

Université de Lille 1

Laboratoire d'Automatique, Génie Informatique et Signal - UMR CNRS 8219

Ecole Doctorale Sciences de l'Ingénieur de Lille EDSPI 072

Thèse de doctorat

**Présentée en vue d'obtenir le grade de docteur spécialité automatique et
informatique industrielle par**

Alain HADDAD

Stratégie de commande tolérante aux fautes active pour des systèmes suractionnés

Soutenue publiquement le 03/12/2014 devant le jury composé de

Composition du jury

Rapporteurs : **Ahmed EL HAJJAJI** Professeur à l'Université Picardie Jules Verne
Driss MEHDI Professeur à l'Université de Poitiers

Examineurs: **Mohammed M'SAAD** Professeur à l'ENSICAEN

Co-directeurs: **Vincent COCQUEMPOT** Professeur à l'Université Lille 1
Abdel AITOUCHE Professeur à HEI Lille

A mes parents Lina et Raymond,

A mes frères Christian et Elie

A ma hayete Aleksandra

Remerciements

Ce mémoire est le résultat de travaux menés au Laboratoire d'Automatique, Génie Informatique et Signal (LAGIS – UMR CNRS), sous la co-direction de Monsieur Vincent COCQUEMPOT, Professeur à l'Université Lille 1 et directeur de l'équipe Systèmes Tolérants aux Fautes (STF), et Monsieur Abdel AITOUICHE, Professeur à l'Ecole des Hautes Etudes d'Ingénieur. Je tiens à leur adresser mes remerciements pour la confiance qu'ils m'ont témoignée en acceptant la direction scientifique de mes travaux de recherche. Je leur suis très reconnaissant de m'avoir guidé, encouragé et fait bénéficier de leur expérience dans le domaine de diagnostic et de commande tolérante aux fautes. J'espère avoir été digne de la confiance qu'ils m'ont accordée et que ce travail est à la hauteur de leurs espérances.

J'exprime mon remerciement à Monsieur Ahmed EL HAJJAJI, Professeur à l'Université Picardie Jules Verne, et à Monsieur Driss MEHDI, Professeur à l'Université de Poitiers, d'avoir accepté la tâche de rapporter cette thèse. Je remercie de même Monsieur Mohammed M'SAAD d'avoir accepté d'examiner la thèse.

J'exprime aussi ma gratitude au personnel de l'Université Lille 1 qui m'ont chaleureusement accueilli et qui ont facilité mon insertion professionnelle en tant que moniteur puis ATER. Je voudrais remercier tout particulièrement Madame Brigitte CANTEGRIT, Madame Marie-Hélène BEKAERT, Monsieur Michel EDEL, Monsieur Jean-Marc VANNOBEL, Monsieur Lotfi BELKOURA, Monsieur John KLEIN, Monsieur Christophe FITER et Monsieur Frédéric DURAK, qui m'ont assuré le soutien nécessaire durant mes premières expériences d'enseignant.

Je tiens à remercier Madame Marcelle DESFROMONT pour sa disponibilité et pour son aide, et mes collègues du laboratoire qui ont assuré une ambiance très agréable au sein de l'équipe STF. J'exprime mes vifs remerciements à Severus Costantin OLTEANU, ses soutiens moral et professionnel m'ont été très bénéfiques. J'espère avoir pu rendre une partie de ces soutiens.

Publications

Fault Tolerant Control Strategy for an Overactuated Autonomous Vehicle Path Tracking, Haddad A., Aitouche A., Cocquempot V. **The 19th World Congress of the International Federation of Automatic Control**, Cape Town, South Africa (24-29 Août 2014).

Hierarchical Diagnosis for an overactuated autonomous vehicle, Haddad A., Aitouche A., Cocquempot V. **Proceedings IEEE SysTol – 2013 Conference on Control and Fault-Tolerant systems**, Nice, France (9-11 Octobre 2013).

Fault Tolerant Control for Autonomous Vehicle by Generating References for Rear Wheels Steering, Haddad A., Aitouche A., Cocquempot V. **13th IFAC Symposium on Control in Transportation Systems**, Sofia, Bulgaria (12-14 Septembre 2012) [hal-00710132 - version 1]

Fault Tolerant Strategy for Autonomous Vehicle Path Tracking, Haddad A., Aitouche A., Cocquempot V. 10th European Workshop on Advanced Control and Diagnosis, Copenhagen, Denmark (8-9 Novembre 2012) [hal-00801455 - version 1]

Commande tolérante aux fautes d'un véhicule autonome suite à des défaillances d'actionneurs, Haddad A., Aitouche A., Cocquempot V., Toguyeni A. **Journées Automatique et Automobile (JAA' 11)**, Bordeaux, France (11-13 Juillet 2011) [hal-00805777 - version 1]

Tolerant control for an autonomous vehicle subject to faulty steering system
Haddad A., Aitouche A., Cocquempot V., Glumineau A. **Proceedings IEEE CCCA'11 - International Conference on Communications, Computing and Control Applications**, Hammamet, Tunisia (03-05 Mars 2011) [hal-00630724 - version 1]

Assistance intelligente pour véhicule autonome lors de sa sortie de trajectoire,
Haddad A., Aitouche A., Cocquempot V. *Journées Automatique et Automobile*
(JAA'10), Amiens, France (07-08 Décembre 2010) [hal-00805779 - version 1]

Sommaire

Introduction générale	1
Organisation du mémoire	2
Chapitre 1	5
Généralités sur le diagnostic et la commande tolérante aux fautes	5
1.1 Introduction	7
1.2 Module de diagnostic à base de modèle	7
1.2.1 Génération des indicateurs de défaut.....	8
1.2.2 Etape de détection.....	13
1.2.3 Etape de localisation	15
1.3 Principes généraux des approches de commandes tolérantes aux fautes	16
1.3.1 Commande tolérante aux fautes passive	17
1.3.2 Commande tolérante aux fautes active	17
1.3.2.1 Accommodation	19
1.3.2.2 Reconfiguration.....	20
1.4 Conclusion	21
Chapitre 2	23
Commande tolérante aux fautes pour véhicule autonome 2WS4WD	23
2.1 Introduction	24
2.2 Le véhicule robuCAR (de type 2WS4WD)	25
2.3 Modèle de véhicule	27
2.3.1 Modèle d'un véhicule 2WS4WD dans le repère $\mathcal{R}(G_{xyz}, \mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z})$	29
2.3.1.1 Modèle linéarisé d'un véhicule 2WS4WD dans le repère $\mathcal{R}(G_{xyz}, \mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z})$	32
2.3.2 Modèle d'un véhicule 2WS4WD dans le repère $\mathcal{R}(O_{x_0y_0z_0}, \mathbf{x}_0, \mathbf{y}_0, \mathbf{z}_0)$	40
2.4 Les stratégies de commande tolérante aux fautes pour véhicule autonome 2WS4WD	48
2.4.1 Commande tolérante aux fautes centralisée pour véhicule autonome 2WS4WD avec allocation établie hors ligne	51

2.4.2	Commande tolérante aux fautes centralisée pour véhicule autonome 2WS4WD avec allocation établie en ligne	57
2.5	Conclusion.....	65
 <i>Chapitre 3.....</i>		 <i>67</i>
<i>Commande tolérante aux fautes basée sur la génération de références</i>		<i>67</i>
3.1	Introduction	69
3.2	Systemes suractionnés.....	70
3.3	Commande tolérante aux fautes active pour un système suractionné basée sur la génération de références	72
3.4	Application de la commande tolérante aux fautes active basée sur la génération de références à un véhicule autonome suractionné 2WS4WD	75
3.4.1	Modèle du véhicule 2WS4WD.....	76
3.4.2	Détection du comportement défaillant.....	80
3.4.3	Synthèse de la loi de commande tolérante aux fautes	85
3.4.3.1	Conception de la boucle externe – génération de la référence locale.....	85
3.4.3.2	Conception de la boucle interne – suivi de la référence locale.....	92
3.5	Résultats de simulation	100
3.6	Conclusion.....	105
 <i>Chapitre 4.....</i>		 <i>107</i>
<i>Localisation de l'actionneur défaillant en vue de la reconfiguration du système suractionné.....</i>		<i>107</i>
4.1	Introduction	109
4.2	Identification de l'interface roue-chaussée pour une évaluation précise des résidus	110
4.2.1	Génération des résidus pour l'identification	110
4.2.2	Evaluation de résidus pour l'identification	112
4.3	Localisation de défaut actionneur pour véhicule 2WS4WD	115
4.3.1.1	Génération des résidus pour le diagnostic	116
4.3.1.2	Localisation du défaut.....	117
4.4	Reconfiguration de la commande.....	118

