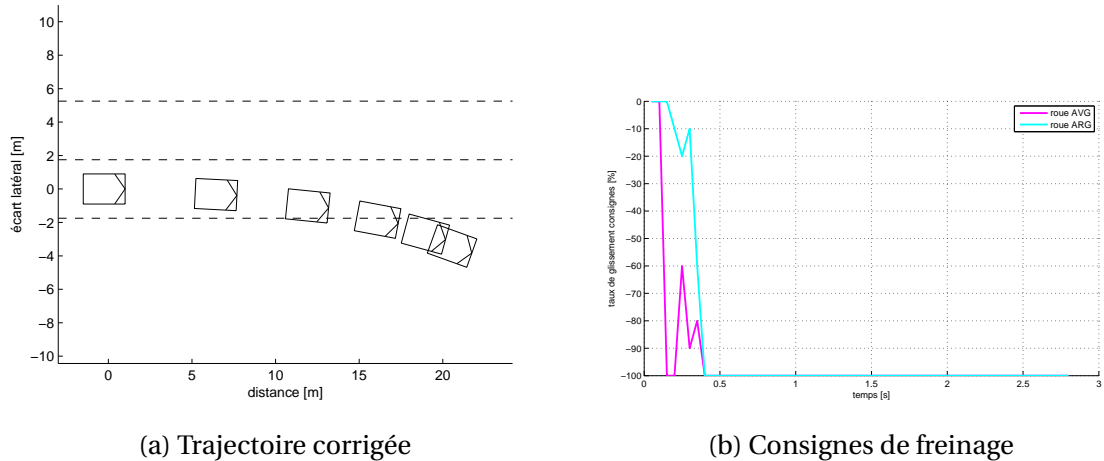


FIGURE 6.23 – Correction par freinage différentiel sur les 2 roues opposées

Sur la figure 6.24, qui montre l'angle de dérive et le moment de lacet résultant pendant la correction, nous voyons que dès que l'angle de dérive dépasse -2° ($t=0,4s$), l'action du freinage différentiel n'est plus suffisante pour annuler complètement l'effet du braquage intempestif, si bien que le couple résultant reste négatif. Le véhicule subit donc une accélération latérale et un moment de lacet, ce qui explique la trajectoire observée en arc de cercle (fig. 6.23a).

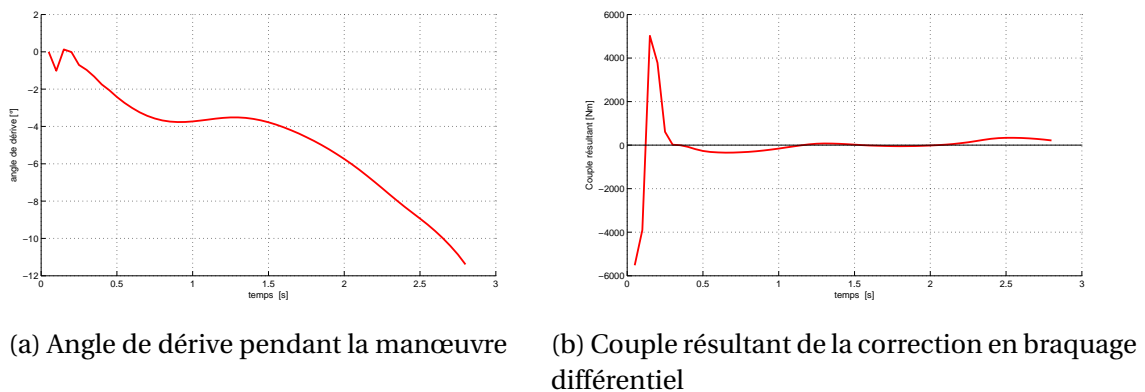


FIGURE 6.24

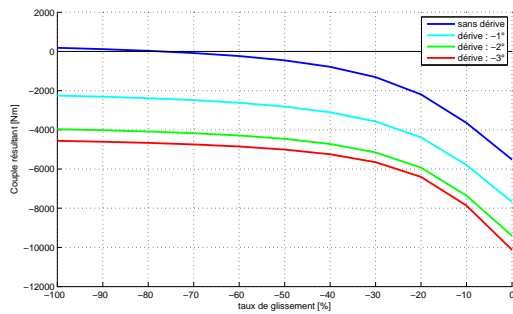
6.3.3 Intérêt du freinage sur les quatre roues

Si une action sur les deux roues opposées ne suffit pas, freiner une troisième roue peut initialement sembler saugrenu car le couple généré par ce freinage (sur une roue droite dans notre cas) augmenterait le moment en lacet induit par le braquage.

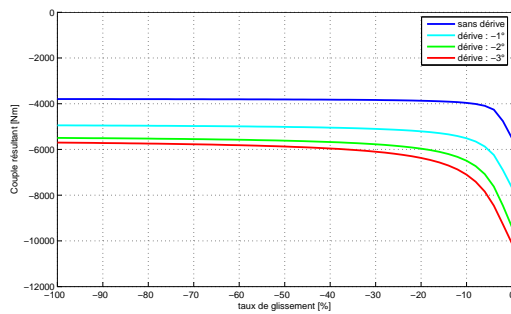
Cependant, cela peut revêtir un intérêt dans certaines situations. En effet, freiner partiellement la roue avant droite permet de réduire la force latérale sur ce pneu et diminue donc l'accélération latérale, comme nous le voyons sur la figure 6.22d.

De surcroît, nous avons vu qu'en cas de dérive importante, la roue arrière droite génère une force latérale qui renforce l'effet de la faute. Freiner la roue arrière droite permet donc de limiter l'effet de l'angle de dérive. Cela est confirmé par la figure 6.25, qui représente l'effet du freinage correctif selon l'angle de dérive pour les différentes configurations. Lorsque la roue arrière droite est freinée (configurations (e) et (f)), l'effet de l'angle

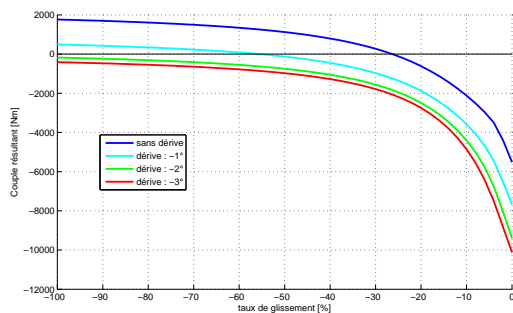
de dérive est minime, alors qu'il est très important lorsque les roues arrière ne sont pas sollicitées (configuration (a)).



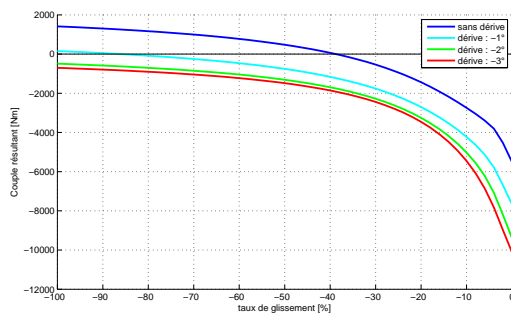
(a) 1 roue : AVG



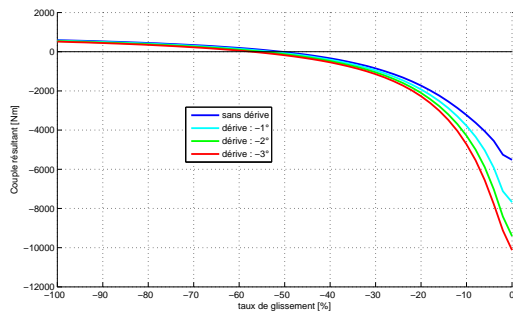
(b) 1 roue : ARG



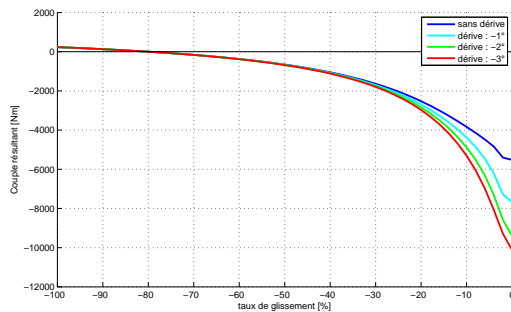
(c) 2 roues : AVG et ARG



(d) 3 roues : AVG, ARG et AVD



(e) 3 roues : AVG, ARG et ARD



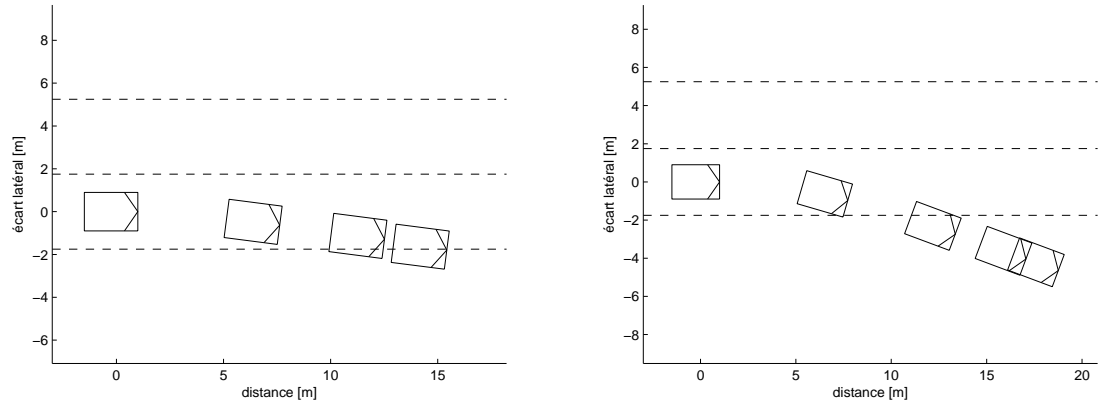
(f) 4 roues

FIGURE 6.25 – Effet de la correction en freinage selon l'angle de dérive

Nous modifions donc l'algorithme de contrôle pour permettre une action sur les quatre roues. Dans cette configuration, la simulation montre qu'il est possible de maintenir le véhicule dans la voie (fig. 6.26) pour un TTD de 0,2 s.

Cependant, en regardant les consignes de taux de glissement appliqués aux roues pendant la manœuvre (fig. 6.27), le freinage est quasiment maximal sur les quatre roues pendant la totalité de la manœuvre, ce qui correspond à peu de choses près à un simple freinage d'urgence. Cela semble donc la seule solution possible pour éviter la sortie de voie en cas de braquage intempestif avec un angle important.

Si on essaie de limiter les taux de glissement consignes sur le domaine pseudo-linéaire (< 40%), sur lequel le modèle de Dugoff est plus précis, la simulation montre qu'il n'est pas possible de garder le véhicule dans la voie.



(a) Trajectoire avec correction sur 4 roues - TTD : 0,2s (b) Trajectoire avec correction sur 4 roues - TTD : 0,5s

FIGURE 6.26 – Trajectoire avec correction sur 4 roues

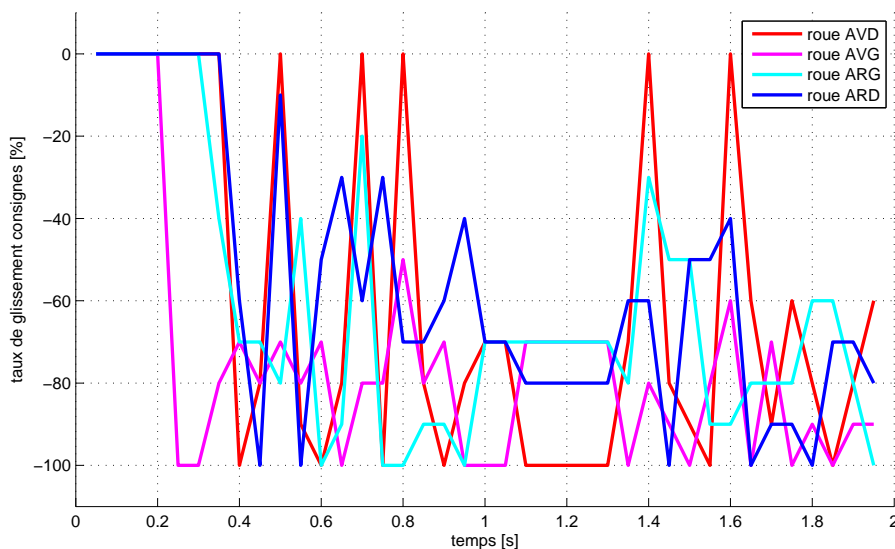


FIGURE 6.27 – Consignes pour le contrôle en freinage sur les 4 roues

6.3.4 Correction par freinage et braquage des roues arrière

Nous avons vu que la correction de la faute uniquement par freinage est compliquée, notamment du fait de la dérive des roues arrière.

Nous pouvons réfléchir à modifier l'architecture de contrôle du véhicule afin de pouvoir agir sur l'angle de braquage des roues arrière, tel que mis en œuvre pas le système *4Control* intégré par Renault sur certains modèles Laguna.

Nous réitérons les simulations précédentes en permettant un angle de braquage correctif égal sur les deux roues arrière. Ce braquage est limité à des angles de $\pm 10^\circ$.

Dans ce cas, représenté en figure 6.28 avec un TTD de 0,1 s, le braquage des roues arrière se fixe rapidement à la valeur maximale (-10°) mais les résultats ne sont que très peu impactés par rapport à la correction en freinage pur.

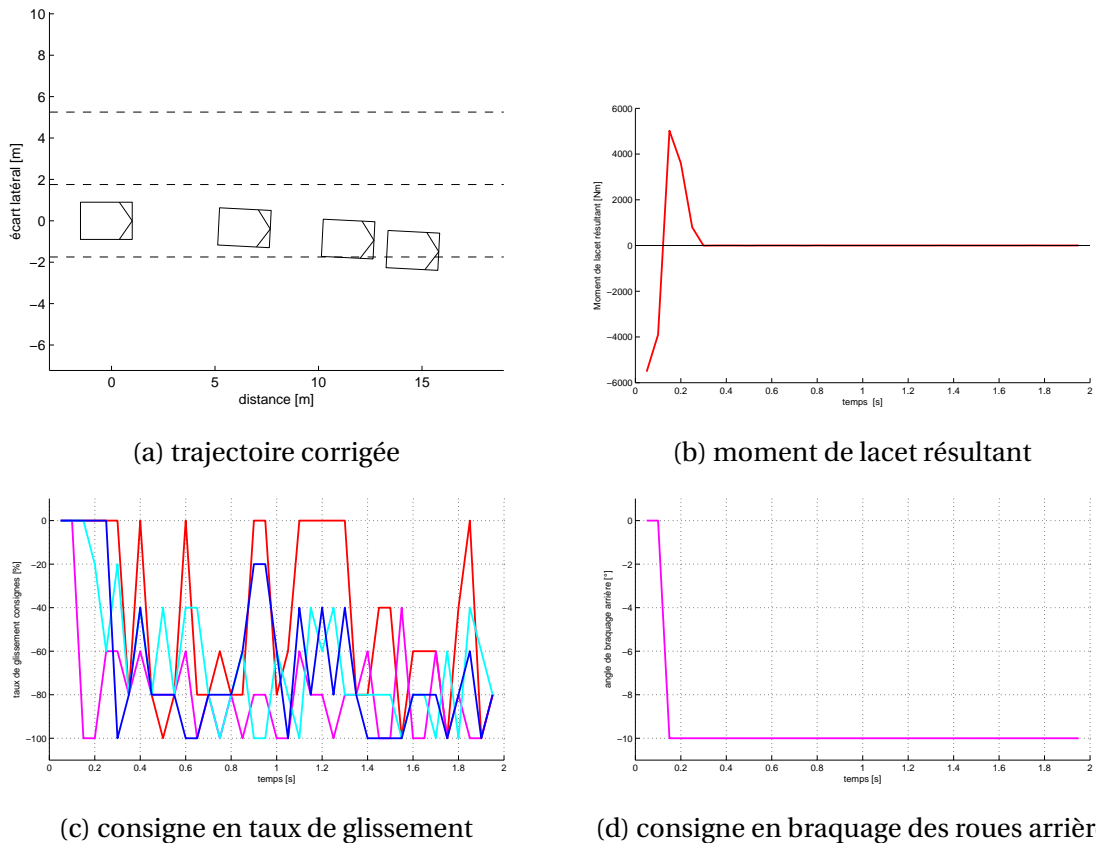


FIGURE 6.28 – Correction par combinaison de freinage 4 roues et braquage arrière

6.3.5 Effet du temps de détection de la faute

Sur la figure 6.20, nous voyons la trajectoire du véhicule pour différentes valeurs de TTD. Nous voyons que lorsque le défaut est détecté trop tard, le contrôleur ne peut pas éviter la sortie de voie.

Nous pouvons représenter l'écart latéral maximal du véhicule en fonction du TTD pour les différentes configurations (fig. 6.29).

Cela confirme que, quel que soit le TTD de la faute, la correction en freinage différentiel (sur deux roues) n'est pas suffisante pour maintenir le véhicule dans la voie.

En permettant le freinage sur la roue avant droite, il semble possible possible d'éviter la sortie de voie, mais pour un TTD très faible ($< 0,1$ s), et en autorisant le freinage sur les 4 roues, la faute pourrait être corrigée à condition de la détecter avant 0,2 s. Cependant, la correction dans ce cas consiste pratiquement à réaliser un freinage d'urgence, ce qui semble peu réaliste.