4.5	Résultats de simulation	119
4.6	Conclusion.....	123
	<i>Conclusion générale et perspectives</i>	<i>125</i>
	Conclusion	125
	Perspectives	126
	<i>Annexe</i>	<i>129</i>
	Calcul des forces longitudinales et latérales	129
	Le modèle de Dugoff	130
	Le modèle de Gim	131
	Le modèle de Kiencke	131
	Le modèle Pacejka.....	132
	<i>Bibliographie.....</i>	<i>135</i>

Liste des figures

Figure 1.1 : Les différentes étapes du diagnostic à base de modèle (Toscano, 2011) ..	9
Figure 1.2 : Les régions de décision en appliquant le test d'hypothèse	14
Figure 1.3 : Structure générale d'un système de contrôle tolérant aux fautes actif	19
Figure 2.1 : Vue éclatée de RobuCAR	26
Figure 2.2 : Modes de fonctionnement de robuCAR	27
Figure 2.3 : Les mouvements du véhicule dans les 3 dimensions (Dumont 2006).....	28
Figure 2.4 : Schéma d'un véhicule 4WS4WD	31
Figure 2.5 : Les vues de face et de profil d'une roue (Gillepsie 1992).....	37
Figure 2.6 : Schéma d'un véhicule standard	41
Figure 2.7 : Schéma d'un véhicule 2WS4WD	43
Figure 2.8 : Structure générale d'une commande centralisée.....	50
Figure 2.9 : Structure générale d'une commande décentralisée	51
Figure 2.10 : Braquage des roues avant et arrière, courbe extraite de (Zhou, Wang and Li 2005)	54
Figure 2.11 : Evolution du braquage des roues avant, courbe extraite de (Plumlee et al., Hodel 2004)	61
Figure 2.12 : Evolution de la force de freinage différentielle, courbe extraite de (Plumlee et al., Hodel 2004)	61
Figure 2.13 : Evolution de l'angle de lacet, courbe extraite de (Plumlee et al., Hodel 2004)	62
Figure 2.14 : La stratégie de commande, extrait de (Yang et al., 2010b),	63
Figure 2.15 : Evolution de la déviation latérale du véhicule, courbe extraite de (Yang et al., 2010b),	64
Figure 2.16 : La variation du braquage des roues avant et arrière, courbe extraite de (Yang et al., 2010b),.....	64
Figure 3.1 : Structure générale de la commande tolérante aux fautes (FTC) active basée sur la génération de références pour un système suractionné	74
Figure 3.2 : Stratégie de FTC basée sur la génération dynamique de références	75
Figure 3.3 : Calcul de l'angle de braquage désiré	87
Figure 3.4 : Co-simulation CarSim/Matlab-Simulink.....	100
Figure 3.5 : Trajectoires du véhicule en fonctionnement nominal et défaillant	101

Figure 3.6 : Trajectoire du véhicule après l'activation du FTC pour une dynamique de braquage des roues arrière négligeable.....	102
Figure 3.7 : Angles de braquage des roues arrière, désiré et réel	103
Figure 3.8 : Trajectoire du véhicule après l'activation du FTC pour une dynamique de braquage des roues arrière négligeable.....	104
Figure 3.9 : Trajectoire du véhicule après l'activation du FTC pour une dynamique de braquage des roues arrière non négligeable.	104
Figure 3.10 : Angles de braquage des roues arrière, désiré et réel	105
Figure 4.1 : Evaluation du résidu r_1 pour détecter une sortie de trajectoire	120
Figure 4.2 : Génération des résidus pour l'identification de l'interface roue/chaussée	121
Figure 4.3 : Changement de l'interface roue-chaussée	122
Figure 4.4 : Génération des résidus pour la localisation de la défaillance	122
Figure 4.5 : Trajectoire du véhicule avant et après l'application du FTC.....	123

Introduction générale

Afin de faire face aux dysfonctionnements des systèmes automatisés, il s'est avéré nécessaire d'élaborer des stratégies de diagnostic et de commande tolérante aux fautes. Ces stratégies visent à assurer la sûreté du fonctionnement, tout en poursuivant la mission des systèmes, et ceci en détectant et en compensant les défauts.

Les travaux réalisés dans ce mémoire de thèse entrent dans le cadre de la commande tolérante aux fautes active pour des systèmes suractionnés. Un système est dit suractionné si le nombre de ses actionneurs disponibles est supérieur au nombre des actionneurs requis pour accomplir une mission. Les actionneurs redondants sont utilisés pour augmenter l'efficacité du système et pour obtenir de meilleures performances (Song et al., 2009), mais aussi pour tolérer des défaillances d'actionneurs comme dans (Vermillon 2009).

La stratégie élaborée dans cette thèse se divise en 4 étapes : détection rapide du défaut, activation d'une commande tolérante aux fautes qui assure le suivi de trajectoire du système en présence du défaut, localisation précise du défaut et finalement reconfiguration du système en utilisant uniquement les composants sains. Nous appliquons la démarche à un véhicule électrique autonome suractionné à 2 roues directrices et 4 roues motrices (2WS4WD : 2 Wheel Steering, 4 Wheel Driving).

Les stratégies de commande tolérante aux fautes active visent à modifier la loi de commande en fonction du défaut détecté et identifié. Elles nécessitent l'utilisation d'un outil de diagnostic, dont le rôle est de détecter, localiser, voire estimer en ligne le(s) défaut(s). Les commandes tolérantes aux fautes actives se regroupent classiquement en deux approches (Patton 1997). La première est l'accommodation, qui se caractérise par la modification en ligne de la loi de commande en fonction du défaut identifié. La deuxième est la reconfiguration, qui consiste à commuter d'une commande à une autre, établie hors ligne, pour tolérer le défaut.

La détection rapide, la localisation et/ou l'estimation des défauts sont essentielles pour garantir les performances requises du système, comme montré dans (Mariton 1989). En pratique, les délais de diagnostic peuvent être non négligeables. Il

en résulte que le système peut perdre non seulement ses performances nominales, mais aussi sa stabilité, avant que le défaut ne soit toléré. Cependant, la majorité des travaux appliquant les approches de commandes tolérantes aux fautes actives ne considèrent pas l'influence du délai nécessaire pour le diagnostic sur les performances du système (Zhang et al., 2008).

Le **premier objectif** de cette thèse consiste à concevoir une loi de commande tolérante aux fautes active qui garantit rapidement certaines performances du cahier des charges pour un système suractionné et ceci après la détection d'un défaut par un module de surveillance. Les commandes des actionneurs initialement utilisés ne sont pas modifiées. Des actionneurs redondants sont activés pour compenser l'effet du défaut.

Le **deuxième objectif** est de reconfigurer le système défaillant et ceci en ne gardant que les composants sains. La localisation précise du défaut d'actionneur est alors nécessaire. Cette tâche est coûteuse en temps de calcul, puisque la génération des indicateurs de défaut nécessite l'identification des paramètres (Haddad et al., 2013). Les performances du système ne doivent pas être dégradées durant le temps nécessaire au diagnostic.

Organisation du mémoire

Dans le [Chapitre 1](#), nous présentons un tour d'horizon sur les stratégies de diagnostic à base de modèle et de commande tolérante aux fautes. Nous montrons les limites de ces approches qui justifient le besoin d'élaborer une commande tolérante aux fautes capable de rétablir et maintenir les performances du système global rapidement après l'apparition du défaut.

Les approches de diagnostic et de commande tolérante aux fautes appliquées à un véhicule autonome 2WS4WD sont présentées dans le [Chapitre 2](#). Les stratégies de tolérance aux fautes de la littérature utilisent principalement une commande centralisée avec une répartition de tâches entre les actionneurs redondants établie hors ligne ou en ligne. Cette répartition de tâches pour assurer le suivi de trajectoire du véhicule, consiste à contrôler soit le braquage des roues avant et le freinage de l'une des roues avant ou arrière du véhicule, soit le braquage des roues avant et arrière.

Dans le [Chapitre 3](#), nous élaborons une stratégie de commande tolérante aux fautes active avec une architecture décentralisée, qui s'inspire des travaux du

domaine aéronautique ((Falcone et al., 2008), (Vermillon 2009), (Da Ronch et al., 2011)). Elle est basée sur la génération dynamique de références et s'applique pour des systèmes suractionnés, tels le véhicule 2WS4WD.

Nous utilisons, dans un premier temps, une surveillance globale du système. Lorsque l'objectif global n'est plus atteint (suivi de trajectoire pour le véhicule 2WS4WD), nous activons les actionneurs redondants, non utilisés en fonctionnement normal. Ceux-ci sont contrôlés de manière à compenser l'effet du défaut. La commande des actionneurs redondants est composée de deux boucles. La première, appelée boucle externe, assure le calcul des objectifs dits locaux nécessaires pour atteindre l'objectif global du système (Haddad et al., 2012). La seconde, appelée boucle interne, permet d'assurer le suivi des objectifs locaux élaborés dans la boucle externe (Haddad et al., 2014). Cette approche est appliquée à un véhicule autonome suractionné du type 2WS4WD. Pour assurer le suivi de trajectoire du véhicule, quatre actionneurs de traction et l'actionneur de direction du train avant sont utilisés en fonctionnement normal. Lorsque le module de surveillance globale détecte une déviation de trajectoire du véhicule, l'actionneur de direction du train arrière, non utilisé en fonctionnement normal, est contrôlé de manière à rétablir et maintenir le suivi de trajectoire en présence du défaut.

Dans le [Chapitre 4](#), nous nous intéressons à la localisation et à l'identification précise d'un défaut actionneur en vue de la reconfiguration du système de commande. A partir des équations du modèle, nous générons des résidus structurés, qui nécessitent pour être calculés de connaître un certain nombre de paramètres. Identifier ces paramètres peut être délicat, surtout lorsque le système est défaillant. Non seulement les performances du système sont dégradées durant la phase d'identification, mais de plus, l'identification peut être biaisée du fait que la défaillance inconnue modifie les caractéristiques du système et perturbe les signaux utilisés pour identifier les paramètres. Dans un système suractionné, ces paramètres peuvent être partagés par plusieurs actionneurs. A titre d'exemple, pour un véhicule électrique 2WS4WD, le paramètre d'interface roue-chaussée est commun aux 4 roues (si on suppose que la route est homogène). La méthode que nous proposons est d'utiliser les actionneurs redondants contrôlés pour assurer les performances du système (cf. [Chapitre 3](#)) et supposés non défaillants, pour identifier les paramètres communs. Lorsque ces paramètres sont obtenus, les résidus structurés sont calculés et

l'actionneur défaillant peut être identifié. Le système est alors reconfiguré en utilisant uniquement les actionneurs sains.

Les algorithmes de diagnostic et de commande élaborés dans les chapitres 3 et 4 sont testés en co-simulation avec les logiciels CarSim et Matlab/Simulink.

Le mémoire se termine par une conclusion résumant l'ensemble du travail réalisé et précise quelques directions de recherches futures.

Chapitre 1

Généralités sur le diagnostic et la commande tolérante aux fautes

1.1	Introduction	7
1.2	Module de diagnostic à base de modèle	7
1.2.1	Génération des indicateurs de défaut	8
1.2.2	Etape de détection	13
1.2.3	Etape de localisation	15
1.3	Principes généraux des approches de commandes tolérantes aux fautes	16
1.3.1	Commande tolérante aux fautes passive	17
1.3.2	Commande tolérante aux fautes active	17
1.3.2.1	Accommodation	19
1.3.2.2	Reconfiguration	20
1.4	Conclusion.....	21

1.1 Introduction

L'automatisation des systèmes assure la réduction des coûts de production, l'optimisation du temps de fabrication et des dépenses énergétiques, ainsi que la réduction du taux d'erreurs humaines. En revanche, la complexité d'automatisation a rendu ces systèmes plus susceptibles de tomber en panne. Vue l'importance des tâches qui leurs sont confiées, une panne partielle ou totale de ces systèmes peut mener à des conséquences néfastes voire catastrophiques.

Afin de faire face aux dysfonctionnements des procédés, l'élaboration de lois de commandes tolérantes aux fautes s'est avérée nécessaire. Ces algorithmes visent à assurer la sûreté de fonctionnement en réagissant pour compenser le défaut. Deux types de commandes tolérantes aux fautes sont distingués dans la littérature ((Patton 1997), (Blanke et al., 2001), (Zhang et al., 2008)) : la commande tolérante aux fautes passive et la commande tolérante aux fautes active. La commande tolérante aux fautes passive cherche à assurer au système une robustesse à certains défauts anticipés. La commande tolérante aux fautes active vise à modifier la loi de commande en fonction du défaut détecté et identifié. Ce type de commande nécessite l'utilisation d'un outil de diagnostic, dont le rôle est de détecter, localiser et si possible estimer en ligne le(s) défaut(s).

1.2 Module de diagnostic à base de modèle

L'objectif du diagnostic est de détecter l'apparition d'un défaut et d'en trouver la cause. Les modules de diagnostic développés dans la littérature peuvent être regroupés en deux classes ((Patton et al., 2000), (Toscano 2011)) : les méthodes de diagnostic sans utilisation d'un modèle comportemental analytique et les méthodes de diagnostic à base de modèle.

Le diagnostic sans modèle, qui ne fait pas l'objet de cette thèse, considère des informations issues d'expériences préalables et de règles heuristiques afin de caractériser le mode de fonctionnement du système. S'il existe une connaissance partielle de la relation liant les fautes aux symptômes, des algorithmes d'inférences peuvent être appliqués pour définir cette relation sous forme de règles IF *<condition>* THEN *<conclusion>* ((Heckerman 2013), (Sheppard 1998)). La condition exprime les symptômes observés alors que la conclusion inclut les événements et les fautes.

Dans le cas où aucune connaissance existe sur la relation entre les fautes et les symptômes, des méthodes de classifications sont appliquées (Isermann 2006). Elles se basent sur la classification par la reconnaissance de formes (Duda et al., 2012), les réseaux de neurones (Rebouças et al. 2012), la logique floue (Frank et al., 1997).

Par la suite, notre étude sera consacrée au diagnostic à base de modèle qui utilise un modèle analytique du système. Nous présentons dans ce qui suit les étapes de cette technique de diagnostic.

Le diagnostic à base de modèle utilise une représentation analytique du système pour générer des indicateurs de défaut (appelés aussi résidus). Ces indicateurs de défaut sont par la suite analysés afin de localiser tout défaut apparaissant et estimer si possible son amplitude et son évolution. Trois étapes principales résumant la démarche de diagnostic : la génération des indicateurs de défaut, la détection du défaut et la localisation du défaut (voir [Figure 1.1](#)).

1.2.1 Génération des indicateurs de défaut

Un indicateur de défaut doit refléter la cohérence des signaux mesurés avec le modèle du système. Pour qu'un signal, généré à partir des entrées et des sorties du système, soit un indicateur de défaut, il faut qu'il soit affecté par un sous-ensemble de pannes. Plusieurs techniques existent dans la littérature pour la génération de ces indicateurs de défaut. Ces techniques se basent sur l'estimation paramétrique, l'estimation des états du système et l'utilisation des Relations de Redondance Analytique (ou méthode de l'espace de parité dans le cas des modèles linéaires).