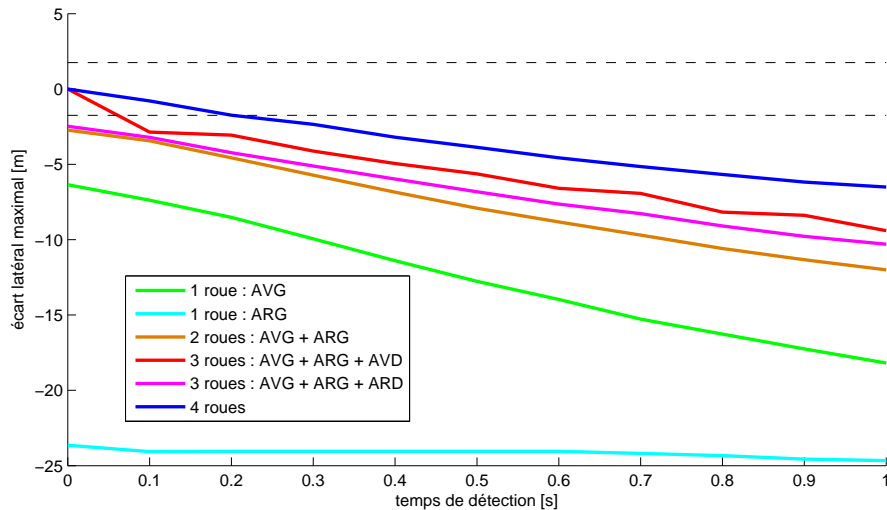


FIGURE 6.29 – Effet du TTD sur la correction en freinage

6.4 Conclusion sur les stratégies d'accommodation

L'objectif de ce chapitre était de répondre aux deux questions :

- Quelle est la meilleure stratégie d'accommodation aux fautes d'actionneurs sur le véhicule ?
- De quel laps de temps disposons-nous pour détecter ces fautes ?

Pour le freinage intempestif d'une roue, une correction par braquage actif des roues avant permet d'éviter les sorties de voie, à condition de détecter la faute avant 0,4 s (0,5 s pour une faute sur la roue avant).

Pour une absence de freinage lors d'un freinage appuyé, si la faute est à l'arrière, il ne semble pas nécessaire de corriger, et si la faute est à l'avant, la correction par braquage actif doit intervenir avant 0,4 s.

Pour un défaut de braquage, nous nous sommes intéressés au cas d'un braquage dans le cas le plus défavorable (angle de 15°). Dans ce cas, le freinage différentiel n'est pas suffisant pour maintenir le véhicule dans sa voie. Seul un freinage très appuyé sur les quatre roues semble pouvoir éviter la sortie de voie. Nous pouvons nous poser la question si un freinage d'urgence, qui peut être source d'accident en cas de véhicule suiveur, est une correction acceptable.

En remarque, comme nous l'avons précisé en début de chapitre, le modèle de Dugoff, que nous avons utilisé pour l'estimation des forces de contact pneu/chaussée, a tendance à surestimer les forces de contact pour des valeurs de taux de glissement importants.

Ainsi, dans le cas d'une faute de freinage, l'effet de la faute est probablement surévalué. Nous avons montré que, malgré cette surestimation qui nous place dans un cas plus défavorable, nous arrivons à corriger la faute. Les imprécisions du modèle de Dugoff ne nécessitent donc pas de remettre en cause ce résultat.

Pour les fautes de braquage, le modèle de Dugoff aura cette fois tendance à surévaluer l'effet de la correction. Même dans ce cas favorable, la correction par freinage différentiel

ne permet pas de corriger la faute. Là encore, l'utilisation du modèle de Dugoff ne remet pas en cause la validité de la conclusion.

6.5 Références

- ANWAR, S. 2005, «Generalized predictive control of yaw dynamics of a hybrid brake-by-wire equipped vehicle», *Mechatronics*, vol. 15, n° 9, p. 1089–1108.
- AWAN, M. 2014, «Compensation of low performance steering system using torque vectoring», .
- BRETZ, E. A. 2001, «By-wire cars turn the corner», *Spectrum, IEEE*, vol. 38, n° 4, p. 68–73.
- FALCONE, P., H. ERIC TSENG, F. BORRELLI, J. ASGARI et D. HROVAT. 2008, «Mpc-based yaw and lateral stabilisation via active front steering and braking», *Vehicle System Dynamics*, vol. 46, n° S1, p. 611–628.
- HAYAMA, R., M. HIGASHI, S. KAWAHARA, S. NAKANO et H. KUMAMOTO. 2010, «Fault-tolerant automobile steering based on diversity of steer-by-wire, braking and acceleration», *Reliability Engineering & System Safety*, vol. 95, n° 1, p. 10–17.
- TJØNNÅS, J., T. JOHANSEN et collab.. 2010, «Stabilization of automotive vehicles using active steering and adaptive brake control allocation», *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, vol. 18, n° 3, p. 545–558.
- TRACHTLER, A. 2004, «Integrated vehicle dynamics control using active brake, steering and suspension systems», *International Journal of Vehicle Design*, vol. 36, n° 1, p. 1–12.



Conclusion et discussions

Sommaire

7.1 Principales contributions	144
7.2 Perspectives	145
7.3 Participations aux travaux de recherche du laboratoire	146

7.1 Principales contributions

Dans le cadre de cette thèse, nous avons cherché à évaluer une approche de contrôle tolérant aux fautes pour des véhicules équipés d'une direction et d'un système de freinage by-wire.

Dans l'architecture retenue (voir p. 25), ces systèmes sont placés sous la surveillance d'un superviseur chargé de détecter les défaillances des systèmes, et d'adapter les lois de contrôle en cas de faute.

Lors d'un défaut sur les systèmes de freinage et de direction, nous avons montré que le conducteur a peu de chance de pouvoir reprendre la main sur le contrôle du véhicule (temps de réaction limité, contrôlabilité restreinte). Il est donc nécessaire de mettre en œuvre du contrôle actif tolérant aux fautes, qui consiste à corriger automatiquement les effets des défaillances en réalisant deux tâches :

1. détecter et identifier les fautes,
2. adapter les lois de contrôle à la faute présente.

Pour la détection des fautes, nous nous sommes concentrés sur les défauts capteurs et actionneurs sur les systèmes SBW et BBW.

L'algorithme de détection et localisation des fautes, fondé sur l'approche IMM (Interacting Multiple Model), consiste à comparer la dynamique mesurée du véhicule à différents modèles, représentant le véhicule dans différents états. Un modèle représente l'état nominal, et chacun des autres modèles correspond à une faute spécifique.

L'étude des vraisemblances des modèles nous fournit la probabilité de présence des différentes fautes.

La vraisemblance des modèles est calculée sur la base d'observateurs probabilistes. La comparaison de différents observateurs non linéaires a montré qu'à performances égales, le filtre de Kalman étendu (EKF) nécessite moins de ressources en termes de temps de calcul que le filtre de Kalman sans parfum (UKF) et le filtre à différences finies du premier ordre (DD1).

L'évaluation de l'IMM pour la détection des fautes capteurs et actionneurs a été réalisée à partir de signaux mesurés sur un véhicule expérimental.

Au niveau capteurs, l'ensemble des fautes recherchées sont correctement identifiées en quelques cycles d'algorithme.

Au niveau actionneurs, il est possible d'identifier rapidement les défauts intervenant sur le système de direction. En ce qui concerne les freins, les informations dont nous disposons sur les actionneurs ne nous ont pas permis de modéliser le fonctionnement des freins suffisamment précisément pour pouvoir détecter les fautes d'une manière robuste.

Cependant, des travaux publiés ont montré que ces défauts sont détectables à condition de disposer d'un modèle d'actionneur précis.

Selon la localisation de la faute, le comportement du véhicule est susceptible d'être modifié. Les défauts capteurs n'ont pas d'influence directe sur la dynamique du véhicule. Cependant, si les contrôleurs se basent sur des données corrompues, ils risquent de mal évaluer les situations de conduite et de fournir des consignes inappropriées et potentiellement dangereuses.

Or, l'approche étudiée permet non seulement de détecter rapidement les fautes sur les capteurs, mais également de fournir une estimation tolérante aux fautes des grandeurs mesurées. Ainsi, même en cas de défaut capteurs, les systèmes de contrôle sont capables de fonctionner en mode dégradé.

Par contre, la défaillance d'un actionneur, par exemple un freinage intempestif, aura des conséquences immédiates sur le comportement du véhicule. Cela nécessite donc de définir une stratégie pour corriger efficacement l'effet de la faute afin que le conducteur soit en mesure d'immobiliser le véhicule en limitant les risques d'accident. Cette stratégie ne peut bien entendu pas inclure l'actionneur fautif, il faudra donc chercher parmi les actionneurs encore disponibles, lesquels permettent d'agir le plus efficacement pour corriger la faute.

L'étude des stratégies d'accommodation a montré, sur la base de simulation de la dynamique du véhicule, qu'une faute sur un des freins pouvait être corrigée en agissant activement sur le braquage des roues avant.

À l'inverse, en cas de braquage intempestif des deux roues avant, il ne semble pas possible de limiter efficacement les écarts de trajectoire, quelle que soit la configuration retenue (freinage individuel des roues et braquage des roues arrière).

7.2 Perspectives

L'étude des stratégies d'accommodation a été réalisée à partir d'un modèle simplifié de la dynamique du véhicule, ce qui limite la validité des résultats notamment en cas de glissement important. Il serait pertinent de valider ces résultats dans un contexte plus réaliste, soit sur un simulateur de conduite plus complet, soit dans l'idéal sur véhicule réel (des essais sur véhicule qui peuvent mener à une perte de contrôle sont difficiles à réaliser sans mettre en danger les expérimentateurs).

À partir des stratégies et des combinaisons d'actionneurs adoptées, les lois de contrôle en mode dégradé pourront être synthétisées. Pour gérer les perturbations induites par les fautes, ce travail pourra s'appuyer sur la théorie du contrôle robuste. En particulier, le contrôle LPV (linear parameter-varying) permet d'adapter les lois synthétisées en fonction de paramètres tels que la vitesse du véhicule.

D'une manière plus générale, on peut se poser la question du partage de la conduite dans le cas de faute : "Si la véhicule supporte une partie des tâches de conduite, est ce que cette délégation prend fin en cas de défaillance du système?"

Si l'interprétation actuelle de la convention de Vienne indique qu'il est préférable de rendre la main au conducteur, cette stratégie n'est acceptable que si le conducteur a le temps et les moyens de réagir de façon adéquate à la faute, ce qui est peu probable quand la faute modifie le comportement latéral du véhicule.

Il faut donc rendre le système suffisamment robuste pour qu'il puisse lui-même corriger les conséquences de ses fautes, ou au moins assister le conducteur pour le faire.

Le cas du steer-by-wire semble particulièrement problématique. Même en détectant les fautes, il n'est pas toujours possible de les corriger.

La solution mise en œuvre par Infinity sur certains modèles de la Q50 consiste à redonner le contrôle direct au conducteur par le biais d'une colonne de direction mécanique redondante. Si cette solution semble difficilement généralisable pour des raisons

de coûts, elle est également critiquable car il peut être compliqué pour le conducteur de réagir rapidement à une situation de conduite compromise sans assistance du système.

Une solution envisageable serait de séparer le contrôle du braquage des deux roues avant, avec un actionneur indépendant sur chacune des roues. Les conséquences d'une faute sur un actionneur serait ainsi réduite, et les moyens de correction plus efficaces (en combinant le braquage sur l'autre roue et le freinage différentiel).

7.3 Participations aux travaux de recherche du laboratoire

Durant le temps passé au LIVIC, en parallèle aux travaux menés dans le cadre de la thèse, j'ai été associé à différents projets de recherche du laboratoire.

Dans le cadre du projet PARTAGE, une solution pour le test et la validation des systèmes d'assistance à la conduite a été développée, à mi-chemin entre les simulateurs de conduite et les essais sur véhicule réel. Cette solution est présentée en annexe C. Elle consiste à créer un environnement virtuel de conduite dans lequel le conducteur évolue réellement au volant de sa voiture. L'environnement est affiché par l'intermédiaire d'un casque de réalité virtuelle porté par le conducteur.

Ma principale contribution a été la localisation du casque dans le véhicule par caméra infrarouge à partir de LED placées sur le casque, ainsi que la localisation du véhicule par filtre de Kalman à partir d'une centrale inertielle et d'un GPS à précision centimétrique (RTK).

Dans le cadre du projet ABV (Automatisation à Basse Vitesse), le LIVIC a développé un véhicule de démonstration capable d'évoluer de manière automatisée sur itinéraire sécurisé (route pour automobile) en situation de congestion. Sur ce véhicule, le conducteur peut reprendre la main sur la conduite à tout moment (pour réaliser un changement de voie par exemple) sans désactiver le système.

Pour cela, j'ai développé un module de contrôle de la direction permettant au conducteur de braquer les roues en limitant provisoirement l'action du contrôleur de braquage. Un couple incitatif sur le volant informe le conducteur sur les intentions du contrôleur, ce qui rend la reprise du contrôle automatisé plus progressif et plus intuitif. Ces travaux sont présentés en annexe D.

Enfin, l'annexe E présente le développement de la plateforme de simulation *EcoSivic*, dédiée aux tests et à la validation d'applications d'écoconduite. Sur cette plateforme, mes contributions portent sur la prise en compte des interfaces de conduite (volant et pédales), la localisation du casque, ainsi que la gestion des images de stéréo-vision par le casque.

Ce simulateur a été testé par plus de mille personnes dans le cadre de démonstrations réalisées à l'occasion de la fête de la science 2014 et du salon de l'auto en 2015.

Liste des publications

ARTICLES PUBLIÉS LORS DE CONFÉRENCES AVEC ACTES

- 2012** Vincent Judalet, Sebastien Glaser, Vincent Kocher, et al., **Virtual reality for real driving : a tool to fill the gap between simulators and test tracks** , *In Driving Simulation Conference 2012*, pp. 357-358, 2012.
- 2013** Vincent Judalet, Sebastien Glaser, Benoit Lusetti, **Incentive shared trajectory control for highly-automated driving** , *In Intelligent Vehicles Symposium (IV), 2013 IEEE*, pp. 1089-1094, 2013.
- 2013** Dominique Gruyer, Olivier Orfila, Vincent Judalet, et al., **Proposal of a virtual and immersive 3D architecture dedicated for prototyping, test and evaluation of eco-driving applications** , *In Intelligent Vehicles Symposium (IV), 2013 IEEE*, pp. 511-518, 2013.
- 2013** Sébastien Glaser, Vincent Judalet, Dominique Gruyer, et al., **Virtual Reality HMD for the test of ADAS system** , *In Future Active Safety Technology Toward zero traffic accidents (FAST-zero), 2013*, 2013.
- 2014** Vincent Judalet, Sébastien Glaser, Clément Boussard, Saïd Mammar, **Implementation of first order algebraic estimators for numerical filtering and derivation applications**, *In 19th IFAC World Congress*, pp. 7p, 2014.
- 2014** Vincent Judalet, Meriem Dhaoui, Sebastien Glaser, Saïd Mammar, **Fuzzy logic slip rate controller for experimental test vehicle** , *In Intelligent Transportation Systems (ITSC), 2014 IEEE 17th International Conference on*, pp. 3016-3021, 2014.
- 2015** Olivier Orfila, Dominique Gruyer, Vincent Judalet, Marc Revilloud, **Ecodriving performances of human drivers in a virtual and realistic world**, *In Intelligent Vehicles Symposium (IV), 2015 IEEE*, pp. 790-795, 2015.
- 2015** Vincent Judalet, Sébastien Glaser, Dominique Gruyer, Saïd Mammar, **IMM-based sensor fault detection and identification for a drive-by-wire vehicle** , *In IFAC Safe-Process Symposium*, Elsevier, volume 48, pp. 1158-1164, 2015.

ARTICLE SOUMIS À UNE REVUE À COMITÉ DE LECTURE (REVUE EN COURS)

- 2016** Vincent Judalet, Sébastien Glaser, Dominique Gruyer, Saïd Mammar, **Fault Detection and Isolation via the Interacting Multiple Model Approach applied to Drive-by-Wire Vehicles**, *In Information Fusion*, Elsevier, 2016.