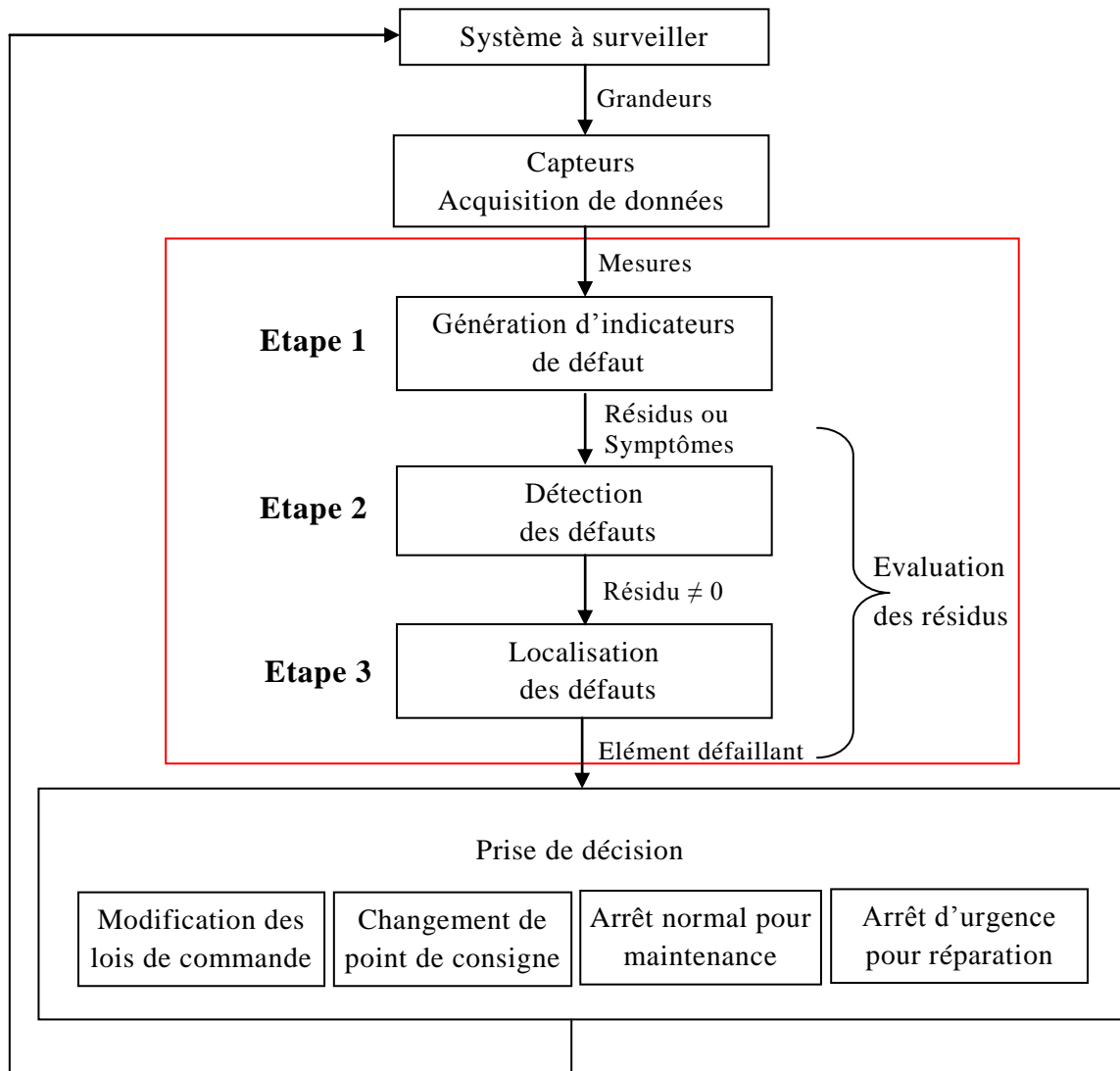


Figure 1.1 : Les différentes étapes du diagnostic à base de modèle (Toscano, 2011)

Estimation paramétrique : L'approche par estimation paramétrique considère que l'influence des défauts se reflète sur les paramètres du système. La génération d'un indicateur de défaut consiste alors à estimer en continu les paramètres du système et ceci en utilisant des mesures des entrées/sorties, puis à comparer ces estimations aux valeurs de référence de l'état normal du procédé. L'estimation paramétrique permet alors de déterminer l'importance des déviations causées par un défaut. En revanche, elle nécessite l'excitation permanente du système physique. Ceci limite son application sur des procédés sensibles, ou en fonctionnement stationnaire. Cette approche a été développée dans un premier temps pour les systèmes linéaires (Isermann 1984) et généralisée ensuite aux systèmes non linéaires (De Persis et al., 2001).

Estimation des états : L'estimation des états d'un système est réalisée soit en utilisant des observateurs dans le cas déterministe soit en utilisant des filtres dans le cas stochastique. Les observateurs ou filtres sont classiquement utilisés à des fins de commande en boucle fermée. Le principe général de ces systèmes dynamiques est de donner une image, ou estimation, de certaines variables ou combinaisons de variables, nécessaires au bouclage. Lorsque le système est dynamique et que les conditions initiales sont inconnues, l'estimation n'est correcte qu'après un certain temps de convergence, fixé par la dynamique de l'observateur ou du filtre. Ces outils ont été adaptés à des fins de diagnostic comme dans ((Wang et al., 1996), (Edwards et al., 2000), (Jiang et al., 2004), (Yan et al., 2008)). Le principe général consiste à comparer des fonctions de sorties estimées avec les mêmes fonctions de sorties mesurées. L'écart entre ces fonctions est utilisé comme résidu.

Espace de parité : Le principe de cette approche appliquée dans le [Chapitre 4](#) de la thèse, est de réécrire les équations du modèle analytique du système de manière à obtenir des relations particulières appelées RRA pour Relations de Redondance Analytique ((Chow et al., 1984), (Aitouche 1990),(Patton 1991), (Cocquempot et al., 1991)). Ces relations ont pour propriété de ne lier que des grandeurs connues, disponibles en ligne. Les résidus sont alors obtenus en substituant dans les RRA les variables connues par leurs valeurs réelles, mesurées sur le système en fonctionnement. Les résidus sont nuls dans le cas où le système est sans défaut, en supposant que le modèle du système est exact et que les perturbations sont négligées. Ces résidus deviennent non nuls lorsqu'un défaut auquel ils sont sensibles apparaît. La détection de tous les défauts possibles dans un système nécessite de pouvoir calculer un nombre de résidus découplés l'un de l'autre égal au nombre de ces défauts.

L'obtention hors-ligne des RRA est un problème général d'élimination de variables dans un système d'équations algèbro-différentielles. Lorsque le modèle est linéaire, l'élimination s'effectue par projection dans un sous-espace particulier appelé espace de parité ((Chow and Willsky, 1984), (Cocquempot et al., 2004)). Il existe deux types de relations de redondance analytique appliquant la technique de projection dans l'espace de parité : la relation de redondance statique et la relation de redondance dynamique. Pour le cas des systèmes non linéarisables, la technique d'élimination des variables inconnues par projection dans l'espace de parité ne peut

s'appliquer. Des techniques d'élimination formelles peuvent alors être utilisées comme dans ((Staroswiecki et al., 2001), (Leuschen et al., 2005), (Bokor et al., 2009)).

Revenons au cas de systèmes linéaires pour présenter la relation de redondance statique et la relation de redondance dynamique. Pour la première, elle est constituée de l'ensemble des relations algébriques entre les mesures fournies et les capteurs. Elle est réalisée à l'aide d'un modèle mathématique du système de mesure qui s'exprime généralement comme suit :

$$y(t) = Cx(t) + f(t) \quad (1.1)$$

avec $y(t) \in R^p$ le vecteur des mesures, $C \in R^{p \times n}$ la matrice d'observation, $x(t) \in R^n$ le vecteur d'état et $f(t) \in R^p$ le vecteur des défauts de capteur.

Les équations de redondance sont obtenues par élimination du vecteur d'état inconnu $x(t)$, à condition que la matrice d'observation C soit de rang plein en colonne et que le nombre de mesures soit supérieur à la dimension de $x(t)$. Dans ces conditions, il est possible de trouver une matrice de parité W telle que :

$$WC = 0 \quad (1.2)$$

et de trouver par la suite des relations indépendantes liant les mesures et les défauts. Ces relations sont obtenues en multipliant l'équation (1.1) par W comme suit :

$$\begin{aligned} Wy(t) &= WCx(t) + Wf(t) \\ &= Wf(t) \\ &= \sum_{i=1}^{n_y} W_i f_i(t) \\ &= r(t) \end{aligned} \quad (1.3)$$

avec $r(t)$ le vecteur de parité de dimension $p-n$ et W_i le vecteur colonne i de la matrice W .

Lorsque les capteurs du système sont sains, le vecteur de parité $r(t)$ est nul (en négligeant les bruits de mesure). En revanche, en présence d'un défaut $f_i(t)$, le vecteur de parité s'oriente dans la direction V_i correspondant au vecteur des défauts.

Pour détecter des défauts d'actionneur, des défauts internes, ou aussi des défauts de capteur, on utilise les relations de redondance dynamiques. Ces dernières

constituent l'ensemble des équations différentielles dans le cas continu (ou aux différences dans le cas discret) entre les sorties des capteurs et les entrées du système. En partant d'un modèle de système représenté comme suit

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (1.4)$$

$$y = Cx \quad (1.5)$$

avec $x \in \mathbb{R}^n$ le vecteur d'état, $u \in \mathbb{R}^m$ le vecteur des commandes et y le vecteur des sorties fournies par les capteurs, on cherche à construire un vecteur de résidus permettant de détecter et localiser si possible le(s) défaut(s).