Liste des acronymes

- ABS** Anti-lock Braking System –ou en allemand *Antiblockiersystem*–. 3, 17, 72, 80, 81, 111
- ACC** Adaptive Cruise Control. 3, 16
- ADAS** systèmes avancés d’assistance à la conduite –ou *Advanced Driving Assistance System*–. 2, 7, 15, 17, 18, 20, 72, 97
- AFS** active front steering. 7, 8, 17
- AFTC** contrôle actif tolérant aux fautes –ou *active fault tolerant control*–. 24
- ASR** Acceleration Slip Regulation. 3
- BBW** Brake By Wire. 13, 14, 84, 98
- CAN** Controller Area Network. 20, 96, 97, 106
- DBW** Drive By Wire. 4, 17, 20–22, 28, 96, 97
- DD1** filtre à différences finies du premier ordre –ou *First order Divided Differences Filter*–. 82, 91, 92
- ECM** Engine Control Module. 3
- EKF** filtre de Kalman étendu –ou *Extented Kalman Filter*–. 80–82, 91, 92, 112
- ESC** Electronic Stability Control. 11
- ESP** Electronic Stability Program. 11, 18, 72, 96, 118
- FDI** détection et localisation des fautes –ou *fault detection and isolation*–. 96–99, 101, 110, 113
- FFT** transformation de Fourier rapide –ou *Fast Fourier Transform*–. 68
- FIR** à réponse impulsionnelle finie –ou *Finite Impulse Response*–. 60, 64, 69–71, 75
- FTC** contrôle tolérant aux fautes –ou *fault tolerant control*–. 23, 24
- IHM** interface homme-machine. 17, 96
- IIR** à réponse impulsionnelle infinie –ou *Infinite Impulse Response*–. 60
- IMM** Interacting Multiple Model. 28, 97, 99, 102, 103, 105, 111–113
- IMU** centrale inertielle –ou *inertial measurement unit*–. 105

- INS** centrale inertielle –ou *Inertial Navigation System*–. 96
- LKAS** Lane Keeping Assistance System. 5, 7, 16
- PFTC** contrôle passif tolérant aux fautes –ou *passive fault tolerant control*–. 24
- SAS** capteur d'angle volant –ou *Steering wheel Angle Sensor*–. 96
- SBC** Sensotronic Brake Control. 14
- SBW** Steer By Wire. 9, 10, 18, 20, 87, 98
- SNR** rapport signal sur bruit –ou *Signal-to-Noise Ratio*–. 64, 65, 67, 71
- TBW** Throttle By Wire. 3, 4, 19
- TCS** Traction Control System. 3
- UKF** filtre de Kalman sans parfum –ou *Unscented Kalman Filter*–. 81, 83, 91, 92
- XBS** Extended Braking Stiffness. 47

Liste des figures

1.1	Évolution de la mortalité routière en France métropolitaine (source : ONISR)	2
1.2	Schéma d'une direction à crémaillère (source : Wikipedia, 24/11/2015)	4
1.3	Le principe du braquage sur les 4 roues (source : Sergey Rufanov pour Wikipédia, 15/11/2015)	6
1.4	Le système 4Control (source : Renault)	7
1.5	Actionneur du système AFS (source : [KLIER et collab., 2004])	8
1.6	Les commandes SBW du prototype Saab 9000 (source : saabplanet.com)	9
1.7	Le système steer by-wire de l'Infinity Q50 (source : caranddriver.com)	10
1.8	Dispositif hydraulique de freinage (source : Mécarétro)	11
1.9	Système de freins hydrauliques (source : Midas)	11
1.10	Principe du freinage régénératif découplé- source : Renault	14
1.11	L'architecture du Sensotronic Brake Control- source : Daimler AG	15
1.12	Architecture des systèmes drive-by-wire	18
1.13	Fonctionnement d'un capteur de vitesse de roue	19
1.14	Exemple de capteur d'angle volant (source : Bosch)	19
1.15	Architecture véhicule retenue	26
1.16	Représentation schématique du contrôleur	27
2.1	Le véhicule d'essai basé sur une SECMA f16	33
2.2	Le calculateur AFT PROtronic	33
2.3	Capteur de vitesse de rotation de la roue avant-droite	35
2.4	Vitesse des roues mesurée lors d'une forte accélération/freinage d'urgence	35
2.5	Centrale inertielle Xsense MTI-G et antenne GPS	36
2.6	Configuration de la centrale inertielle Xsense MTI-G	37
2.7	Signaux mesurés par la centrale inertielle lors de conduite en zone urbaine	37
2.8	Capteur de débattement pour la mesure de l'angle de braquage	38
2.9	Comparaison angle volant / angle de braquage	39
2.10	Capteur de débattement des amortisseurs (roue arrière gauche)	39
2.11	Signaux de sortie des capteurs de débattement des amortisseurs	40
2.12	Capteur de force sur les biellettes de direction (roue avant droite)	41
2.13	Force de braquage sur les roues avant lors de braquages à l'arrêt	41
2.14	Capteur Correvit pour la mesure de la vitesse de référence	42
2.15	Signaux du correvit	42
2.16	Le système de débrayage de la colonne de direction.	43

2.17	Diagramme RTMaps pour l'acquisition des signaux en temps réel	44
2.18	Diagramme RTMaps pour le rejeu des données	45
2.19	Principe du test du calculateur par injection de signal	46
2.20	Circuit hydraulique interne du boîtier ESP	48
2.21	Fonctions d'appartenance aux sous-ensembles flous	50
2.22	État de la sortie en fonction des entrées	51
2.23	Organigramme de l'algorithme de simulation	53
2.24	Vitesse du véhicule et de la roue simulées	54
2.25	Taux de glissement simulés	54
2.26	Comparaison des contrôleurs Bang-Bang et logique floue	55
2.27	Effet du contrôleur en taux de glissement	56
2.28	Résultat expérimental du contrôleur par logique floue	56
2.29	Résultat expérimental du contrôleur (agrandi)	57
2.30	Erreur du contrôleur	57
3.1	Principe de l'estimation de la dérivée	62
3.2	Fonction de pondération pour $T = 1$	63
3.3	Réponse des filtres algébriques à une excitation sinusoïdale bruitée	65
3.4	Réponse fréquentielle des filtres algébriques	66
3.5	Réponse des dérivateurs algébriques à une excitation sinusoïdale bruitée	67
3.6	Réponse fréquentielle des dérivateurs algébriques	69
3.7	Réponse fréquentielle des différents filtres	71
3.8	Réponse fréquentielle des dérivateurs algébriques et Kalman	72
3.9	Réponses temporelles à une sollicitation sinusoïdale bruitée	73
3.10	Influence de la longueur de la fenêtre sur le filtre algébrique du premier ordre	74
3.11	Influence du paramètre f_{max} sur le filtre de Kalman	75
3.12	Filtrage et dérivation d'un signal de vitesse de roue	76
4.1	Estimation de la vitesse longitudinale en de cas freinage d'urgence	82
4.2	The two-tracks model	87
4.3	Forces longitudinales et latérales selon Dugoff pour différentes valeurs de α_i	89
4.4	Estimation de la vitesse du véhicule pendant un freinage d'urgence	92
4.5	Consistance de l'estimation de l'erreur pendant un freinage d'urgence	93
5.1	Immunsation aux défauts capteurs	107
5.2	Domaine de validité des données capteurs	107
5.3	Robustesse aux fausses détections en conduite urbaine	109
5.4	Faute sur le capteur d'accélération longitudinale	110
5.5	Faute sur le capteur d'accélération longitudinale (agrandi)	111
5.6	Résultats de la détection des défauts capteur	112
5.7	Faute sur l'actionneur de braquage	113
5.8	Estimation de la vitesse longitudinale en cas de faute sur l'accélération en X	114
5.9	Estimation de la vitesse latérale en cas de faute sur le capteur d'accélération en Y	114
6.1	Principe du contrôle actif tolérant aux fautes	121
6.2	Effet d'un freinage intempestif sur la roue avant droite (a) et arrière droite (b)	122
6.3	Trajectoire du véhicule suite au blocage d'une roue	124
6.4	Correction d'un blocage de la roue arrière droite par braquage	124
6.5	Correction d'un blocage de la roue avant droite par braquage	125

6.6	Effet de la correction en braquage lors d'un blocage d'une roue	125
6.7	Correction d'un blocage de la roue avant droite par braquage	126
6.8	Effet de la correction en braquage avec un angle de dérive	126
6.9	Angle de braquage consigne avec un TTD de 0,5s	127
6.10	Trajectoire corrigée pour une faute sur la roue arrière droite pour différents TTD	128
6.11	Trajectoire corrigée pour une faute sur la roue avant droite pour différents TTD	128
6.12	Effet du TTD sur l'écart latéral maximal	129
6.13	Effet d'une absence de freinage sur la roue avant gauche (a) et arrière gauche (b)	129
6.14	Trajectoire du véhicule en cas d'absence de freinage sur la roue avant gauche (a) et arrière gauche (b)	130
6.15	Effet de la correction en braquage pour différents angles de dérive	131
6.16	Correction par braquage actif avec un TTD de 0,3s	131
6.17	Effet du TTD sur l'écart latéral maximal	132
6.18	Effet du TTD sur l'angle de lacet maximal	132
6.19	Effet d'un braquage des roues avant à 5° (a) et 15° (b)	133
6.20	Trajectoires du véhicule lors d'un braquage intempestif	134
6.21	Effet d'un braquage intempestif (angle 15°)	134
6.22	Combinaisons possibles de freinage correctif	136
6.23	Correction par freinage différentiel sur les 2 roues opposées	137
6.24	137
6.25	Effet de la correction en freinage selon l'angle de dérive	138
6.26	Trajectoire avec correction sur 4 roues	139
6.27	Consignes pour le contrôle en freinage sur les 4 roues	139
6.28	Correction par combinaison de freinage 4 roues et braquage arrière	140
6.29	Effet du TTD sur la correction en freinage	141
G.1	Affectation des broches du calculateur PROTronic	191

Liste des tableaux

2.1	Mode de freinage en fonction de l'activation des électrovannes et de la pompe	49
2.2	Matrice d'interférence des variables floues	51
3.1	SNR des sorties des filtres algébriques	65
3.2	SNR de la sortie des dérivateurs algébriques	68
3.3	Comparaison des coûts en calcul	71
3.4	SNR des sorties des différents estimateurs	73
4.1	Erreur moyenne quadratique de l'estimation	92
4.2	Temps de calcul des filtres probabilistes	94
5.1	Amplitude minimale des défauts capteurs détectables	110
F1	Définition des trames CAN gérées par le calculateur PROTronic	189

Formulation des filtres et dérivateurs algébriques d'ordres 0 à 3

Nous notons $a_{i,j}$ l'estimateur algébrique d'ordre j de la dérivée i^{eme} de la fonction X .

Les filtres algébriques d'ordre 0 à 3 s'obtiennent par :

$$a_{0,0} = \frac{1}{T} \int_0^T X(\tau) d\tau \quad (\text{A.1})$$

$$a_{0,1} = \frac{2}{T^2} \int_0^T (2T - 3\tau)X(\tau) d\tau \quad (\text{A.2})$$

$$a_{0,2} = \frac{3}{T^3} \int_0^T (3(T - \tau)^2 - 6\tau(T - \tau) + \tau^2)X(\tau) d\tau \quad (\text{A.3})$$

$$a_{0,3} = \frac{4}{T^4} \int_0^T (4(T - \tau)^3 - 18\tau(T - \tau)^2 + 12\tau^2(T - \tau) - \tau^3)X(\tau) d\tau \quad (\text{A.4})$$

Les dérivateurs algébriques d'ordre 1 à 3 s'obtiennent par :

$$a_{1,1} = \frac{6}{T^3} \int_0^T (T - 2\tau)X(\tau) d\tau \quad (\text{A.5})$$

$$a_{1,2} = \frac{12}{T^4} \int_0^T (3(T - \tau)^2 - 10\tau(T - \tau) + 2\tau^2)X(\tau) d\tau \quad (\text{A.6})$$

$$a_{1,3} = \frac{60}{T^5} \int_0^T (2(T - \tau)^3 - 14\tau(T - \tau)^2 + 11\tau^2(T - \tau) - \tau^3)X(\tau) d\tau \quad (\text{A.7})$$

Calcul des dérivées partielles

Le calcul de la matrice Jacobienne nécessite de calculer les dérivées partielles des différentes lignes de la fonction d'évolution.

La principale difficulté consiste à dériver les forces de contact *pneu/chaussée* F_{x_i} et F_{y_i} du modèle de Dugoff.

Ces forces sont fonction des variable d'état \hat{v}_x , \hat{v}_y , \hat{a}_x , \hat{a}_y , $\hat{\psi}$, $\hat{\omega}_i$ et $\hat{\delta}$.

Selon le changement de repère 4.43, les dérivées partielles pour chacune de ces variables sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial F_{x_i}}{\partial x} = \frac{\partial F_{u_i}}{\partial x} \cos \delta_i - \frac{\partial F_{v_i}}{\partial x} \sin \delta_i \\ \frac{\partial F_{y_i}}{\partial x} = \frac{\partial F_{v_i}}{\partial x} \cos \delta_i + \frac{\partial F_{u_i}}{\partial x} \sin \delta_i \end{array} \right. \quad (\text{B.1})$$

Dans le cas le plus simple où $\sigma_i \geq 1$, nous obtenons : $\left\{ \begin{array}{l} F_{u_i} = C_x \frac{\lambda_i}{1-\lambda_i} \\ F_{v_i} = C_y \frac{\tan \alpha_i}{1-\lambda_i} \end{array} \right.$, ainsi les dérivées partielles des forces F_{u_i} et F_{v_i} deviennent :

$$\begin{array}{l} \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{v}_x} = \frac{C_x}{(1-\lambda_i)^2} \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_x} \quad \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{v}_y} = \frac{C_x}{(1-\lambda_i)^2} \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_y} \\ \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{a}_x} = 0 \quad \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{a}_y} = 0 \\ \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{\psi}} = \frac{C_x}{(1-\lambda_i)^2} \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\psi}} \quad \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{\omega}_i} = \frac{C_x}{(1-\lambda_i)^2} \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\omega}_i} \\ \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{\delta}} = \frac{C_x}{(1-\lambda_i)^2} \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\delta}} \end{array} \quad (\text{B.2})$$

et

$$\begin{array}{l} \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{v}_x} = \frac{C_y}{(1-\lambda_i)^2} \left(\tan \alpha_i \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_x} + (1-\lambda) \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{v}_x} \right) \quad \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{a}_x} = 0 \\ \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{v}_y} = \frac{C_y}{(1-\lambda_i)^2} \left(\tan \alpha_i \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_y} + (1-\lambda) \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{v}_y} \right) \quad \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{a}_y} = 0 \\ \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{\psi}} = \frac{C_y}{(1-\lambda_i)^2} \left(\tan \alpha_i \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\psi}} + (1-\lambda) \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{\psi}} \right) \quad \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{\omega}_i} = \frac{C_y \tan \alpha_i}{(1-\lambda_i)^2} \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\omega}_i} \\ \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{\delta}} = \frac{C_y \tan \alpha_i}{(1-\lambda_i)^2} \left(\tan \alpha_i \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\delta}} + (1-\lambda) \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{\delta}} \right) \end{array} \quad (\text{B.3})$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{v}_x} &= \frac{1}{v_{u_i}^2} \left(v_{v_i} \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{v}_x} - v_{u_i} \frac{\partial v_{v_i}}{\partial \hat{v}_x} \right) & \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{v}_y} &= \frac{1}{v_{u_i}^2} \left(v_{v_i} \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{v}_y} - v_{u_i} \frac{\partial v_{v_i}}{\partial \hat{v}_y} \right) \\
 \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{\psi}} &= \frac{1}{v_{u_i}^2} \left(v_{v_i} \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{\psi}} - v_{u_i} \frac{\partial v_{v_i}}{\partial \hat{\psi}} \right) & \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{\omega}_i} &= \frac{1}{v_{u_i}^2} \left(v_{v_i} \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{\omega}_i} - v_{u_i} \frac{\partial v_{v_i}}{\partial \hat{\omega}_i} \right) \\
 \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{\delta}} &= \frac{1}{v_{u_i}^2} \left(v_{v_i} \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{\delta}} - v_{u_i} \frac{\partial v_{v_i}}{\partial \hat{\delta}} \right)
 \end{aligned} \tag{B.4}$$

Les dérivées partielles des taux de glissement $\frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{x}}$ et $\frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{x}}$ et des vitesses $\frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{x}}$ et $\frac{\partial v_{v_i}}{\partial \hat{x}}$ sont données plus loin.

Dans le cas où $\sigma_i < 1$, nous réécrivons l'expression de F_{u_i} et F_{v_i} :

$$\begin{cases} F_{u_i} = C_x \mu_i F_{z_i} \lambda_i G \\ F_{v_i} = C_y \mu_i F_{z_i} \tan \alpha_i G \end{cases} \tag{B.5}$$

où nous avons posé :

$$G(\hat{v}_x, \hat{v}_y, \hat{a}_x, \hat{a}_y, \hat{\psi}, \hat{\omega}_i, \hat{\delta}) = \frac{1}{\sqrt{D}} - \frac{(1 - \lambda_i) \mu_i F_{z_i}}{4D}$$

et

$$D((\hat{v}_x, \hat{v}_y, \hat{\psi}, \hat{\omega}_i, \hat{\delta})) = (C_x \lambda_i)^2 + (C_y \tan \alpha_i)^2$$

Les dérivées partielles de F_{u_i} et F_{v_i} deviennent donc :

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{v}_x} &= C_x \mu_i F_{z_i} \left(G \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_x} + \lambda_i \frac{\partial G}{\partial \hat{v}_x} \right) & \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{v}_y} &= C_x \mu_i F_{z_i} \left(G \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_y} + \lambda_i \frac{\partial G}{\partial \hat{v}_y} \right) \\
 \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{a}_x} &= C_x \mu_i \lambda_i \left(G \frac{\partial F_{z_i}}{\partial \hat{a}_x} + F_{z_i} \frac{\partial G}{\partial \hat{a}_x} \right) & \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{a}_y} &= C_x \mu_i \lambda_i \left(G \frac{\partial F_{z_i}}{\partial \hat{a}_y} + F_{z_i} \frac{\partial G}{\partial \hat{a}_y} \right) \\
 \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{\psi}} &= C_x \mu_i F_{z_i} \left(G \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\psi}} + \lambda_i \frac{\partial G}{\partial \hat{\psi}} \right) & \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{\omega}_i} &= C_x \mu_i F_{z_i} \left(G \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\omega}_i} + \lambda_i \frac{\partial G}{\partial \hat{\omega}_i} \right) \\
 \frac{\partial F_{u_i}}{\partial \hat{\delta}} &= C_x \mu_i F_{z_i} \left(G \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\delta}} + \lambda_i \frac{\partial G}{\partial \hat{\delta}} \right)
 \end{aligned} \tag{B.6}$$

et

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{v}_x} &= C_y \mu_i F_{z_i} \left(G \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{v}_x} + \tan \alpha_i \frac{\partial G}{\partial \hat{v}_x} \right) & \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{v}_y} &= C_y \mu_i F_{z_i} \left(G \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{v}_y} + \tan \alpha_i \frac{\partial G}{\partial \hat{v}_y} \right) \\
 \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{a}_x} &= C_y \mu_i \tan \alpha_i \left(G \frac{\partial F_{z_i}}{\partial \hat{a}_x} + F_{z_i} \frac{\partial G}{\partial \hat{a}_x} \right) & \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{a}_y} &= C_y \mu_i \tan \alpha_i \left(G \frac{\partial F_{z_i}}{\partial \hat{a}_y} + F_{z_i} \frac{\partial G}{\partial \hat{a}_y} \right) \\
 \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{\psi}} &= C_y \mu_i F_{z_i} \left(G \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{\psi}} + \tan \alpha_i \frac{\partial G}{\partial \hat{\psi}} \right) & \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{\omega}_i} &= C_y \mu_i F_{z_i} \left(G \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{\omega}_i} + \tan \alpha_i \frac{\partial G}{\partial \hat{\omega}_i} \right) \\
 \frac{\partial F_{v_i}}{\partial \hat{\delta}} &= C_y \mu_i F_{z_i} \left(G \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{\delta}} + \tan \alpha_i \frac{\partial G}{\partial \hat{\delta}} \right)
 \end{aligned} \tag{B.7}$$