De l'équation (1.4) on peut écrire :

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ x^{(2)} &= Ax + Bu^{(1)} = A^2x + ABu + Bu^{(1)} \\ x^{(3)} &= Ax^{(2)} + Bu^{(2)} = A^3x + A^2Bu + ABu^{(1)} + Bu^{(2)} \\ &\vdots \\ x^{(h)} &= A^h x + \sum_{i=1}^h A^{h-i} Bu^{(i-1)} \end{aligned} \quad (1.6)$$

Les sorties du système s'écrivent alors comme suit :

$$\begin{bmatrix} y \\ y^{(1)} \\ y^{(2)} \\ \vdots \\ y^{(h)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ CB & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ CAB & CB & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ CA^{h-1}B & CA^{h-2}B & \cdots & CB & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ u^{(1)} \\ u^{(2)} \\ \vdots \\ u^{(h)} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C \\ CA \\ CA^2 \\ \vdots \\ CA^h \end{bmatrix} x \quad (1.7)$$

En posant :

$$\begin{aligned}
Y &= \begin{bmatrix} y \\ y^{(1)} \\ y^{(2)} \\ \vdots \\ y^{(h)} \end{bmatrix}, \quad U = \begin{bmatrix} u \\ u^{(1)} \\ u^{(2)} \\ \vdots \\ u^{(h)} \end{bmatrix}, \quad OBS = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ CA^2 \\ \vdots \\ CA^h \end{bmatrix}, \\
COM &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ CB & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ CAB & CB & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ CA^{h-1}B & CA^{h-2}B & \cdots & CB & 0 \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{1.8}$$

L'équation (1.7) s'écrit alors comme suit :

$$Y = OBS.x + COM.U \tag{1.9}$$

En multipliant les deux membres de l'équation (1.9) par une matrice de parité W orthogonale à OBS , à condition que cette matrice W existe (qui est toujours le cas vu que OBS n'est pas une matrice régulière), on obtient le vecteur de parité suivant :

$$r = W.(Y - COM.U) \tag{1.10}$$

1.2.2 Etape de détection

Cette étape consiste à évaluer le résidu calculé en le comparant à un seuil de référence. Si le résultat de l'évaluation dépasse le seuil, une alarme est générée signalant la présence d'une défaillance. Deux types d'erreurs peuvent survenir lors de l'évaluation du résidu : le premier est la signalisation d'un défaut alors que le système est sain (fausse alarme) et le second est la non signalisation du défaut (non détection). Afin de clarifier ce point, nous appliquons dans ce qui suit le test d'hypothèse, qui est une méthode statistique, pour la détection du défaut (Foucard, 2000).

Deux hypothèses sont considérées dans ce test : l'hypothèse H_0 correspondant à un fonctionnement normal du système et l'hypothèse H_1 correspondant à un fonctionnement défaillant. Deux types d'erreurs peuvent être commises en appliquant ce test : la première, dite erreur de type I, est de retenir H_1 alors que H_0 est vraie, et la seconde, dite erreur de type II, est d'accepter H_0 alors que H_0 est fausse. La

probabilité de commettre une erreur de type I est égale à α et celle de commettre une erreur de type II est égale à β .

On considère un espace d'observation O_{res} de dimension N (la taille de l'échantillon) formé à partir des observations r_k , avec $k \in \{1, 2, \dots, N\}$. On cherche ensuite à diviser cet espace d'observation en deux sous espaces disjoints O_0 et O_1 et ceci en comparant les observations à un seuil de référence γ , avec $\{O_0 : r < \gamma\}$ et $\{O_1 : r > \gamma\}$. Si l'observation courante r_k appartient à O_0 , on choisit l'hypothèse H_0 , autrement, on choisit l'hypothèse H_1 . En pratique, quatre décisions D_{ij} peuvent être prises :

D_{00} : l'hypothèse H_0 est vraie et H_0 a été retenue.

D_{01} : l'hypothèse H_0 est vraie mais H_1 a été retenue.

D_{11} : l'hypothèse H_1 est vraie et H_1 a été retenue.

D_{10} : l'hypothèse H_1 est vraie mais H_0 a été retenue.

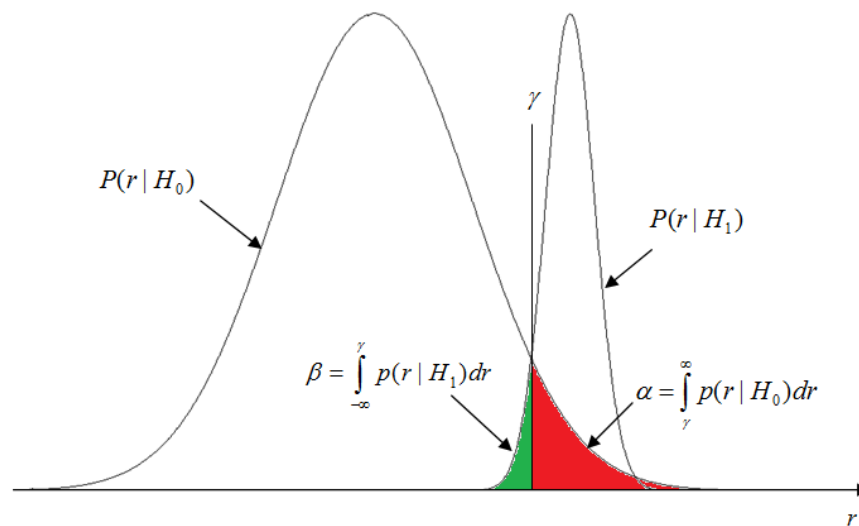


Figure 1.2 : Les régions de décision en appliquant le test d'hypothèse

Il y a donc deux situations de mauvaise décision : D_{01} correspondant à une erreur de type I et D_{10} correspondant à une erreur de type II (voir Figure 1.2). Nous pouvons finalement calculer les probabilités suivantes :

$$P_{D0} = 1 - \alpha = P(H_0 \text{ choisie} \mid H_0 \text{ vraie}) = \int_{-\infty}^{\gamma} p(r \mid H_0) dr.$$

$$P_{D1} = 1 - \beta = P(H_1 \text{ choisie} \mid H_1 \text{ vraie}) = \int_{\gamma}^{\infty} p(r \mid H_1) dr.$$

$$P_D = \alpha = P(H_1 \text{ choisie} \mid H_0 \text{ vraie}) = \int_{\gamma}^{\infty} p(r \mid H_0) dr.$$

$$P_{ND} = \beta = P(H_0 \text{ choisie} \mid H_1 \text{ vraie}) = \int_{-\infty}^{\gamma} p(r \mid H_1) dr.$$

La minimisation de la probabilité P_D en augmentant la valeur du seuil de référence γ augmente la probabilité P_{ND} . De même, la minimisation de la probabilité P_{ND} en diminuant la valeur du seuil de référence γ augmente la probabilité P_D . Il est alors nécessaire d'établir un compromis entre les erreurs de type I et II. La valeur numérique d'un seuil statique est déterminée en utilisant des méthodes empiriques (Depold et al., 2006), des méthodes statistiques (Gustafsson 2000), des méthodes déterministes (Zhong et al., 2001). Le choix de ce seuil fixe résulte d'un compromis entre la robustesse et la sensibilité de la décision : diminuer la valeur du seuil mène à l'augmentation des fausses alarmes alors qu'augmenter la valeur de ce seuil cause l'augmentation des erreurs de non détection de défaut.

Afin d'améliorer la décision pour tenir compte de l'évolution des conditions d'utilisation et/ou des modes de fonctionnement du système, des techniques utilisant un seuil dynamique sont conçues. Elles appliquent majoritairement des méthodes adaptatives ((Johansson et al., 2003), (Pisu, et al. 2006), (Liu, et al. 2009)). La valeur d'un seuil dynamique est alors déterminée en ligne et dépend du point de fonctionnement du système, des incertitudes de modèle considérées bornées, des perturbations mesurées (Bask 2005).

1.2.3 Etape de localisation

La localisation du défaut correspond à l'identification du ou des composants défaillants. A partir d'une matrice de signature (appelée aussi matrice de sensibilité), on est capable de déterminer l'origine du défaut (Patton et al., 2000). Chaque ligne i de cette matrice correspond à un résidu et chaque colonne j correspond à une

défaillance. Un 1 à la position (i, j) indique qu'une défaillance j est détectable par le résidu i . Le nombre binaire formé par la colonne j est appelé "signature de la défaillance j ". Il existe deux types de matrices qui permettent la localisation d'un défaut : la matrice non diagonale de rang plein constituée d'un ensemble de vecteurs de résidus sensibles aux défauts de système et la matrice diagonale où chaque résidu est sensible à un défaut unique.

La localisation de défaut peut de même s'effectuer à partir de la signature de résidus directionnels. Dans ce cas, la présence d'un défaut entraîne le vecteur résidu dans une direction fixe. Pour plus de détails sur cette technique, le lecteur peut consulter (Gertler 1991).

Une fois le défaut localisé, des actions correctives sont exécutées manuellement ou automatiquement. Les stratégies de tolérance aux fautes peuvent alors être appliquées. En cas de défaillance majeure affectant des composants sensibles du système, un arrêt d'urgence est exécuté afin d'éviter des dégâts matériels et humains.

1.3 Principes généraux des approches de commandes tolérantes aux fautes

La recherche dans le domaine de commande tolérante aux fautes a mené à l'apparition de deux classes de commandes (Blanke et al., 2001) : la commande tolérante aux fautes passive et la commande tolérante aux fautes active.

Afin de présenter la différence entre ces deux classes, nous rappelons tout d'abord le problème de commande standard défini dans (Dugard et al., 1988) et repris dans (Staroswiecki et al., 2001).

Un problème de commande est défini en considérant trois entités : un objectif O , une classe de commandes admissibles U et un ensemble de contraintes C . Les contraintes du système sont exprimées en utilisant des paramètres θ et la structure globale du système S qui englobe le procédé et le contrôleur. En fonctionnement nominal, la résolution du problème de commande revient à trouver, sous les contraintes $C(S, \theta)$, une loi de commande $u \in U$ permettant d'atteindre l'objectif O .

Autrement dit, le but est de trouver une solution pour le triplet $\langle O, C(S, \theta), U \rangle$. Un indicateur de performance J est associé à l'objectif O . On a recours à cet indicateur de performance pour sélectionner la solution u à appliquer lorsque plusieurs solutions existent pour un problème de commande donné.

Dans le cas d'un fonctionnement défaillant, les contraintes du système changent. Une perte partielle des capacités d'actionnement par exemple modifie le vecteur des paramètres θ alors qu'un blocage en position fermée d'une vanne modifie la structure S . Nous présentons dans ce qui suit les approches assurant la commande des systèmes défaillants.

1.3.1 Commande tolérante aux fautes passive

L'objectif de la commande tolérante aux fautes passive est d'assurer l'insensibilité du système à une classe de défauts. La détection de défaut n'est pas nécessaire. On utilise des modèles de système avec des régions incertaines pour lesquels une commande robuste est élaborée.

Considérons l'ensemble Θ de valeurs possibles des paramètres θ du système en fonctionnement normal ou défaillant. La commande tolérante aux fautes passive cherche alors à trouver, sous les contraintes $C(S, \Theta)$, une loi de commande $u \in U$ permettant d'atteindre l'objectif O . Autrement dit, le problème de commande tolérante aux fautes, dite passive, cherche à résoudre le triplet $\langle O, C(S, \Theta), U \rangle$. Les approches élaborées dans ce domaine se basent en général sur la commande H_∞ (Yang et al., 2001), le contrôle par mode glissant (Fang, et al. 2011), la commande backstepping (Chen C. , 1996). Les principaux inconvénients de cette approche sont ((Li, et al., 2012), (Blanke et al., 2000)) l'incapacité de tolérer les défauts non anticipés, la limitation de la classe des défauts considérés et le masquage des défauts après leur apparition, ce qui peut mener à leur propagation.

1.3.2 Commande tolérante aux fautes active

La commande tolérante aux fautes active «*Active Fault Tolerant Control (AFTC)*» consiste à changer la structure et/ou les paramètres de la commande du système en fonction du défaut détecté ((Staroswiecki et al., 2001), (Hoblos 2001) (Jiang et al., 2003)). Un tour d'horizon sur les commandes appliquant cette approche

est présenté dans le [Tableau 1.1](#). Ce type d'approche utilise explicitement un outil de diagnostic qui détecte, localise et, pour certains cas, estime le défaut en ligne.

Méthodes/ outils de conception	Lois de commande établies hors ligne	La théorie du retour d'état statique « <i>Quantitatif Feedback Theory (QFT)</i> »
		Commande par modèle interne « <i>Generalized Internal Model Control (GIMC)</i> »
		Contrôleur à gains préprogrammés « <i>Gain Scheduling (GS)</i> »
		Contrôleur à paramètres linéaires variables « <i>Linear Parameter Varying (LPV)</i> »
	Lois de commande établies en ligne	Contrôleur adaptatif « <i>Adaptive Control (AC)</i> »
		Méthode de la pseudo-inverse « <i>Pseudo-Inverse (PI)</i> »
		Commande par placement de pôles « <i>Eigenstructure assignment (EA)</i> »
		Inversion dynamique « <i>Dynamic Inversion (DI)</i> »
		Commande par modèle prédictif « <i>Model Predictive Control (MPC)</i> »
		Régulateur à commande optimale « <i>Linear Quadratic (LQ)</i> »
		Commande à structure variable / Commande à mode glissant « <i>Variable Structure Control (VSC)</i> » / « <i>Sliding Mode Control (SMC)</i> »

Tableau 1.1 Approches de conception de lois de commande tolérantes aux fautes actives (Zhang et al., 2008)

Il existe deux types d'approches de commande tolérante aux fautes active. Le premier est l'accommodation, qui se caractérise par la modification en ligne de la loi de commande en fonction de l'amplitude de la défaillance estimée. Le deuxième est la reconfiguration, qui consiste à commuter d'une commande à une autre, établie hors ligne, ou en reconfigurant la structure interne du système en fonction du défaut. La structure générale de ces deux approches est présentée dans la [Figure 1.3](#).

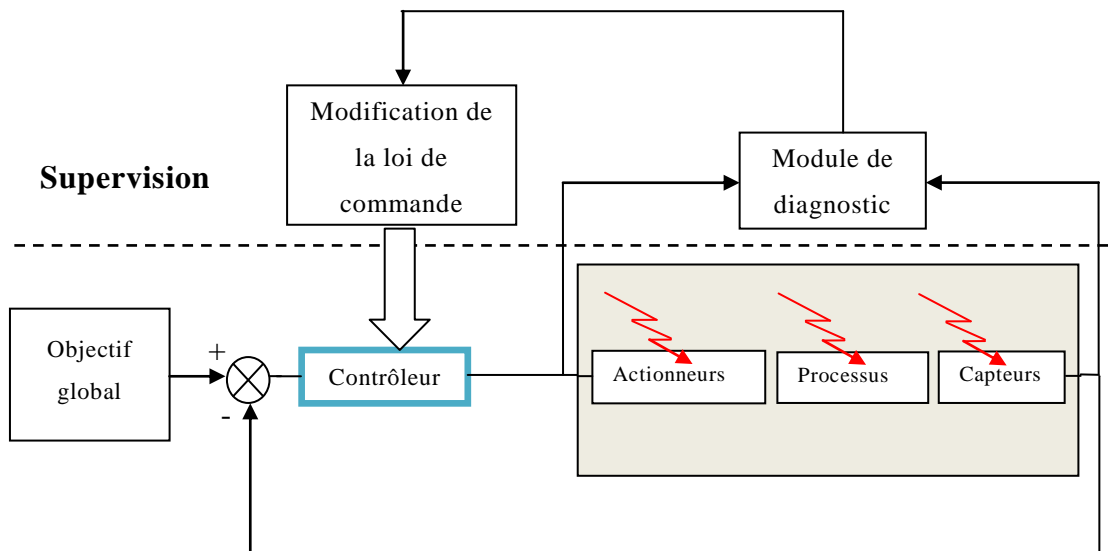


Figure 1.3 : Structure générale d'un système de contrôle tolérant aux fautes actif

Différentes techniques de modification de lois de commande peuvent être envisagées. Ces techniques visent à calculer une commande optimale pour le système, à commuter d'une commande à une autre (établie hors ligne), ou aussi à élaborer une nouvelle loi de commande qui assure un fonctionnement nominal au système (voir [Tableau 1.2](#)).