Ces expressions dépendant des dérivées partielles des forces normales F_{z_i} et de la fonction G

Nous réécrivons l'expression des forces normales F_{z_i} :

$$F_{z_i} = (k_1 + k_2 \hat{a}_x) * \left(\frac{1}{2} + k_3 \hat{a}_y \right) \tag{B.8}$$

avec :

$$k_1 = \begin{cases} Mg \frac{l_r}{l_f + l_r} & \text{pour les roues avant} \\ Mg \frac{l_f}{l_f + l_r} & \text{pour les roues arrière} \end{cases} \quad (\text{B.9})$$

$$k_2 = \begin{cases} -M \frac{h}{l_f + l_r} & \text{pour les roues avant} \\ M \frac{h}{l_f + l_r} & \text{pour les roues arrière} \end{cases} \quad (\text{B.10})$$

$$k_3 = \begin{cases} \frac{h}{L_i} & \text{pour les roues droite} \\ -\frac{h}{L_i} & \text{pour les roues gauche} \end{cases} \quad (\text{B.11})$$

Les dérivées partielles des forces normales sont donc égales à :

$$\begin{cases} \frac{\partial F_{z_i}}{\partial \hat{a}_x} = k_2 \left(\frac{1}{2} + k_3 \hat{a}_y \right) & \frac{\partial F_{z_i}}{\partial \hat{a}_y} = k_3 (k_1 + k_2 \hat{a}_x) \end{cases} \quad (\text{B.12})$$

Concernant les dérivées partielles de G, nous obtenons :

$$\begin{aligned} \frac{\partial G}{\partial \hat{v}_x} &= \frac{1}{2D^2} \left(\frac{\mu_i F_{z_i}}{2} \left(D \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_x} + (1 - \lambda_i) \frac{\partial D}{\partial \hat{v}_x} \right) - \sqrt{D} \frac{\partial D}{\partial \hat{v}_x} \right) \\ \frac{\partial G}{\partial \hat{v}_y} &= \frac{1}{2D^2} \left(\frac{\mu_i F_{z_i}}{2} \left(D \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_y} + (1 - \lambda_i) \frac{\partial D}{\partial \hat{v}_y} \right) - \sqrt{D} \frac{\partial D}{\partial \hat{v}_y} \right) \\ \frac{\partial G}{\partial \hat{a}_x} &= -\frac{\mu_i (1 - \lambda_i)}{4D} \frac{\partial F_{z_i}}{\partial \hat{a}_x} \\ \frac{\partial G}{\partial \hat{a}_y} &= -\frac{\mu_i (1 - \lambda_i)}{4D} \frac{\partial F_{z_i}}{\partial \hat{a}_y} \\ \frac{\partial G}{\partial \hat{\psi}} &= \frac{1}{2D^2} \left(\frac{\mu_i F_{z_i}}{2} \left(D \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\psi}} + (1 - \lambda_i) \frac{\partial D}{\partial \hat{\psi}} \right) - \sqrt{D} \frac{\partial D}{\partial \hat{\psi}} \right) \\ \frac{\partial G}{\partial \hat{\omega}_i} &= \frac{1}{2D^2} \left(\frac{\mu_i F_{z_i}}{2} \left(D \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\omega}_i} + (1 - \lambda_i) \frac{\partial D}{\partial \hat{\omega}_i} \right) - \sqrt{D} \frac{\partial D}{\partial \hat{\omega}_i} \right) \\ \frac{\partial G}{\partial \hat{\delta}} &= \frac{1}{2D^2} \left(\frac{\mu_i F_{z_i}}{2} \left(D \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\delta}} + (1 - \lambda_i) \frac{\partial D}{\partial \hat{\delta}} \right) - \sqrt{D} \frac{\partial D}{\partial \hat{\delta}} \right) \end{aligned} \quad (\text{B.13})$$

Ce calcul nécessite l'expression des dérivées partielles de la fonction D :

$$\begin{aligned} \frac{\partial D}{\partial \hat{v}_x} &= 2C_x^2 \lambda_i \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_x} + 2C_y^2 \tan \alpha_i \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{v}_x} & \frac{\partial D}{\partial \hat{v}_y} &= 2C_x^2 \lambda_i \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_y} + 2C_y^2 \tan \alpha_i \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{v}_y} \\ \frac{\partial D}{\partial \hat{\psi}} &= 2C_x^2 \lambda_i \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\psi}} + 2C_y^2 \tan \alpha_i \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{\psi}} & \frac{\partial D}{\partial \hat{\omega}_i} &= 2C_x^2 \lambda_i \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\omega}_i} \\ \frac{\partial D}{\partial \hat{\delta}} &= 2C_x^2 \lambda_i \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\delta}} + 2C_y^2 \tan \alpha_i \frac{\partial \tan \alpha_i}{\partial \hat{\delta}} \end{aligned} \quad (\text{B.14})$$

Nous devons ensuite dériver les taux de glissement. Pour mémoire :

$$\begin{cases} \lambda_i = \frac{R_i \omega_i - v_{u_i}}{\max(R_i \omega_i, v_{u_i})} \\ \alpha_i = -\arctan \left(\frac{v_{v_i}}{v_{u_i}} \right) \end{cases} \quad (\text{B.15})$$

si $\lambda_i \geq 0$:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_x} &= -\frac{1}{R_i \omega_i} \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{v}_x} & \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_y} &= -\frac{1}{R_i \omega_i} \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{v}_y} \\
 \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\psi}} &= -\frac{1}{R_i \omega_i} \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{\psi}} & \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\omega}_i} &= \frac{v_{u_i}}{R_i \omega_i^2} \\
 \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\delta}} &= -\frac{1}{R_i \omega_i} \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{\delta}}
 \end{aligned} \tag{B.16}$$

si $\lambda_i < 0$:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_x} &= -\frac{R_i \omega_i}{v_{u_i}^2} \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{v}_x} & \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{v}_y} &= -\frac{R_i \omega_i}{v_{u_i}^2} \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{v}_y} \\
 \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\psi}} &= -\frac{R_i \omega_i}{v_{u_i}^2} \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{\psi}} & \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\omega}_i} &= \frac{R_i}{v_{u_i}} \\
 \frac{\partial \lambda_i}{\partial \hat{\delta}} &= -\frac{R_i \omega_i}{v_{u_i}^2} \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{\delta}}
 \end{aligned} \tag{B.17}$$

Et finalement, les dérivées partielles des vitesses des roues :

$$\begin{cases} v_{u_i} = (v_x - y_{P_i} \dot{\psi}) \cos \delta_i + (v_y + x_{P_i} \dot{\psi}) \sin \delta_i \\ v_{v_i} = -(v_x - y_{P_i} \dot{\psi}) \sin \delta_i + (v_y + x_{P_i} \dot{\psi}) \cos \delta_i \end{cases} \tag{B.18}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{v}_x} &= \cos \delta_i & \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{v}_y} &= \sin \delta_i \\
 \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{\psi}} &= -y_{P_i} \cos \delta_i + x_{P_i} \sin \delta_i & \frac{\partial v_{u_i}}{\partial \hat{\delta}} &= v_{v_i} \\
 \frac{\partial v_{v_i}}{\partial \hat{v}_x} &= -\sin \delta_i & \frac{\partial v_{v_i}}{\partial \hat{v}_y} &= \cos \delta_i \\
 \frac{\partial v_{v_i}}{\partial \hat{\psi}} &= y_{P_i} \sin \delta_i + x_{P_i} \cos \delta_i & \frac{\partial v_{v_i}}{\partial \hat{\delta}} &= -v_{u_i}
 \end{aligned} \tag{B.19}$$

Ces calculs nous donnent donc l'expression des dérivées partielles des forces de contact pneu/chaussée pour l'ensemble des variables du vecteur d'état.



**Virtual reality for real driving : a tool to fill the gap
between simulators and test tracks**

Virtual reality for real driving: a tool to fill the gap between simulators and test tracks

Vincent JUDALET ¹, Sébastien GLASER ¹, Vincent KOCHER ², David CHARONDIERE ²

(1) IFSTTAR/IM/LIVIC, 14, route de la minière, 78000 Versailles, tel : +33 1 40 43 29 08, email :
firstname.lastname@ifsttar.fr

(2) OKTAL, 19, Bd des nations unies, 92190 Meudon, tel: +33 1 46 94 93 53, email: firstname.lastname@oktal.fr

Abstract – Nowadays, to test and evaluate driving assistance, modification on the driving behaviour, researchers and engineers have access to driving simulators and/or real cars. They both have drawbacks that limit the possible evaluation. Driving simulators limit the feedback to the driver and real car can be dangerous for the user. We propose to mix the two worlds: we import the virtual environment in the real car. In a few words, the driver will see the virtual environment that is visible given the position of his head and the position of the car. He will react on the real actuators of the car (steering wheel and pedals) and the vehicle will evolve accordingly, giving a real feedback to the driver. In this article, we develop the underlying technology and present the first results.

Key words: Virtual environment, Real car, Head Mounted Display, Head Tracker, Vehicle positioning

Introduction

In order to conduct driving test, researchers and engineers have two possibilities, which are simulators, either static or dynamic, or test in a real car, on a test track or on open traffic roads. Each solution has its own advantages but they both have several drawbacks to deal with:

- Simulators: static simulators are too limited to represent haptic feedbacks and impact of acceleration. Dynamic simulators allow a larger range of feedbacks. Moving base simulators can even reproduce acceleration over a long period [Kem1]. However, they make the driver develop a self adaptation : his acceptable level of risk become higher than on real vehicle [Sah1]. They also can induce sickness [Joh1]. Moreover, the price of this kind of simulator may be a limiting factor.
- Real test: even on a test track, acceleration feedback is realistic. However, the safety of the vehicle and the driver, limits the range of test. The test on test track may also be limited because of the environment : less traffic and less interaction with the environment, it is difficult to represent specific situations and to reproduce them.

The solution that we develop, allows tests on a real car but with a virtual environment. In a few words, the driver sees a simulated environment using a head mounted display (HMD) that masks the real environment, and acts on the steering wheel and pedals of a real car which is moving. In order to display the virtual environment in the helmet, the system must locate the vehicle on the track, must locate the position of the head in the car and must allow a control of the simulator using these data. All these functions have to be robust according to the specific environment of the car. The data frequency must be high enough to allow smooth and accurate movement display. And the transport delay must be minimized as much as possible to avoid simulator sickness.

In the following, we will develop the proposed system and show a first application. In the next section we explain the proposed architecture. The third section shows the development of the HMD localization and the achieved accuracy. In the section four, we briefly develop the localization process. The section five summarizes the development and demonstrates the link with the simulator. Finally, we conclude in the last section and propose some possible developments.

System architecture

In order to display the adequate stereoscopic images, the simulator must know exactly what is the position and the direction of the vehicle and of the head of the driver. It defines the basic functionalities that our system must achieve. Figure 1 shows this functional architecture.

The Head positioning module aims at delivering at high frequency the 6 degrees of freedom positioning of the HMD (x,y,z positioning and the three Euler angles).

The vehicle positioning module gives information on the vehicle x,y positioning and also the direction (yaw angle) of the vehicle.

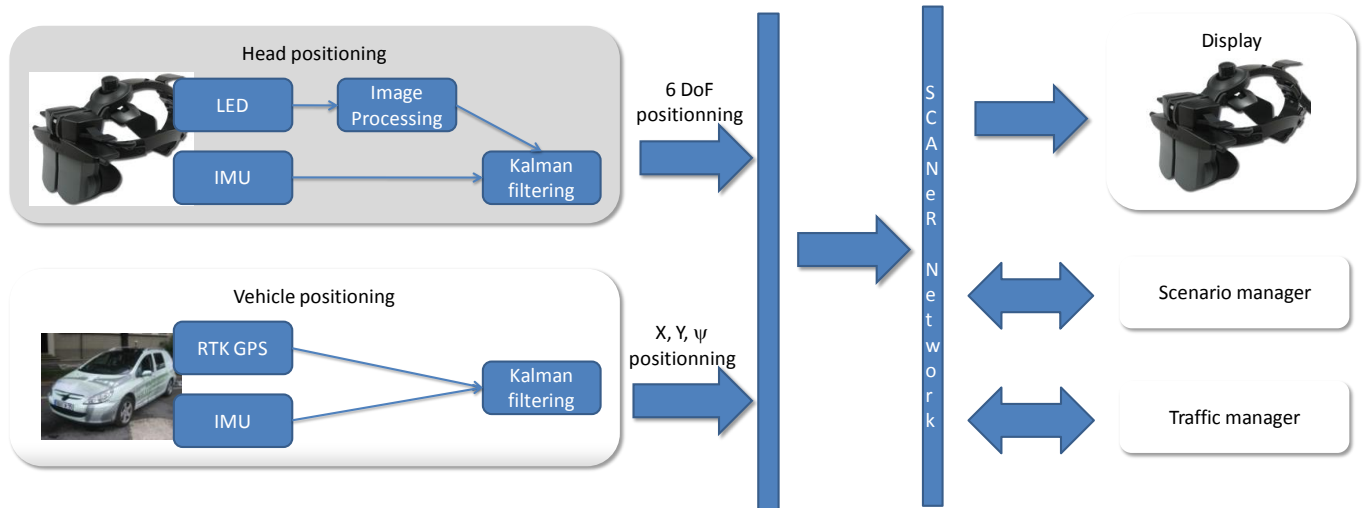


Figure 1 Functional architecture.

The information is then delivered in a common frame for the simulator. On this side, the simulator must manage the scenario evolution (events) and the traffic around the vehicle. Finally, the simulator must display the stereoscopic images in the HMD.

In the following, we will develop the three modules.

Head positioning

The localization of a HMD is a well known topic and a lot of commercial solutions exist. However, the proposed solutions are not compatible with the car environment, which are:

- Limited space: the space around the HMD is limited because of the roof of the vehicle. Most of the commercial trackers which use vision, require a minimal distance of 2m.
- Metallic parts: the vehicle has several metallic parts and acts as a Faraday cage. The metallic parts forbid trackers that are based on magnetic sensors.
- Luminance variation: we can not control the outside illumination as in a closed room. The solutions that are based on passive sensors can not easily detect the HMD.
- 6D positioning : inertial based system (see www.intersense.com) can only deliver 3D positioning.

A large bibliography of vision based tracker is proposed in [Lou+Luo1]. They proposed a specific system that uses multiple cameras to assess a robust positioning, fusing outside / inside tracker and inside / outside tracker. Then, we have developed a dedicated solution using outside / inside tracker. The localization of the helmet is done using near infrared leds that are tracked with high speed camera. It can be embedded with an IMU on the HMD. The main difference is that we use a mono camera which is able to directly assess the 6D positioning. Moreover, the tracking base is smaller and the full system operates outdoor. Given the camera resolution and the focal length, we can achieve a good tracking of the movement of the helmet within the range available in the car. Figure 2 shows the full system. Left picture shows the camera (left side) and the leds (right side). The second picture shows the leds that are detected by the camera.

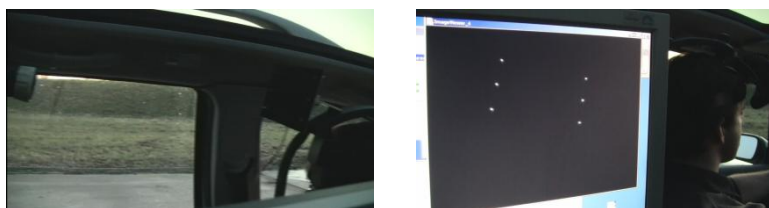


Figure 2 Helmet tracking using a high speed camera.

Figure 3 presents the localization accuracy on a test bench for the distance and the yaw angle of the helmet. For the distance, the helmet is initially set at 40cm from the camera and progressively moved to 1m with 10cm steps. For the orientation (yaw angle), the helmet is initially set at 50cm in front of the camera, and is progressively turned

to 60 degrees yaw angle with 15 degrees steps. The localization of the helmet is achieved at a frequency of 200Hz, the computation time is below 3ms. The accuracy is far below the centimeter for the distance and below the degree for the orientation.

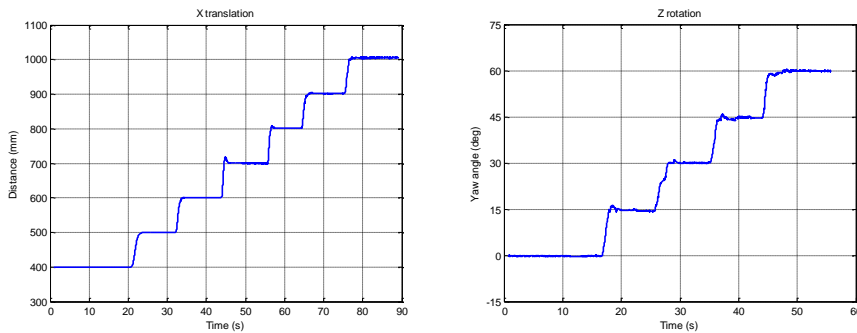


Figure 3 Achieved accuracy on the HMD positioning.

Given the frequency that we aim to achieve, and the image resolution, all the image processing must be done on a separate computer. Then, we distribute the functional architecture on two computers: one is dedicated to image processing, the other is used for the vehicle positioning and the simulator. The two computers communicate using a LAN.

The diagram of the HMD positioning module with ther RTMaps software is showed on the Figure 4.

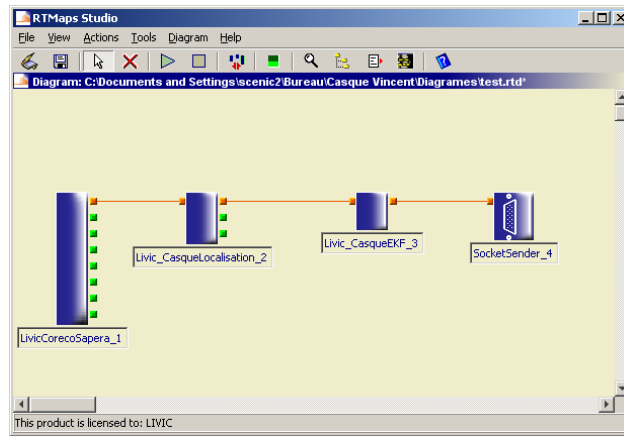


Figure 4 RTMaps diagram for the HMD positioning module

The first module on the diagram (leftmost) is dedicated to the image acquisition from the camera. The second module executes the image analysis and the output is the unfiltered position and angle of the HMD. The third module filters the data using an extended kalman filtering [Wel1] (this filter is explained in the last part). Finally, data are emitted on the LAN in the rightmost module.

Vehicle positioning

The localization of the vehicle is not a challenge. Existing solutions allow an accurate and robust positioning of the car. The only variable that is hard to evaluate is the absolute yaw angle of the car [Nde1]. We propose a system that can evaluate the yaw angle according with the driving situation. However, it needs an initialization process.

The solution is based on an hybridation between a RTK GPS (20Hz, 1cm accuracy), an Inertial Measurement Unit for the yaw rate (50Hz) and data from the vehicle (vehicle speed and wheel angle), using an extended kalman filter. The outputs are the vehicle position (latitude and longitude) and the vehicle yaw angle, and are presented on the Figure 5.

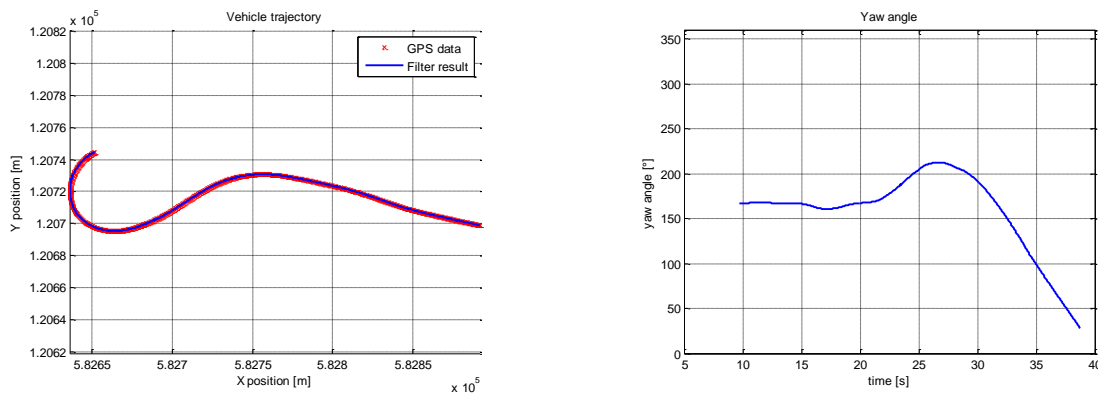


Figure 5 Vehicle trajectory and yaw angle from the EKF filter

The RTMaps diagram with the vehicle positioning module is showed on Figure 56.

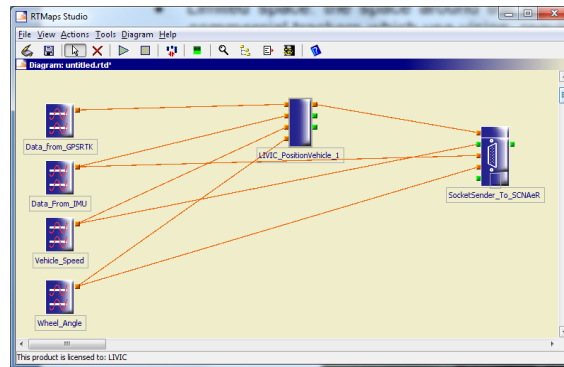


Figure 5-6 RTMaps diagram for the vehicle positioning

We also make the choice of a distributed architecture. Even if the processing is on the same computer than the simulator, we communicate through LAN. This architecture allows a fast modification of each subsystem, until they provide the required outputs.

Virtual environment display

Simulator description

We are using the SCANeR™ studio software to display the virtual environment on the helmet screens. This simulation software is based on a distributed architecture allowing to plug different modules together which communicate via a data bus. The modules used for this experimentation are the following:

- A virtual vehicle is representing the real vehicle. Its position, speed and yaw angle are feed with the localization data and are mapped to the virtual world coordinates.
- A visual module is in charge of displaying the 3D representation of the virtual world. It is updated based on the vehicle dynamics and on the head localization.
- A scenario and traffic engine allows to build experimental situations with autonomous vehicles and events triggering based on the real vehicle behavior.

Scenario

In order to assess the full system, a test is done on the Satory test track (Versailles - France). On a large area, a virtual environment is fitted. The dimension of the virtual environment is the same than the available space on this area (see Figure 67), where some roads are not available but are defined to complete the environment. A small residential area is simulated with several possible roads.



Figure 6-7 Real space (geoportail map) and simulated environment, the surrounding line is at the same scale

The driver is asked to follow a given path where he must care about possible traffic and events. The traffic is directly generated by the simulation software and events are triggered according to the position of the real car (Figure 7-8).



Figure 7-8 HMD in the car and display for the driver

First results are very encouraging:

- Localization of the HMD was robust, with respect to the constraints. An extended kalman filter was implemented to attenuate the vibration induced by the road. The delay that results, has a minimal impact on the feeling from the driver.
- Localization of the vehicle, after the initialization phase was good. The yaw angle estimation algorithm performs well, at the exception of the very low speed maneuver with large steering angle.

The aim of the extended kalman filter is twofold: first, it allows a smoothing of the outputs from the HMD positioning module, so we reduce the noise induced by the vibration of the car; secondly, the predictive stage of the filter helps us to minimize the delay introduced by the filtering process.

Conclusion

In this article, we have developed a new simulation environment that allows a safe experimentation with all the conventional feedback from a real car. Localization of the head was a challenge given the environment constraints. Most of the commercial solutions fails to achieve a robust positioning as the car operates in outside (no control on the light), with small space, and close to metallic parts. The proposed solution is robust. The data processing delay is below 5ms. However, because of the vibration induced by the car, an extended kalman filter was added. First results are very promising, drivers do not identify incompatible delay between the images and the different movements (car and head). The only flaw is the weight of the HMD: with the acceleration of the vehicle, it may be difficult for the driver to perform long test.

The price of this kind of system drops far below the price of a simulator using a dynamic platform, the operating cost is also lower.

The next step will be to evaluate the acceptability and the impact of this new tool on driver, with respect to previous system. And also to improve the first identified problem, as a better integration of the HMD in the vehicle.

Acknowledgement

The authors would like to thank the French project PARTAGE (ANR-VTT-09) for the funding of this research.

References

[Joh1] David M. Johnson, "Introduction to and review of simulator sickness research", US Army Research Institute for the behavioral and social sciences, research report 1832, april 2005

[Kem1] Kemeny A., "Driving simulation for virtual testing and perception studies", Driving Simulation Conference 2009, Monaco, February 2009

[Luo1] Luo B. , Wang Y.T. , Liu Y. "Sensor Fusion Based Head Pose Tracking for Flight Cockpit System". Image and Signal Processing, 2009. CISP '09. 2nd International Congress on, pp.1-6, 17-19 Oct. 2009

[Nde1] Ndjeng Ndjeng N., Gruyer D., Glaser S., Lambert A. "Low cost IMU-Odometer-GPS ego localization for unusual maneuver" Information Fusion 12(4): 264-274 (2011)

[Sah1] Sahami S. "Modeling adaptation behavior to driving simulators and effect of experimental practice on research validity", Ph D. Thesis, University of Columbia (Vancouver), 2011

[Wel1] Welch G., Bishop G. "An introduction to the kalman filter", Technical Report 95-041, Department of Computer Science, University of North Carolina, 2006



**Incentive shared trajectory control for
highly-automated driving**

Incentive shared trajectory control for highly-automated driving*

Vincent JUDALET¹, Sebastien GLASER¹, Benoit LUSETTI¹

Abstract— This paper presents a vehicle trajectory controller for an automated vehicle with mechanical steering system, capable of continuously switching from fully automated to human controlled driving. When the driver wishes to correct the controller trajectory, the parameters of the P.I. based controller are adapted to ease the maneuver. The driver is kept informed on the planned trajectory via an incentive torque on the driving wheel. Implementation on test vehicle shows that the controller guaranties a rapid and accurate control in fully automated driving mode even on sharp curvature roads, and a quick and safe control transfer to the human when requested.

I. INTRODUCTION

With the constant increase in demand of mobility, road users must face several problems during their trip: traffic jams and road safety are just a few of them. Moreover, during his daily trip, the driver that faces these problems, may be stressed and develop anger. Driving automation systems may take a part of the driving task in order to help the driver, even to the full automation.

Since the 80's, researchers around the world have developed prototypes that prove the feasibility of such concept. In 2005 and 2007, the Darpa challenges demonstrated that vehicles are able to drive without any driver in complex environment. More recently, the VIAC (VisLab Intercontinental Autonomous Challenge), in 2010, aimed to travel 13,000 km with 4 electric vans from Italy to China [1]. However, the autonomous vehicle required a preceding vehicle that tests the road before. In may 2012, the Google's modified Toyota Prius was the first to receive a license as a self-driven car from the Nevada state [2]. This car is equipped with a LIDAR on the car roof that is a too expensive sensor to be generalized on all vehicles.

At the same time, European projects as HAVEit [3] studied the shared control between a human driver and a automated copilot. The main idea was to delegate a part of the driving task (or the full driving task) [4]. The main use was the driving at high speed on a highway. Using an interface, the driver can switch from highly automated to human driving. However, the control was not shared continuously.

The french ABV (Automatisation Basse Vitesse, Low Speed Automation) project investigates automated driving in case of traffic congestion at low speed (less than 50 kph) on secured itinerary, like motorways or peri-urban highways [5]. According to the repartition of the driving tasks between the

human driver and the assistance system, different levels of automation can be defined (see the automation levels defined in the HAVEit project in [3]). In highly-automated driving mode, while the automated system is able to control the vehicle trajectory, the driver supervises the system and may temporarily take over the control of the vehicle in some situations, like avoidance maneuvers, without deactivating the system.

On automated vehicles with mechanical steering system, the trajectory control is ensured via an actuator (generally an electrical motor) acting on the steering column, in substitution or in addition to the standard power-assisted steering system, to control the front wheel steering angle, as in [6]. When the automated driving mode is active, the torque applied by the motor to maintain the commanded steering angle generally exceeds the torque the driver is able to apply on the steering wheel, thus preventing the driver from modifying the steering angle.

This article presents a system enabling a continuous share of the vehicle lateral control between the driver and an automated copilot from fully autonomous driving to temporary human trajectory control. In the following, section II reminds several principles of the automated driving. Section III focuses on the lateral control, from the copilot point of view. Section IV develops the switching strategy for the lateral control. Section V presents the prototype vehicle that is used for the validation. Finally section VI presents results on several maneuvers.

II. AUTOMATED DRIVING PRINCIPLES

A. Definition of Automation levels

Endsley [7] have proposed several automation level for generic tasks, they range from human only to system only and he defined for each level what the exact roles of each actors.

Tom M. Gassner [8] defined several automation level specifically applied to the driving tasks. They are:

- Driver only: the driver controls the full driving task
- Assisted: the driver controls one dimension and monitors the other one. He must be prepared to take over the complete control at any time.
- Partially automated: the system controls the driving task, but the driver monitors the system and may also take over the complete control at any time
- Highly automated: the driver no longer needs to permanently monitor the system, but he may still take over the control with a certain time buffer.
- Fully automated: the system is able to fully monitor itself and in case of a takeover request that is not

*Research supported by the ANR (french national agency for the research) as part of the ABV (low speed automation) project

¹Vincent Judalet, Sebastien Glaser and Benoit Lusetti are with the LIVIC (Laboratory on Interactions Vehicles-Infrastructure-Driver), a research unit of IFSTTAR, Batiment 824, 14, Route de la Miniere, 78000 Versailles, France (phone: +33 1 30 84 40 49; e-mail: firstname.lastname@ifsttar.fr).

realized within the time buffer, the system may return to the minimum risk situation by itself.

In today situation, driving assistance already address the "assisted" level, with Adaptive Cruise Control for instance. ABV project mainly aims at "highly automated" to "Fully automated mode". But, we also want that the driver can easily control his car and be aware of the automated system intentions. This involves sharing control between the driver and the system at the level of the actuators (steering wheel, acceleration pedal) and also managing the haptic feedback to the driver. In the following, we focus on the lateral control and on the steering wheel.

B. Driving automation architecture

Common architectures for automated driving are based on three elementary modules:

- a perception module,
- a trajectory planner (or copilot),
- a control module.

The perception module indicates the vehicle environment (lane position, presence of obstacles) and locates the vehicle in this environment (position and orientation in the lane). This perception module uses exteroceptive sensors, generally cameras for the lane position, coupled with radars or laser-based localization sensors, for the obstacle detection. To enhance the description of the environment, especially its completeness and accuracy, the local perception can be combined with communication devices (radio, GPS, vehicle-to-vehicle communication, beacons, etc).

According to the environment, a copilot module defines the optimal trajectory, coupled with a speed profile. This trajectory can be obtained via different strategies: the legal safety concept, which ensures safety when traffic rules are respected by all road users.

This architecture need to be enhanced in order to have an automated system that interacts with the human. In figure 1, we present an architecture that embeds this classical description of the automated driving system with a decision unit. This unit manages the task repartition between the driver and the copilot. On the one side, it takes information of the driver wish via the HMI (what is the requested mode, ...) and eventually the driver monitoring system (can the system give the driving task back to the driver). On the other side a vehicle observer informs on the state of the vehicle (is the vehicle in a controllable state).

Finally, the vehicle control module manages the actuators (brake, throttle and steering angle) to maintain the vehicle in the defined trajectory. Inside the control module, the steering angle is computed according to the speed, the lateral gap from the center of the lane and the orientation of the vehicle.

III. LATERAL TRAJECTORY CONTROL

In the last decade, several systems have been introduced on the market to help the driver to keep his vehicle in the lane. Lane Departure Warning systems (LDW) are the most common. They warn (by sound or specific indicators, haptic feedback on the steering wheel or on the driver seat) the

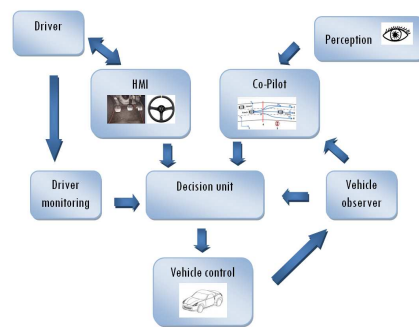


Fig. 1. Automated driving principle block diagram

driver when he reaches the lane or crosses it. However, they do not act on the vehicle actuators.

Lane Keeping Systems are already commercialized on high end vehicle, or announced. For instance, the Ford Fusion embedded a strategy that first warns the driver, next controls the vehicle and, in case of lack of driver takeover request, increases the warning. However, these systems request a minimal speed, so they can ensure that the curvature of the road is not sharp. In [9], this kind of strategy is implemented. The system only acts if the torque on the steering wheel is below a given value. This is supposed to match with an inattentive or drowsy driver. At the end of the correction from the system, if the driver does not take the control back, the vehicle stops, and warns the other drivers. This kind of system, also known as lane departure avoidance system (LDAS) temporarily corrects the trajectory in case of imminent lane cross. It completely takes over the control of the car over a short period. This system is deactivated in case of voluntary line change (turn signal on) or when the driver resists to the controller. However, this system only acts in case of lane crossing and is not applicable for shared control driving.

In [10], a system helps the driver to maintain the vehicle in the center of the lane, by generating a slight torque on the steering column. The limited torque may ensure the control only on roads with slight curvatures. However it is not sufficient to maintain the trajectory in case of higher curvatures, or for sudden direction changes (avoidance maneuver). The human driver must also be kept in the loop.

IV. CONTROLLER STRATEGY IMPLEMENTATION

In this study, we propose to detect the driver attempts to modify the vehicle trajectory via a torque measurements on the steering wheel, and to adapt the trajectory controller accordingly (Fig. 2).

The automated copilot commands the system with a target steering angle defined to follow the planned trajectory. To maintain this steering angle, a proportional-integral (P.I.) regulator controls the torque of a motor linked to the steering column, according to the equation 1.

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (1)$$

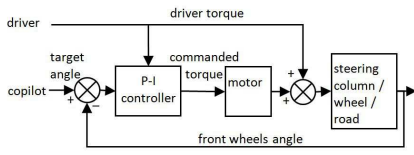


Fig. 2. Trajectory controller block diagram

where $u(t)$ is the command for motor torque variation, the error $e(t)$ is the difference between the actual front wheel angle and the target angle. K_p is the proportional gain and K_i the integral gain. The regulator parameters K_p and K_i vary accordingly to the driver torque (Fig. 3):

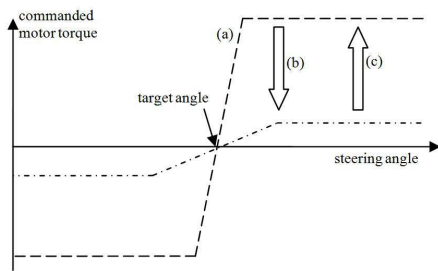


Fig. 3. Commanded motor torque variations

- When the driver does not intervene, K_p and K_i are set to the maximal values to ensure a quick and precise control (Fig. 3 - a).
- When the driver applies a torque on the steering wheel, K_i is set to zero, K_p is reduced proportionally to the driver torque, and the maximal torque commanded the motor is limited to guaranty an easy control of the steering wheel by the driver (Fig. 3 - b). In this case, the motor acts as a haptic indication to encourage the driver to follow the optimal trajectory. However, the motor torque should be slight enough not to hinder the driver in the driving task.
- When the driver releases the torque, the limit value is progressively increased in order to give back the control to the regulator (Fig. 3 - c). Through this increase, the torque sensed by the driver varies permanently, thus preventing the driver from interpreting the motor torque only as a hardened assisted steering instead of an incentive torque (accommodation effect).

V. VALIDATION ON TEST VEHICLE

The validation tests took place at the Satory test facilities, close to Versailles (France), which present a 3.4 km two lanes track with curvatures ranging between 30m and 600m (Fig. 4).