Techniques de modification de la loi de commande	Optimisation	LQR
		H_∞
		MPC
	Commutation	GS
		LPV
		VSC/SMC
	Correspondance avec fonctionnement nominal	PIM
		EA

Tableau 1.2 Mécanismes de modification de la loi de commande (Zhang et al., 2008)

1.3.2.1 Accommodation

Soit $\theta_f \in \Theta$ le vecteur des paramètres du système en présence de la défaillance et $\hat{\theta}_f$ son estimation. L'accommodation consiste à calculer en ligne, sous les

contraintes $C(S, \hat{\theta}_f)$, une loi de commande $u \in U$ permettant d'atteindre l'objectif O . Autrement dit, la commande tolérante aux fautes appliquant l'accommodation cherche à résoudre le triplet $\langle O, C(S, \hat{\theta}_f), U \rangle$.

Des méthodes utilisant cette approche se basent sur la commande re-séquencée (Leith et al., 1999), la méthode de la pseudo-inverse modifiée (Staroswiecki, 2005), le placement de valeurs propres (Liu et al., 1998).

En appliquant l'accommodation, il est impossible de garantir le suivi de trajectoire du système tant que l'algorithme de diagnostic n'a pas fourni l'information sur le défaut. De plus, la commande du système (élaborée pour un système en fonctionnement nominal) doit être modifiée afin de tolérer la défaillance. Or, pour des applications sensibles, où la sécurité doit être maintenue en toute circonstance, telles que la commande d'un véhicule autonome, il n'est pas recommandé de modifier les commandes initiales (Trevathan, 2006).

1.3.2.2 Reconfiguration

La reconfiguration utilise la redondance matérielle du système ou des lois de commandes pour tolérer un défaut. Elle est obtenue soit par la reconfiguration matérielle du système, soit par reconfiguration des lois de commande. Pour le premier cas, on change la structure interne du système et ceci en utilisant uniquement les composants sains. Pour le deuxième, on choisit une nouvelle loi de commande, établie hors ligne, nécessaire pour atteindre l'objectif du système.

La reconfiguration consiste alors à trouver une loi de commande $u \in U$, établie hors ligne, permettant d'atteindre l'objectif O soit sous les contraintes $C(S_r, \theta_r)$, avec $(S_r, \theta_r) \in S \times \Theta$ représentant la structure et paramètres non modifiés par la défaillance et S l'ensemble des structures possibles, soit sous les contraintes $C(S, \hat{\theta}_f)$. Autrement dit, la commande tolérante aux fautes appliquant la reconfiguration cherche à résoudre soit le triplet $\langle O, C(S_r, \theta_r), U \rangle$, soit le triplet $\langle O, C(S, \hat{\theta}_f), U \rangle$.

La reconfiguration se réalise alors sans modification des lois de commande établies hors ligne. Le rôle du système de diagnostic dans cette approche est de détecter, d'isoler et

dans certains cas d'identifier le composant défaillant afin de déterminer la paire (S_r, θ_r) ou $(S, \hat{\theta}_f)$. Dans le cas où aucune solution n'existe pour la reconfiguration, il est nécessaire de changer l'objectif O : on passe alors en mode dégradé.

Des méthodes appliquant l'approche de reconfiguration sont la commande hybride (Yang et al., 2010a), l'interaction des modèles multiples (Rong et al., 2002), la commande par réallocation (Kalat, et al. 2012). La reconfiguration est bien adaptée aux applications industrielles puisqu'elle ne modifie pas les commandes initiales (Härkegård et al., 2005). Par contre, cette approche ne peut garantir le maintien des performances requises avant la localisation du défaut (nécessaire pour appliquer la stratégie de reconfiguration). Il faut noter qu'une approche récente proposée dans (Yang et al. 2013) et utilisant la reconfiguration des lois de commande, effectue des commutations entre les lois de commande sans nécessiter la localisation du défaut. Néanmoins, le changement brusque des lois de commande est parfois inévitable, ce qui induit une sollicitation du système en boucle fermée ((Yang et al., 2013), (Yamé et al., 2007). Ce problème de gestion des systèmes commutés a fait l'objet de plusieurs travaux. Des stratégies assurant un passage plus graduel entre les commandes ont été proposées et reposent sur la commande optimale linéaire quadratique (Turner et al., 2000), la norme L_2 (Zaccarian et al., 2002), l'interpolation (Stoustrup et al., 2009).

1.4 Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre un tour d'horizon rapide sur les stratégies de diagnostic à base de modèle et de commande tolérante aux fautes. L'approche de reconfiguration conserve les commandes initiales, ce qui la rend adaptée à certaines applications industrielles, telle que la commande d'un véhicule 2WS4WD. Par contre, en appliquant les stratégies de reconfiguration classiques, aucune garantie de performances ne peut être fournie durant la période de transition entre l'apparition du défaut et l'utilisation d'une nouvelle loi de commande. Il est alors essentiel de concevoir une approche qui permet de réagir très rapidement après la détection d'un défaut. Son objectif doit être de garantir les performances exigées par le cahier des charges en présence d'une défaillance, tout en conservant les lois de commandes initiales.

Dans le chapitre suivant, nous présentons les modèles de véhicule 2WS4WD utilisés pour l'élaboration des lois de commande tolérantes aux fautes ainsi que les stratégies de commande appliquées à ce type de véhicule en cas de défaillance. Nous situons par la suite notre contribution par rapport aux travaux existants.

Chapitre 2

Commande tolérante aux fautes pour véhicule autonome 2WS4WD

2.1	Introduction	24
2.2	Le véhicule robuCAR (2WS4WD)	25
2.3	Modèle de véhicule	27
2.3.1	Modèle d'un véhicule 2WS4WD dans le repère $\mathfrak{R}(G_{xyz}, \mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z})$	29
2.3.1.1	Modèle linéarisé d'un véhicule 2WS4WD dans le repère $\mathfrak{R}(G_{xyz}, \mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z})$	32
2.3.2	Modèle d'un véhicule 2WS4WD dans le repère $\mathfrak{R}(O_{x_0, y_0, z_0}, \mathbf{x}_0, \mathbf{y}_0, \mathbf{z}_0)$	40
2.4	Les stratégies de commande tolérante aux fautes pour véhicule autonome 2WS4WD	48
2.4.1	Commande tolérante aux fautes centralisée pour véhicule autonome 2WS4WD avec allocation établie hors ligne	51
2.4.2	Commande tolérante aux fautes centralisée pour véhicule autonome 2WS4WD avec allocation établie en ligne	57
2.5	Conclusion.....	65

2.1 Introduction

Les travaux qui portent sur les véhicules autonomes ont débuté dans les années 1920 mais ont connu leur vrai essor à partir des années 1980. Nous citons d'une manière non exhaustive des projets essentiels dans ce domaine :

- Le projet ALV (*Autonomous Land Vehicle*) financé par DARPA (*Defense Advanced Research Projects Agency*), qui est une agence du département de la défense des Etats Unies, et réalisé entre les années 1984 et 1998 qui a permis pour la première fois l'usage de nouveaux outils (tel que le radar laser, la vision numérique, etc.) afin d'assurer un déplacement autonome du véhicule.
- Le projet européen EUREKA réalisé entre les années 1987 et 1995 qui a permis de concevoir des outils technologiques dédiés à la conduite automatique de l'automobile.
- Le projet Navlab réalisé par l'Université Américaine *Carnegie Mellon* entre les années 1984 et 2007. Le véhicule semi-autonome créé dans ce projet a pu parcourir 5000 km.
- La compétition "DARPA Grand Challenge" organisée par l'agence DARPA depuis Mars 2004 a pour but d'arriver à parcourir 241.4 Km à l'aide d'un véhicule entièrement autonome.

Une analyse de 2013 (Litman, 2013) montre que les applications à grande échelle de ce type de véhicule débiteront entre 2020 et 2030 mais que leur vrai impact sur la société surviendra entre les années 2040 et 2060 avec pour conséquences l'augmentation de la capacité et de la sécurité routière, la réduction des coûts de déplacement, l'utilisation plus efficace des espaces de stationnement, la réduction de la pollution et la dépense plus optimale de l'énergie.