They have been carried out with a LIVIC test vehicle (Fig. 5), equipped with sensors and actuators enabling an automated lateral and longitudinal control (Fig. 7). This equipment is described in the following section.

The perception, decision and control algorithms are run by two PC embedded in the trunk.



Fig. 4. Satory test tracks - overview and details



Fig. 5. LIVIC test vehicle (Peugeot 307 SW)

A. Perception system

The perception algorithm combines the data from exteroceptive sensors:

- a camera located behind the windshield, close to the rear view mirror, to detect the position and the shape of the lines,
- a LIDAR fixed over the front bumper for the detection of obstacles,
- a GPS RTK (real time kinematic) locates the vehicle in a local map.

The Fig. 6 shows the camera view, with incrustation of the lane detection (purple dots), the LIDAR impacts (green dots) and the detected object (blue square).



Fig. 6. Camera view with lane detection and laser impacts

B. Test vehicle longitudinal control

The vehicle speed is given by an optical sensor (CORRE-VIT) placed at the back of the car.

The speed is controlled by a PID controller via two actuators acting at the same level than the brake and the throttle pedals.

As the longitudinal control is carried out by two independent actuators, the task sharing between the human driver and the copilot is more trivial than for the lateral control. Both the driver and the copilot can brake or accelerate simultaneously (the maximal of the two commands is applied). If the commands are opposed (for instance the driver brakes while the copilot accelerate), the braking command is prioritized for safety reasons.

C. Test vehicle lateral control

The steering wheel turn angle is measured via an optical angle sensor (BEI IDEACOD CHM 510-13BT-002) fixed on the upper shaft of the steering column. As the steering wheel and the front wheels are mechanically linked, this sensor also informs on the front wheel steering angle.

The driver torque on the steering wheel is given by a strength sensor (SCAIME ZF) between the steering wheel and the steering column.

The torque transmitted to the front wheels is measured with sensor located on the steering column, under the motor drive sprocket.

An electrical motor controlled by an embedded micro-controller has been added in substitution to the hydraulic power-assisted steering system. This motor can be used 4 different modes:

- 1) the classical assistance mode, which reproduces a standard power-assisted steering system,
- 2) the torque controlled mode: the motor applies a commanded torque,
- 3) the angle controlled mode: the motor applies a regulated torque to maintain a commanded angle,
- 4) the mixed mode, which combined the modes 1 and 2: the motor reproduces a standard power-assisted steering system, combined with an additive commanded torque.

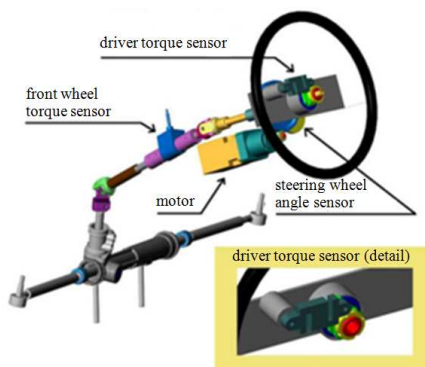


Fig. 7. test vehicle automated steering system

In our case, the motor is used in mixed mode. The torque τ_m applied by the motor is composed of the commanded torque τ_c and the assistance torque τ_a :

$$\tau_m = \tau_c + \tau_a \quad (2)$$

The commanded torque is computed by the P.I. controller (see Fig. 2).

The assistance torque τ_a is computed by the motor internal controller, proportionally to the driver torque on the steering wheel τ_d .

VI. RESULTS

In a first step, the tests have been carried out by an experienced driver in order to tune the controller parameters. Then, the system has been qualitatively tested by different drivers to summarize their impression and feedbacks.

A. Performance without driver action

When the driver do not intervene, the controller acts as a classical P-I regulator to maintain the target steering angle computed by the copilot. On the following plots, the actual steering angle is compared to the commanded angle in case of sharp turns (Fig. 8) and a right-left chicane (Fig. 9).

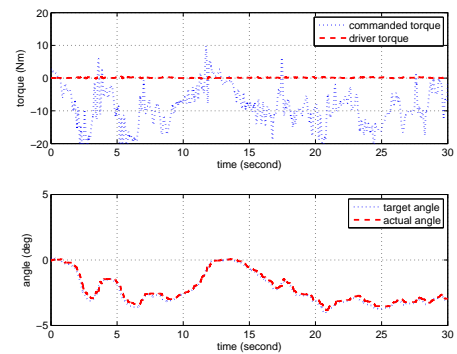


Fig. 8. sharp right turns without driver action

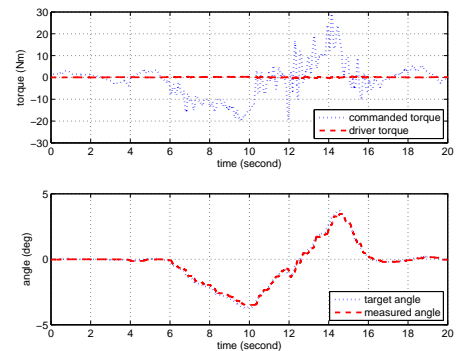


Fig. 9. chicane without driver action

As the driver torque remains low (lower than 1 N.m), the commanded torque τ_c is not limited, enabling a rapid steering angle control. The static error for the steering angle remains below 0.2 deg, with a time delay of approximately 0.3 seconds.

B. Behavior with driver input

When the driver wishes to modify the controlled trajectory, he instinctively acts on the steering wheel. The controller

parameters are then immediately adapted to enable the driver correction. In the following, the driver has been asked to force a maneuver while the car is in highly automated mode. Two scenarios have been tested:

- 1) a sudden avoidance maneuver: the driver wants to suddenly swerve to avoid a virtual obstacle, which have been missed by the detection module,
- 2) a forced lane change: the driver wants to manually change from the right lane to the left lane.

1) *Avoidance maneuver*: The Fig. 10 shows an example of avoidance maneuver with a virtual obstacle on the right side of the lane. The driver swerves also to the left.

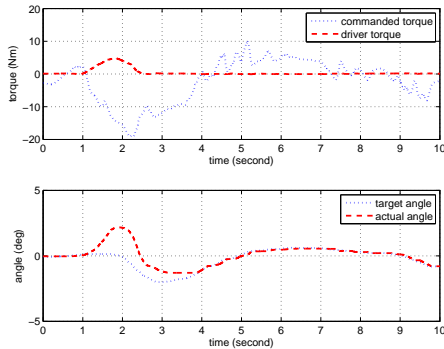


Fig. 10. left avoidance maneuver controlled by the driver

At time = 1 second, the driver applies a positive torque on the driving wheel. The commanded torque is then immediately thresholded so as to allow the driver, supported by the standard steering assisted steering system, to steer the wheels with a reasonable torque (the driver torque also remains below 5 Nm). The wheel steering angle reaches 2.5 degrees within 1 second.

As the vehicle leaves the center of the lane (time = 2 sec), the trajectory planner impulses a negative target angle to get back to the center. An incentive torque (here negative) is also felt by the driver, in addition to the torque resulting from the wheel self-aligning moment.

After the maneuver, the driver releases the torque on the driving wheel (time = 2.5 sec). The controller parameters are progressively set back to their maximal values, so that the actual steering angle joins the target angle. The vehicle drives also automatically back to the center of the lane.

2) *Forced lane change*: The second scenario is a lane change forced by the driver (Fig. 11). In this case, the driver wants to manually change from the left lane to the right lane.

The driver applies a positive torque to the steering wheel (time = 1.5sec). The motor assistance torque helps the driver steering the wheels.

As the vehicle leaves the computed optimal trajectory, the copilot impulses a negative target angle to send back the vehicle to the right, the motor torque is then controlled so as to compensate the assistance torque, while maintaining a slight incentive torque on the steering wheel (approximately 4 N.m). This incentive torque is high enough to inform the driver that the system is still active but low enough not

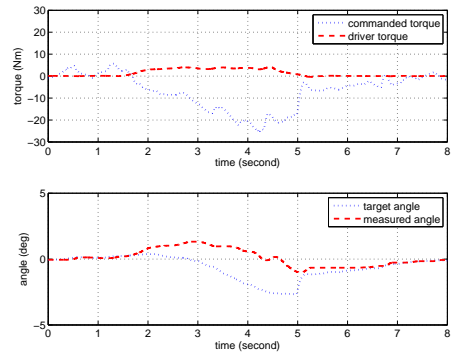


Fig. 11. left avoidance maneuver controlled by the driver

allow the driver to override it. As the incentive torque varies continuously, the accommodation effect is avoided, so that the driver does not interpret it only as a hardened steering system.

When the vehicle crosses the lane marker (time = 5sec), the trajectory planning module starts considering the second lane (left lane) as the new target lane. The target angle is also recomputed to join the center of the left lane. The incentive torque stops also resisting to the driver, but assists him. The driver can also intuitively release the steering wheel and let the vehicle drive back to the center of the left lane.

C. Qualitative tests results

Different (about ten) drivers have been asked to test the shared control of this vehicle with the two maneuvers (avoidance and forced lane change). The drivers had not been introduced with the behavior of the system in order to check how intuitive and hindering the system is.

The drivers' feelings can be summarized:

- Not any problem has been observed concerning the understandability of the system. All of the drivers have been able to carry out the maneuvers quickly without any explanation. The incentive torque keeps the driver informed that the copilot is still active, so that the driver intuitively releases the driving wheel to give back the control to the copilot at the end of the maneuver.
- The system engenders a very safe feeling: as the copilot is very easy to override, the driver feels in control even in automatically driving mode.
- A limit to this system would be the difficulty to find a value for the incentive torque suitable for everybody. According to their driving style, some of the drivers would appreciate a more intrusive incentive torque, while some other would be hindered during accurate maneuvers by a more important torque.

VII. CONCLUSION

In this article, we have presented an efficient strategy to switch continuously between the driver and the automated system for the lateral control of the vehicle. This strategy has been implemented on a prototype vehicle. It allows to address a large range of automated mode. Several drivers have tested

the system. The first impression is that the system is not too intrusive and reacts well on the driver demand. The feedback is easily understandable, and not difficult to override. In the future, we need to investigate the modification of the driver behavior using the proposed system.

REFERENCES

- [1] A. Broggi, P. Medici, P. Zani, A. Coati, and M. Panciroli, Autonomous vehicles control in the VisLab Intercontinental Autonomous Challenge, *Annual Reviews in Control*, 36(1):161-171, 2012, ISSN: 1367-5788
- [2] <http://www.informationweek.com/government/policy/google-gets-license-for-driverless-car/>
- [3] G F. Flemisch, F. Nashashibi, S. Glaser, N. Rauch et al., "Towards Highly Automated Driving: Intermediate report on the HAVEit-Joint System", in the Proceedings of the 3rd European Transport Research Arena Conference (TRA 2010), 7-10 June, Brussels, Belgium.
- [4] F. Flemisch, et al. Cooperative control and active interfaces for vehicle assistance and automation, FISITA World automotive Congress; Munich; 2008
- [5] ABV project website, <http://www.projet-abv.fr/en/>
- [6] V. Cerone, M. Milanese, D. Regruto, "Combined Automatic Lane Keeping and Driver's Steering Through a 2-DOF Control Strategy", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 17, No. 1, pp. 135-142, Jan. 2009.
- [7] M.R. Endsley Automation and situation awareness, In R. Parasuraman & M Mouloua (Eds.) *Automation and Human performance : theory and application* (pp163-181). Mahwah, NJ: Lawrence Erlbaum
- [8] T. M. Gasser, D. Westhoof, BAST-study: definition of automation and legal issues in Germany, TRB Road Vehicle automation workshop, 25 July 2012
- [9] N. Minoiu Enache, M. Netto, S. Mammar, B. Lusetti, "Driver steering assistance for lane departure avoidance", *Control engineering practice*, vol. 17, Issue.6, 2009, pp 642-651.
- [10] R. Marino, S. Scalzi, G. Orlando. and M. Netto, "A Nested PID Steering Control for Lane Keeping in Vision Based Autonomous Vehicle", *Proceeding of the IEEE AmericanControl Conference, Hyatt Regency Riverfront. June 10-12 2009. Saint Louis, Missouri, USA.* pp. 2885-2890.

E

**Proposal of a virtual and immersive 3D architecture
dedicated for prototyping, test and evaluation of
eco-driving applications**

Proposal of an Virtual and Immersive 3D Architecture dedicated for Prototyping, Test and Evaluation of Eco-Driving Applications

Dominique Gruyer *IEEE member*, Olivier Orfila, Vincent Judalet, Steve Pechberti, Benoît Lusetti, S. Glaser

Abstract—Simulation has been widely used to estimate the benefits of ADAS with embedded sensors or more recently Cooperative Systems based on Inter-Vehicular Communications. This paper presents the proposal of a new architecture built with the both SiVIC and RTMaps platforms in order to prototype, to test and to validate eco-driving applications. In this architecture, the innovation is mainly due to the real-time immersion of a real driver in a 3D virtual environment. In this “Hardware In the Loop” platform, major contributions have been made about vehicle modeling updating, interconnection between SiVIC and an HMD. Moreover, a first modeling of a consumption sensor is proposed and used in order to achieve some tests of fuel consumption on the virtual Satory’s track. All these contributions have been tuned with on-road measurements to improve reality of the scenarios. We discuss the results of a simple eco-driving scenario implemented to validate our architecture’s capabilities.

I. INTRODUCTION

To address the problem of road safety and risk reduction, many studies have been conducted since over 10 years and many laboratories work on developing and evaluating dedicated advanced driving assistance systems (ADAS). These assistance systems are divided into several groups of applications: informative applications and active applications. In the first group, we can divide the perception tools into local and extended techniques. The local techniques allow, from embedded sensors, to build a local perception of the environment surrounding the vehicle. This local perception includes information and data coming from the data processing of dedicated algorithms (lane and road markings detection and tracking, ego-vehicle localization, obstacle detection and tracking). These applications are done with standalone sensors and embedded systems into a vehicle without need of communication devices. Global or extended perception combines local information with communication devices (radio, optical, beacons ...) to improve the description of the environment. This allows extending the sight horizon, to enhance the objects description and improve both data accuracy and certainty. In the second group dedicated to the active applications, the data coming from the perception algorithm are used together with the data coming from either the proprioceptive sensors or observers to

compute control actions. These orders will allow controlling the vehicle dynamics through the actuators.

The control/command algorithms can be elaborated either for lateral maneuvers, longitudinal maneuvers or both lateral and longitudinal coupled maneuvers. From these controllers, it is possible to prototype and to develop a huge set of ADAS (lane tracking, automatic speed regulation, automatic path following, inter-distance regulation, collision mitigation, Stop&Go, Adaptive Cruise Control, ...). Several years ago, the development of a software architecture (SiVIC: Simulator of Vehicle, Infrastructure and sensors), has been launched for supporting these research activities on ADAS prototyping. This software enables the simulation of multi-frequency sensors embedded in static or dynamic devices, equipments and vehicles commonly used in ADAS. In this context, raw data from perception systems or actuators systems are substituted by realistic synthesized data or devices. This functionality is useful in case of scenarios built with hazardous physical environment, complex situations, and lack of data or failures (sensors and actuators).

Moreover, the developed applications can be, at every time, tested and evaluated with an accurate and reliable ground truth. As first, the SiVIC platform was built with the objective to prototype local perception applications. Recently, extensions of this sensor simulation platform have been done in order to allow the virtual prototyping of new hardware in the loop and software in the loop applications [15], [28], [14].

In parallel, Research interest in Eco-driving is growing due to its potential to reduce fuel consumption and particles emission (Nox, CO₂). A wide range of eco-driving strategies have been proposed by traffic psychologists, engineers and traffic simulation researchers. Despite its popularity, there is poor and inconsistent research evidence regarding the effects of different type of eco-driving instructions on fuel consumption. Eco-driving instructions are very context sensitive and have different performance in different situations. Rakotonirainy et al [1] demonstrated that standard instructions do not provide the expected 20% fuel consumption reduction on an automatic car in an urban environment. As far as we know, there is no evidence showing the effectiveness of a particular driving instruction against another. Most of the methods that have been used to assess the benefits of eco-driving instructions lack scientific rigor about the true benefit of a particular instruction.

This paper proposes to use, to adapt and to improve SiVIC platform in order to provide a first generic architecture in order to develop, to study and to test such an eco-driving strategies and applications. In order to develop and to

Dominique Gruyer, Olivier Orfila, Vincent Judalet, Steve Pechberti, Benoît Lusetti, Sebastien Glaser are with IFSTTAR- IM - LIVIC, 14 route de la minière, bat. 824, 78000 Versailles-Satory, France (phone: (+33) 1 40 43 29 07; e-mail: dominique.gruyer@ifsttar.fr, olivier.orfila@ifsttar.fr, vincent.judalet@ifsttar.fr, steve.pechberti@ifsttar.fr, benoit.lusetti@ifsttar.fr, sebastien.glaser@ifsttar.fr .

prototype these applications, an interconnection of SiVIC is done with the RTMaps platform. In this global architecture, the innovation is mainly due to the real-time immersion of a real driver in a 3D virtual environment. In this hardware in the loop platform, major contributions have been made about vehicle modeling updating, interconnection between SiVIC and an HMD (Helmet Mounted Display). Moreover, a first modeling of a consumption sensor is proposed and used in order to achieve some tests of fuel consumption on the virtual Satory's track. All these contributions have been tuned with on-road measurements to improve reality of the scenarios. The selected first representative application is focused on the optimization of the covered distance by a driver with a limited fuel tank. This scenario is done with a real car and a real driver immersed in a 3D virtual modeling of the real Satory's track. The results obtained from this simple eco-driving scenario have allowed validating our architecture's capabilities.

In the remainder of this paper, the sensor and vehicle simulation platform will be presented in section 2: successively SiVIC, RTMaps and finally the interconnection of these two platforms to obtain our desired eco-driving prototyping environment. Section 3 will be devoted to the presentation of the new car consumption sensor implemented in SiVIC. Section 4 presents the immersive and distributed architecture. In this section, the interconnection between SiVIC and the HMD will be tackle. The last section will present the eco-driving application, estimation and control algorithms, as well as path planning applications. Finally, we will conclude and present some perspectives in section 4.

II. SiVIC PLATFORM FOR SENSORS, VEHICLE AND ENVIRONMENT SIMULATION

A. The SiVIC platform

For some years, it clearly appears that local perception is not sufficient. Its extension is become essential to minimise risks and maximise driving safety. To achieve such improvement in driver assistance, it is essential to deploy new technical means, not only on vehicles but also on infrastructure. Unfortunately, this kind of deployment is often long, difficult and expensive.

That's why it appears inevitable, in the first step of driving assistance conception, to use simulation platforms. They allow modelling of unsafe driving situation and embedded technical means in vehicles (sensors, telecommunications, and displays). The aim of this kind of platform is mainly to provide needed virtual means required to prototype and evaluate new driving assistance applications (local perception, distant perception, vehicle control, inter-vehicle communication, and vehicle-infrastructure communication).

SiVIC platform [3][4] was designed to enhance the process of developing and evaluating ADAS. This platform enables the simulation of multi-frequency sensors embedded in static or dynamic devices, equipments and vehicles commonly used in ADAS scenarios. The SiVIC platform is a very efficient tool to develop, prototype and evaluate high level ADAS, including distributed applications. SiVIC can be

easily interconnected with several external platforms such as RTMaps™ (see section II-C and E) or Matlab (from Mathwork). This interconnection interface is efficient and useful to perform a great number of developments in both SIL and HIL approaches. Once the application is evaluated in virtual condition and validated in simulation, it can be integrated and tested into real embedded hardware architecture (on vehicle) further towards the end of the development cycle.

SiVIC uses a realistic graphical environment, supported by physically accurate behaviors for vehicles and sensors (see figure 1). It can generate a flow of time-stamped and synchronized data that can be recorded and/or interacted with prototyping and/or data processing platforms such as RTMaps or Matlab (see figure 2). Furthermore, SiVIC can generate multiple scenarios with events-driven mechanisms, so that the robustness and reliability of control and perception algorithms can be extensively tested on many parameters. This functionality is useful for scenarios featuring hazardous environments, complex situations, or missing or erroneous data (from sensors or actuators). Moreover, data analysis can always be performed with accurate ground truth references. Proprioceptive and exteroceptive sensors are modeled in SiVIC. So that, from the point of view of an algorithm, there is no difference between a fully SIL sensor and an on-vehicle sensor. Currently, sensors available in SiVIC are:

- System's variables (call observers) that provide output reference data on an object's position and behavior
- Cameras (configurable either as software or hardware cameras)
- Fisheye and omnidirectional cameras
- Inertial Navigation Systems (3 axes accelerometer + 3 axes gyrometer)
- Odometer
- Telemetric laser scanner (multi-layered, capable of using either ray-tracing or Z-Buffer methods)
- Radiofrequency transponders.
- Realistic Global Positioning System
- Telecommunication mean for transportation
- RADAR with several propagation channels and antennas modeling



Figure 1: SiVIC platform: modelling and simulation of embedded sensors.

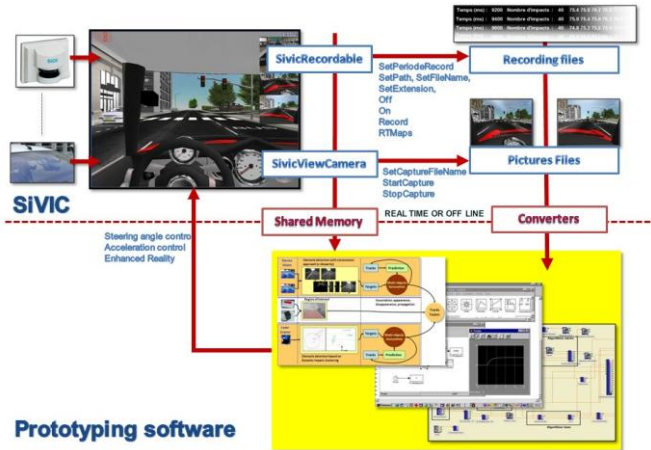


Figure 2: SiVIC, a virtual platform for ADAS prototyping, test and validation.

In order to improve and to complete the sensors simulation engine, some plug-ins (filters) have been developed. Two types of filters are provided. The first one is dedicated to the improvement of the environment quality rendering. The second one is focused on the camera modelling.

About the first set of filters, the most important are dedicated to the simulation of the weather conditions (see figure 3). Among these climate filters, the fog and the rain filters (waterfall and raindrops) are the most useful. This weather filters are presented in [5].



Figure 3: SiVIC platform: degraded weather conditions

B. Complex vehicle modeling

In order to provide realistic data for the embedded virtual sensors, it was imperative to reproduce the movement of the vehicle chassis on the three axes (roll, pitch and yaw). These movements also must take into account the effects of the shock absorbers (pumping). The vehicle model is based on works of S. Glaser [6] (see also e.g. [7]). The vehicle body has 6 degrees of freedom (3 in translation and 3 in rotation). Each wheel also has 3 degrees of freedom (vertical movement, wheel rotation and steering). The links between the wheel and the vehicle body includes shock absorber. The tire road forces are described using non linear coupled forces [8], [9]. The used architecture allows installing in a simple

way, a great number of onboard sensors. We will use the notations of the chassis dynamics illustrated in figure 4.

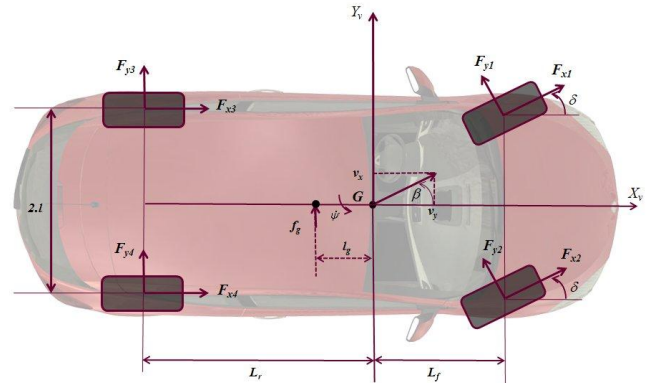


Figure 4: Dynamic vehicle model

Figure 5 shows the level of complexity of the model and the links between all the different physical modules involved in this model. Each module is completed with a list of available parameters. These parameters can be modified during the simulation stage. Vehicles can be controlled longitudinally by torques on the wheels and laterally by the steering wheel angle; controls are decoupled.

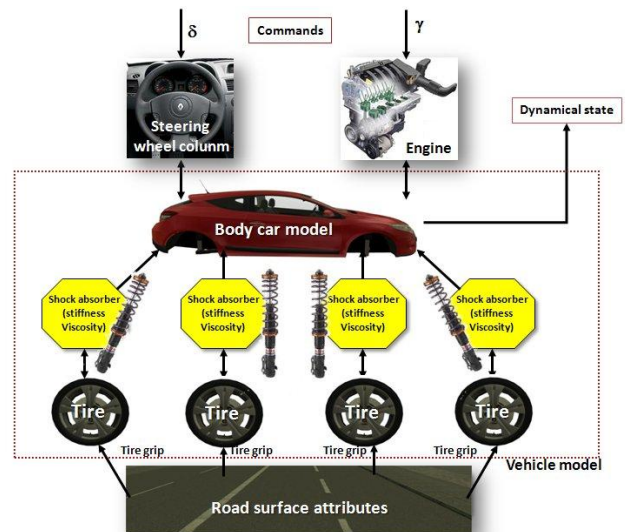


Figure 5: Vehicle model in the SiVIC platform with its attributes.

In order to obtain the best sensor data comparatively to a real situation, it is necessary both to handle a dynamical model of the vehicle and to simulate realistic models of actuators. The current actuators implemented in SiVIC are the motor or braking torques applied on each wheel and the steering wheel angle. It is then possible to simulate front wheel drive, rear wheel drive and four wheels drive. Moreover, in order to manage a basic traffic situation, several modes are available. The first one is the control of a vehicle by a human driver. The second mode is done for basic traffic modeling and the vehicle follows a given trajectory without vehicle dynamic consideration. The third mode also is a trajectory following mode, but following a desired trajectory is achieved by use

of lateral and longitudinal controllers. In this third mode, the vehicle dynamic is taken into account. The last mode is dedicated to the control of vehicles by input coming from external applications (RTMaps, Matlab, ...). This last mode is the one used in the eco-driving platform proposed in this paper.

C. A distributed solution for complex prototyping

Tree mechanisms are available in SiVIC in order to share information between SiVIC instances, or SiVIC and Third party application in mono or multiple computers solutions. The first approach is an optimized shared memory initially developed to carry out the interconnection of SiVIC and RTMaps. This first data exchange mechanism is dedicated to the management of data coming from sensors and orders for actuators. A new complementary solution (DDS: Distributed Data Storage) was proposed relies on a data distributed architecture in which SiVIC instances share state vector objects [10]. This mechanism manages the publication and subscription to raw data frames (octet arrays) of resources (object position and current state, events, sensor data, ground truth, weather conditions ...). A DDS data is identified by IP address or DNS alias of computer which publishes it and by a generic name for these data. The general architecture is presented in the following scheme (figure 6). The red arrow indicates the publication of data on DDS, and the blue arrow represents the consumption of shared data.

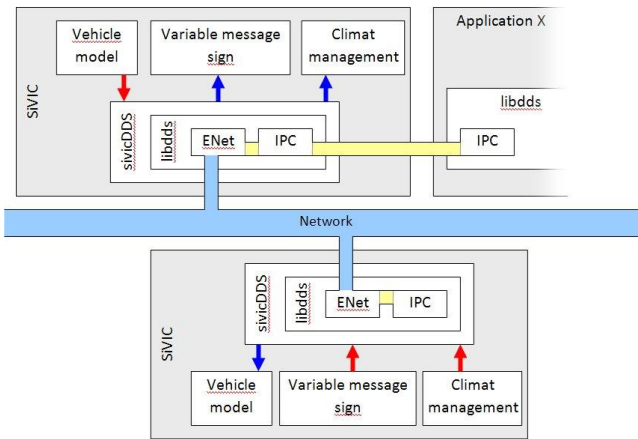


Figure 6: Distributed architecture: DDS bus

A third mechanism (SensORB: Sensors Object Request Broker) has been developed in order to manage the raw data flow between several applications or computers without publication and subscription mechanism. This third approach can be seen as a virtual CAN bus.

A current work in progress has for main task to standardize and to merge these 3 data exchange modes in an only one generic communication bus.

In the eco-driving platform, these 3 mechanisms are used for specific functions (Share memory for sensor data management, DDS for event management, SensORB for DualScreen management).

D. Event management

In order to manage and to handle possible events coming from the result of algorithms, an event mechanism and event variables also is implemented. These events can be used both from SiVIC or from an external application like RTMaps, Matlab or third party applications. In this paper, two specific events will be used: the *ddsless* and the *ddsgreater* events. These two variables are used to reset the SiVIC scenario configuration and the initial configuration of the virtual reality HMD between two trials.

E. SiVIC-RTMaps Interconnect platforms

RTMaps™ is marketed by Intempora, based upon work undertaken at Mines ParisTech a decade ago [11]. Its primary goal is to record and to process a large number of simultaneous data flows coming from sensors (Cameras, laser scanner, RADAR, INS, GPS ...). Moreover, algorithms, for image processing or data fusion for instance, can be prototyped in this framework. Recorded data can be easily replayed, which is especially useful to precisely tune algorithms with multiple re-runs of a same on-tracks measurement.

The SiVIC/RTMaps interconnection brings RTMaps the capability to replace real-life data by simulated data. Moreover this solution provides a solid framework for advanced prototyping and validation of the ADAS and PADAS applications. Indeed, this software couple provides an efficient and reliable solution for developing SIL applications including virtual vehicle prototypes with their own proprioceptive and exteroceptive sensors. This ADAS design architecture is very efficient because algorithms developed in RTMaps can then be directly transferred as micro-software on real hardware devices. Therefore the simulation model can be considered very close to the realistic models (real vehicles, real sensors).

F. Generation of data for 3D display

Currently, the SiVIC platform is mainly useful for sensor modeling and ADAS prototyping. In this specific application of the proposal of an eco-driving platform, 2 main technical tasks are necessary. The first one is the development of car consumption sensor and the second one is the build of a dedicated sensor for 3D immersion. The first task is presented in the next section. For the second task, we use an HMD to reproduce the human perception functionality. Effectively, when a human look at an object in front of him, he naturally sees the volume because the pupils of its eyes (spaced 64 mm on average) receive two closely similar points of view of the object. Then, the brain combines these two images into only one. The same point, located on the left image, moves slightly on the right image. This distance, called parallax, produces the sensation of stereoscopic depth.



Figure 8: Generation of Dual Screen for 3D immersion based on stereoscopic principle.

This phenomenon is reproduced by generating two images of the scene with a corresponding offset in order to reproduce the parallax (see figure 8). The two images are sent simultaneously in an only one image to the HMD which displays them on screens located in front of each eye.

Depending on the orientation of the driver's head providing by an INS sensor integrated in the HMD, the simulator computes the position and the orientation of the view for each eye. In fact in order to enslave the both environment view to the centre of the camera base (like on the human head), a positionable object is used. The orientation and translation coming from the HMD control this positionable object. In this stereoscopic modeling, the frequency and the parallax can be adjust in order to optimize the visual conform and rendering for the real driver.

A cut-in mechanism is taking into account in order to display at an infinite distance some indicator like le tank level, the speed indicator, the curvilinear distance covered by the vehicle and the fuel consumption.

III. MODELING OF CONSUMPTION SENSOR

The theoretical consumed energy, E_{theo} , in a time step dt can be evaluated by the following formulae:

$$dE_{theo} = \left(\frac{1}{2} \rho_{air} S C_x v_\alpha^2 + C_{rr} m g + m p g + m a_\alpha \right) v_\alpha dt,$$

where $\rho_{air} \approx 1.2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ is the density of the air, $S \text{ (m}^2\text{)}$ is the end face, C_x is the longitudinal drag coefficient, $C_{rr} = 0.015$ is the coefficient of rolling resistance, $m \text{ (kg)}$ is the vehicle mass, $g = 9.81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ is the standard gravity, $p \text{ (\%)}$ is the road grade, $a_\alpha \text{ (m} \cdot \text{s}^{-2}\text{)}$ is the α vehicle acceleration and $dt \text{ (s)}$ the time step.

Then, an efficiency ratio has been applied to take into account the energy lost in the combustion process and transmission. This ratio has been built on real experiments from [12] where the fuel consumption has been measured at different speeds.

$$\eta = \frac{E_{theo}}{E_{meas}} = 10^5 \times \frac{\frac{1}{2} \rho_{air} S C_x v_\alpha^2 + C_{rr} m g + m p g}{f(v_\alpha) e_{carb} \rho_{carb}},$$

where E_{theo} is the theoretical energy consumed if the vehicle was the one tested by Wang et al., E_{meas} the measured energy consumed by the test vehicle

$f(v_\alpha) = 0.05v_\alpha^2 - 1.8v_\alpha + 21$ is a function identified on the works of Wang et al. giving the fuel consumption in liters

per hundred kilometers versus the vehicle speed, $e_{carb} = 42.5 \times 10^6 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ is the energy density of fuel and $\rho_{carb} = 0.84 \text{ kg} \cdot \text{L}^{-1}$ is the fuel density. The computed efficiency ratio can be seen on figure 9.

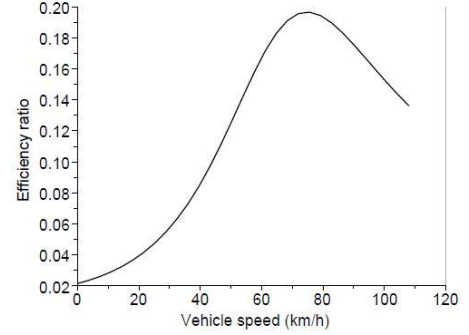


Figure 9: Efficiency ratio

IV. IMMERSIVE AND DISTRIBUTED ARCHITECTURE

A. Overall architecture

The developed architecture can be applied to any kind of distributed scenario. Scenarios are built in SiVIC by using script files, which specify the location of objects and many other parameters. The actual eco-driving application needs to be developed and implemented in RTMaps.

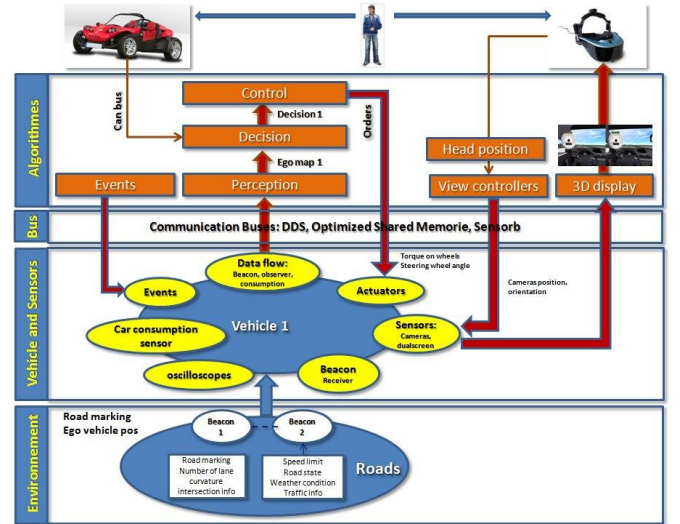


Figure 10: Data flows and relationships between the environment, sensors and algorithms in the eco-driving simulation architecture

Figure 10 shows the data flow and relationships between the environment, sensors and algorithms. The virtual vehicle is equipped with a ground truth sensor (car observer), a beacon receiver, a car consumption sensor and a tracker module. The dual screen sensor is attached to the tracker in order to control its position and orientation. In this architecture it is

easy to add dynamic vehicles, dynamic pedestrian and obstacle in order to disturb the driver behavior.

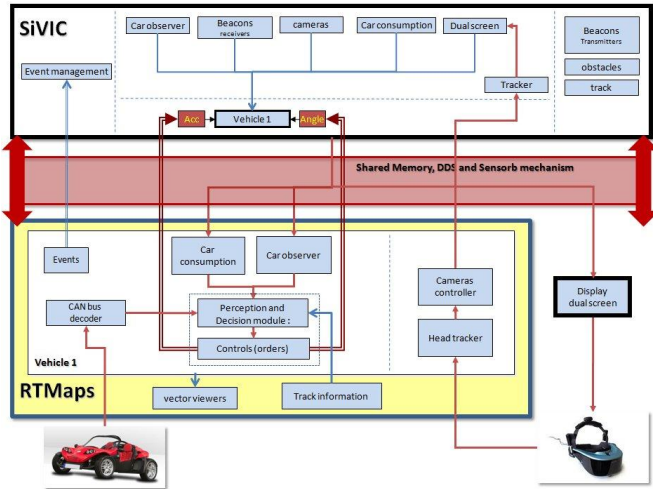


Figure 11: Eco-driving simulation architecture's detailed functions in SiVIC-RTMaps™

Figure 11 shows the actual implementation of relationships and functionalities from Fig. 10 in the SiVIC/RTMaps/Third party environment. Vehicle is controlled from RTMaps, with the combination of the cooperative decision module (constraint which limit the speed when the vehicle is out of the road) and control block. This application uses information coming from real actuators and decision module to provide adapted torques and steering wheel order to the SiVIC car actuators.

B. Head Mounted Display

The simulated environment rendered by SiVIC and more specifically by the DualScreen sensor is displayed via a Sensics Z-sight HMD with two SXGA (image resolution 1280 x 1024 pixels) color display (see Figure 12 - left).



Figure 12: Sensics Z-sight head mounted display and the vehicle prototype (SEMCA F16)

This HMD embeds an integrated tracking system based on an inertial sensor. The HMD control unit computes the helmet orientation, given as a quaternion. The quaternion is then converted into Euler's angle (yaw, pitch, and roll). The helmet relative position is not provided by the tracking system, the relative position of the driver head in the car is also considered constant in the simulator. Due to the sensor bias, the provided orientation deviates (approximately 2 deg/minute). In order to limit the head

position deviation, the test scenario is limited to 5 minutes. As seen previously, we also have an event registered to reset the view orientation to the horizon.

C. Integration into real vehicle

To improve the immersion feeling, the simulator has been integrated into a vehicle SECMA F16 (see Figure 12 - right). The user is set in the driver position and he controls the simulated vehicle via the real car steering wheel. The steering wheel turn angle is measured via an optical angle sensor (BEI IDEACOD CHM 510-13BT-002) fixed on the upper shaft of the steering column. To facilitate the steering wheel rotation, the vehicle front wheels have been raised. A supplementary brake and throttle foot pedal unit has been added in the vehicle. The pedals deflection rate and the steering wheel angle are transmitted to the simulator via a CAN interface.

V. ECO-DRIVING APPLICATION

To educate users about problems of eco-driving, a storyboard has been defined. The scene takes place on the Satory's test track in Versailles - France. To obtain a high quality 3D immersion for the real drivers in the virtual environment, a realistic 3D reproduction of the real track was produced by LIVIC. Figure 14 shows the similarity of this simulation in comparison with the same perspective on the real track. In this figure, the first line provides virtual renderings and the second line gives the real pictures from the same point of view.

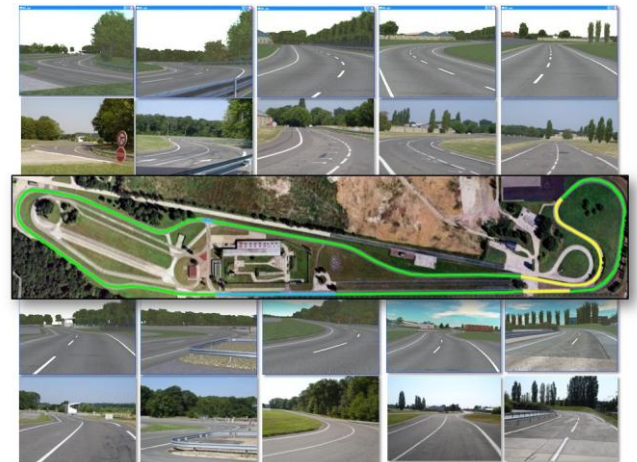


Figure 14: Modeling and simulation of the Satory's track in the SiVIC platform.

In this scenario, the vehicle tank is almost empty (only 0.15 liters of gasoline). The driver is asked to travel the greatest distance with this fuel amount. The ratio between the distance traveled by the driver and the maximum distance obtained in strict accordance with instructions (eco-driving rules: maintain a constant speed, limit acceleration and deceleration) provided its score. The max speed is constrained and limited to 16 m/s. Moreover if the driver tries to drive out of the road, a speed limitation mechanism is

applied in order to limit the speed at 2.7 m/s (10 km/h). In this case, the maneuvers made in order to join the road area will increase significantly the fuel consumption and will degrade the final score.

The experimentation is done in 3 stages. The first step is made to discover the simulator as well as the instruments, indicators, and constraints associated with the experiment. In figure 15 the full hardware and software platform is showed. The users can already try to limit their consumption in order to go further.



Figure 15: Test in real condition in research feast, sciences city, Paris.

The second step consists to provide some advices to the current driver in order to think about his driving and for instance, to adapt its speed in a turn, to adjust its speed in straight road, or to limit the accelerations and the braking. The third consists to redo the first experiment but with taking into account the advices. An example of the result obtained by a young driver is presented in the figure 15 and 16. In this result, the driver has used a strong acceleration in order to reach quickly the car speed limit (16m/s). This stage brings on a strong but temporally consumption. Once this speed limit is reached and kept, the consumption stays almost constant. After 900 meters, the fuel tank is unfortunately empty and the speed goes down due to the resistive force of the vehicle. The vehicle stops definitively after 1400 meters.

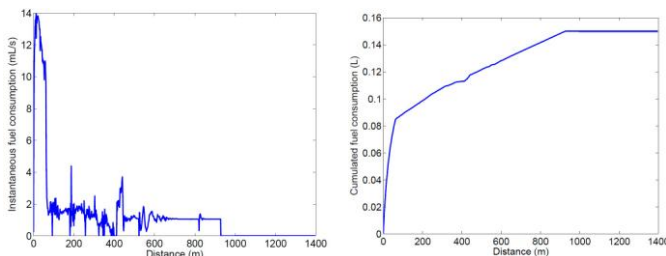


Figure 15: Instantaneous and cumulative fuel consumption with a real driver in sciences city, Paris.

From the 200 people who participated to this small very playful experimentation, we can assess that the average distance covered by a driver who respect eco-driving instructions is approximately 1500 meters with 0.15 liter of fuel. The standard deviation is almost 600 meters.

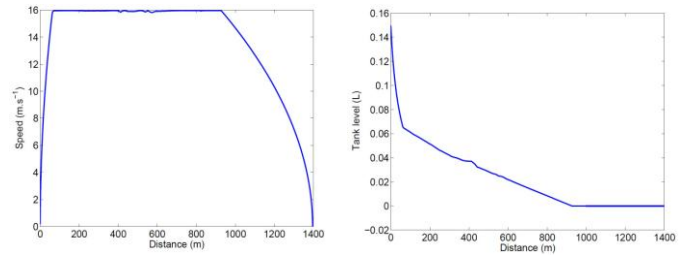


Figure 16: Speed profile and fuel tank level during the real experimentation.

A second application more scientist and rigorous has been tested with the capabilities of SiVIC to self control virtual vehicle in order to compute different acceleration profiles (Normal acceleration, strong acceleration, low acceleration) and deriving a simple theoretical consumption model C_{sim} using the IDM model. Moreover this new experimentation is really interesting to evaluate the impact of current vehicle attributes on the consumption. For instance what is the impact of the tire grip level, the impact of acceleration and braking capacities on the car consumption?

VI. CONCLUSION

In this paper, a new architecture is proposed in order to prototype, to test, to evaluate and to validate eco-driving application and strategies. This platform is developed from several existing platform (SiVIC and RTMaps). In order to improve the realistic aspect and the driving feeling, a real vehicle and an HMD are connected to the software architecture. Initially, the SiVIC platform was built to simulate embedded sensors, vehicle dynamic and realistic environment in order to prototype ADAS. The camera models provided in the SiVIC platform has shown their efficiency in a lot of projects for the prototyping of algorithms based on images processing. To adapt this software to the needs of an eco-driving simulator, two main functionalities were developed. The first one is dedicated to the modeling of a car consumption sensor. The second development was focused on the generation of a stereoscopic image taking into account the parallax between two human eyes. A complete loop has been done between SiVIC's stereoscopic sensor and the HMD. The real driver can watch the virtual scene in 3D in every direction in real time. Moreover, the possibility to develop eco-driving application in RTMaps environment allows testing this application not only in a virtual environment but also in real condition, in a real vehicle and on a real test track.

Nevertheless, in its current state of development, this SIL or HIL eco-driving platform is operational and offers a large set of functionalities making it possible to model and test various advanced eco-driving applications and strategies. It can reproduce, in the most faithful way, the reality of a situation, the behaviour of a vehicle and the behaviour of the

stereoscopic sensor which can be embedded inside the virtual and real vehicle.

In the experiment done during 3 days, more than 200 hundred children and people could test their driving capability with a real vehicle but in an immersive virtual environment. With the real steering wheel and pedals, these peoples could drive a car in this virtual environment and they obtained an eco-driving note depending of their driving behavior.

Comparatively to multi-screen simulator, this platform provides a 360° display in 3D providing a total immersion, a light and affordable solution very transportable and quick to implement.

In futures works, this platform will be connected to an accurate ego-localization in order to drive in the real Satory's track and with the HMD in the SiVIC's environment. This offers new perspectives in order to test eco-driving strategies with ADAS and with augmented reality (virtual pedestrians, vehicles, obstacles, ...). A second improvement will consist to finalize an extended electrical engine and battery modeling in SiVIC in order to test hybrid solutions for consumption optimization. Finally, new experimentations will be done in order to quantify the impacts of the behavior of other vehicles, of a flow of vehicle partially equipped with eco-driving advisors, and of the specific configuration of a road.

REFERENCES

- [1] Rakotonirainy, A. and Malik, H. (2012). Effects of eco-driving instructions using a vehicle with automatic transmission on urban roads. Intelligent Transport World Congress, October, Vienna, Austria.
- [2] Treiber, M., A. Hennecke and D. Helbing (2000). Congested traffic states in empirical observations and microscopic simulations. *Phys. Rev. E: Stat. Nonlinear Soft Matter Phys.*, 62(2), 1805-1824.
- [3] D. Gruyer, C. Royere, N. du Lac, G. Michel and J.-M. Blosseville, "SiVIC and RTMaps, interconnected platforms for the conception and the evaluation of driving assistance systems", ITSC'06, october 2006, London.
- [4] D. Gruyer, S. Glaser, B. Monnier, "SiVIC, a virtual platform for ADAS and PADAS prototyping, test and evaluation", in proceeding of FISITA'10, Budapest, Hungary, 30 may-4 june 2010
- [5] D. Gruyer, M. Grapinet, P. Desouza, "Modeling and validation of a new generic virtual optical sensor for ADAS prototyping", in IV 2012
- [6] S. Glaser, 'Modélisation et analyse d'un véhicule en trajectoires limites. Application au développement d'un système d'aide à la conduite', Phd Thesis, Université d'Evry Val d'Essonne, 2004
- [7] N. Kiencke, L. Nielsen, 'Automotive Control Systems: For Engine, Driveline and Vehicle', Springer Verlag, 2004
- [8] H. Dugoff, P.S. Fancher, L. Segel, 'An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance', in SAE, (700377), 1970.
- [9] R. Rajamani, "Vehicle Dynamics and Control", in Springer, USA, 2006
- [10] D. Gruyer, S. Glaser, R. Gallen, S. Pechberti, N. Hautiere, "Distributed Simulation Architecture for the Design of Cooperative ADAS", in FAST-ZERO (Future Active Safety Technology) 2011, Tokyo, Japan, September 5-9, 2011
- [11] B. Steux, « RTMaps, un environnement logiciel dédié à la conception d'applications embarquées temps-réel. Utilisation pour la détection automatique de véhicules par fusion radar/vision », Ph.D. thesis from Ecole des Mines de Paris, december 2001.
- [12] Wang et al. 2008



Définition des trames CAN

CAN frames VANDA

version: 28/04/2014

direction	id (hexa)	id (dec)	period (ms)	Byte 1	Byte 2	Byte 3	Byte 4	Byte 5	Byte 6	Byte 7	Byte 8
PC to ECU	151			etat-direction	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
	210	528	10	ESP_etat_EV01	ESP_etat_EV02	ESP_etat_EV03	ESP_etat_EV04	ESP_etat_EV05	ESP_etat_EV06	ESP_etat_EV07	ESP_etat_EV08
	211	529	10	ESP_etat_EV09	ESP_etat_EV10	ESP_etat_EV11	ESP_etat_EV12	ESP_Activ_Pompe	ESP_Activ_EV	ESP_compteur	U8 ESP_mode
	212	530	10	ESP_etat_AVD	ESP_etat_AVG	ESP_etat_ARD	ESP_etat_ARG	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
Sensor to ECU	1F4	500	1	u32 ForceRoueAVD				u32 ForceRoueAVG			
	200	512	1	u16 Couple volant		u16 Angle volant		u16 VitAngleVolant		N.A.	
	7AA	1962	1	DataINS1	DataINS2	DataINS3	DataINS4	DataINS5	DataINS6	DataINS7	DataINS8

correction : 30/01/2014

ECU to PC	160	352	10	s16 AccX		s16 AccY		s16 VehicleTurnRate		s16 Angle braquage	
	161	353	10	u16 Wr FR		u16 Wr FL		u16 Wr RL		u16 Wr RR	
	162	354	10	s16 modelFree Vx		s16 modelFree Vy		u8 ESP_state_FR	u8 ESP_state_FL	u8 ESP_state_RL	u8 ESP_state_RR
	163	355	10	s16 TireSlip FR		s16 TireSlip FL		s16 TireSlip RL		s16 TireSlip RR	
	164	356	40	u8_ESP_compteur	u8_MF_flagX_Y	u16_ESP_EV_activation_WD		s16 SteeringForceFR		s16 SteeringForceFL	
	165	357	40	s16 Couple volant		s16 Angle volant		s16 VitAngleVolant		u16 N.A	
	166	358	40	u16 DebatRoueAVD		u16 DebatRoueAVG		u16 DebatRoueARD		u16 DebatRoueARG	
	167	359	40	s16 AccX filtered		s16 AccY filtered		s16 VehicleTurnRate filtered		s16 VehicleTurnAcc filtered	
	168	360	40	u16 Wr FR filtered		u16 Wr FL filtered		u16 Wr RL filtered		u16 Wr RR filtered	
	169	361	40	s16 dWr FR filtered		s16 dWr FL filtered		s16 dWr RL filtered		s16 dWr RR filtered	

TurnRate

signal injection : 03/02/2014

PC to ECU	213	531	10	s16 AccX		s16 AccY		s16 VehicleTurnRate		s16 Angle braquage	
	214	532	10	u16 Wr FR		u16 Wr FL		u16 Wr RL		u16 Wr RR	
	215	533	10	s16 Couple volant		s16 Angle volant		s16 SteeringForceFR		s16 SteeringForceFL	
	216	534	10	u16 DebatRoueAVD		u16 DebatRoueAVG		u16 DebatRoueARD		u16 DebatRoueARG	

TABLEAU F.1 – Définition des trames CAN gérées par le calculateur PROTronic

Architecture robuste de contrôle pour un système by-wire en partage avec le conducteur

Résumé

Quand des facteurs humains interviennent dans une large majorité des accidents de la route, l'amélioration de la sécurité routière passe par l'introduction de systèmes d'assistance, afin d'aider le conducteur dans les tâches de conduites les plus complexes. Les systèmes de conduites « by-wire », en facilitant le partage des tâches de conduites entre le conducteur et les systèmes d'assistance, représentent une avancée majeure vers une automatisation progressive de la conduite. Cependant, le déploiement de ces systèmes est freiné pour des questions de sûreté de fonctionnement, et nécessite la mise en œuvre d'outils de diagnostique pour détecter et corriger d'éventuelles défaillances.

Dans le cadre de cette thèse, nous évaluons un algorithme de détection et de localisation des fautes compatible avec une architecture « by-wire », basé sur l'approche multi-modèles interagissants. Cette méthode nécessite l'estimation probabiliste de l'état du véhicule, pour laquelle différents observateurs non linéaires sont comparés. Pour cette démarche, l'accent est mis sur la validation expérimentale des résultats qui a nécessité l'équipement d'un véhicule de test. Une fois que la faute est localisée, nous étudions les différentes stratégies de contrôle du véhicule en fonction des actionneurs encore disponibles. Cette étude montre que les effets d'une défaillance sur les directions découplées sont particulièrement difficiles à corriger.

Mots clés : contrôle tolérant aux fautes, interacting multiple models, drive-by-wire, observateur probabiliste

Robust architecture for the shared control of by-wire vehicles

Abstract

The improvement of the road safety implies to increase the place of driving assistance systems for road vehicles. Paving the road of the fully autonomous vehicle, the drive-by-wire technology could improve the potential of the vehicle control. The implementation of these new embedded systems is still limited, mainly for reliability reasons, thus requiring the development of diagnostic mechanisms to detect occurring faults.

In a first step, we evaluate a fault detection and isolation algorithm, based on the interacting multiple models approach. The method relies on a probabilistic estimation of the vehicle state, for which different non-linear observer schemes are compared. The experimental validation required the preparation of a test vehicle. Then, when a fault is identified, the optimal back-up control strategies are investigated according to the availability of actuators. Thus study points out that faults on steer-by-wire systems are particularly difficult to treat.

Keywords : fault tolerant control, interacting multiple models, drive-by-wire, probabilistic observer