Afin que les véhicules autonomes soient commercialisés, leur sûreté fonctionnement doit être garantie. L'implémentation d'une commande optimale pour ce type de véhicule n'est pas suffisante pour garantir le bon fonctionnement du système tout au long d'un trajet. Ce véhicule doit avoir la possibilité de réagir pour se reconfigurer lors de la détection d'une défaillance d'un de ses composants sans avoir besoin de s'arrêter ni d'avoir recours à une intervention humaine.

Un véhicule autonome 2WS4WD peut, en fonctionnement normal, suivre une trajectoire sans utiliser l'ensemble de ses actionneurs : 2 actionneurs pour contrôler les directions des trains avant et arrière, 4 roues motrices actionnées pour garantir le contrôle indépendant de la rotation de ces roues. Suivant la mission demandée, il s'agit d'un système suractionné puisque le nombre de ses actionneurs disponibles peut être supérieur au nombre des actionneurs requis. Les actionneurs redondants sont utilisés pour augmenter l'efficacité du système et pour obtenir de meilleures performances (Song et al., 2009), mais aussi, comme dans notre approche (voir [Chapitres 3 et 4](#)), pour tolérer des défaillances d'actionneurs (Vermillon 2009). Afin de nous positionner vis-à-vis des travaux existants, ce chapitre présente un tour d'horizon des méthodes de commande tolérante proposées dans la littérature pour ce type de véhicule.

Nous présentons dans un premier temps le prototype de véhicule (2WS4WD) fabriqué par la société Robosoft et dont dispose le laboratoire LAGIS UMR CNRS 8219. Nous présentons ensuite les modèles de ce type de véhicule classiquement utilisés dans la littérature pour élaborer la loi de commande. Nous détaillons finalement certaines stratégies basées sur ces modèles pour élaborer les lois de commande tolérantes aux fautes pour un véhicule 2WS4WD.

2.2 Le véhicule robuCAR (de type 2WS4WD)

RobuCAR est un prototype de véhicule autonome servant de plate-forme expérimentale au laboratoire LAGIS UMR CNRS 8219 (voir [Figure 2.1](#)). C'est un véhicule électrique conçu par la société Robosoft. Il constitue une variante du véhicule Cycab (Baille, et al. 1999). Comparé à un véhicule traditionnel constitué d'un moteur de traction et d'un moteur de direction, robuCAR a la particularité de fonctionner de manière décentralisée grâce à 6 moteurs (4 moteurs de traction et 2 moteurs de direction). La redondance des actionneurs permet d'envisager qu'en cas de défaillance de certains de ses actionneurs, le véhicule reste capable d'assurer les performances requises en n'utilisant que les composants sains restants. On garantit ainsi la sécurité des passagers, du véhicule et de l'environnement.

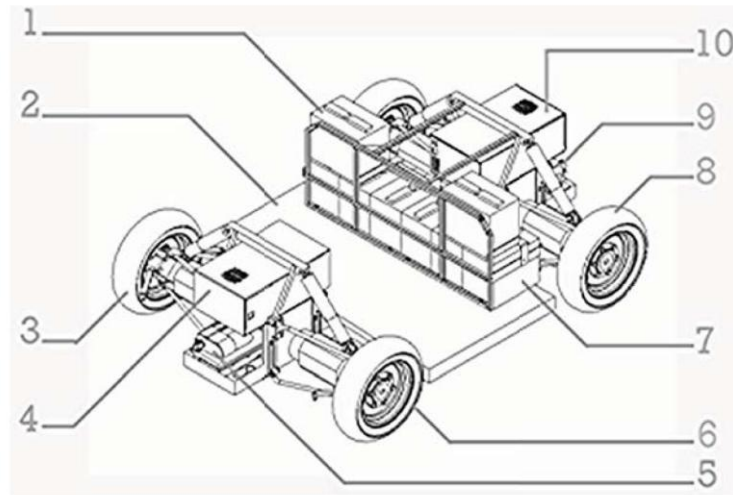


Figure 2.1 : Vue éclatée de RobuCAR

(1, 7 : Batterie de 12 Volts 60 Ah, 2 : Châssis de voiture, 3 : Roue avant droite, 4 : Panneau de contrôle avant, 5 : moteur électrique de direction avant, 6 : Roue avant gauche, 8 : Roue arrière gauche, 9 : Moteur électrique de direction arrière, 10 : Panneau de contrôle arrière)

Des capteurs, destinés à informer le véhicule sur son environnement, sur sa position et sur sa vitesse, permettent le fonctionnement de robuCAR en mode autonome (Dumont 2006) :

- Un télémètre à balayage laser assurant la mesure de la distance et de la direction d'un éventuel obstacle.
- Un codeur incrémental pour chaque roue permettant d'effectuer des mesures odométriques (les mesures de vitesse des roues).
- Deux codeurs absolus utilisés dans le contrôle du braquage des roues avant et arrière.
- Un GPS donnant la position absolue du véhicule.
- Une centrale inertielle délivrant les valeurs de la vitesse et de l'accélération de lacet et l'estimée de l'angle de lacet.

Ce véhicule est équipé de huit batteries qui lui confèrent une autonomie de deux heures à vitesse maximale (20 km/h).

Grâce aux possibilités de braquage des essieux avant et arrière, robuCAR peut fonctionner selon trois modes, présentés dans la [Figure 2.2](#).

- Le mode single : Il correspond au fonctionnement d'une voiture ordinaire. Le braquage des roues se fait uniquement sur l'essieu avant et les roues tournent toutes selon le même sens de rotation.
- Le mode dual : C'est le mode single avec en plus la possibilité de braquer les roues arrière pour accentuer le rayon de courbure de la trajectoire du véhicule.
- Le mode park : Pour ce mode, les braquages sur les essieux avant et arrière se font dans le même sens. Ce mode est particulièrement utile pour garer une voiture par exemple.

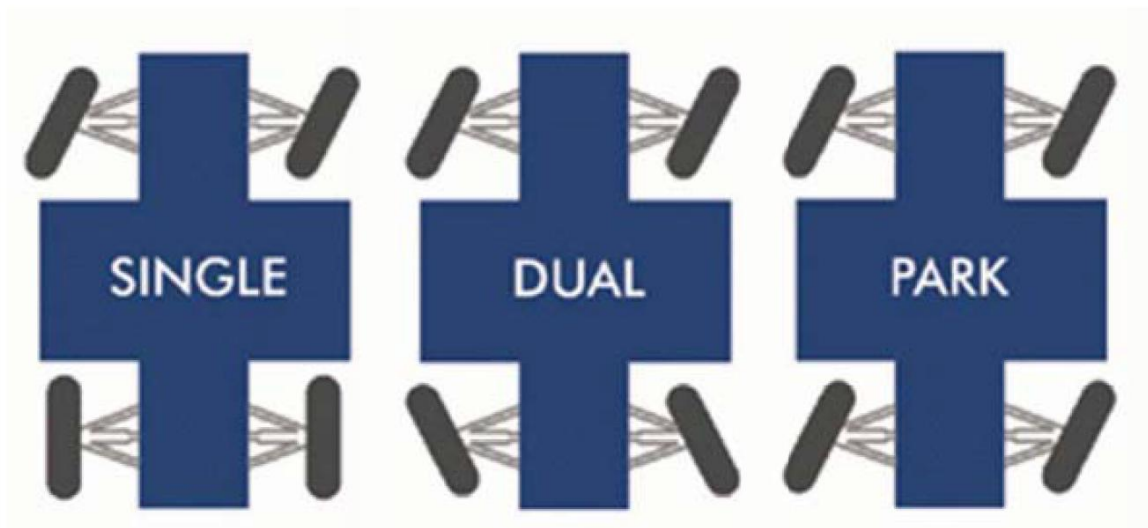


Figure 2.2 : Modes de fonctionnement de robuCAR

Après avoir présenté un prototype de véhicule 2WS4WD, nous détaillons dans ce qui suit les modèles de véhicule 2WS4WD classiquement utilisés dans la littérature pour élaborer la loi de commande.

2.3 Modèle de véhicule

Les modèles de véhicule 2WS4WD classiquement utilisés dans la littérature se basent sur les équations modélisant les mouvements longitudinaux, latéraux et de rotation du véhicule (Roche 2008) (voir [Figure 2.3](#)). Ils sont élaborés soit dans le

repère $\mathcal{R}(G_{xyz}, x, y, z)$ ramené au centre d'inertie G du véhicule, soit dans le repère fixe $\mathcal{R}(O_{x_0y_0z_0}, x_0, y_0, z_0)$ lié au sol. Le pompage qui cause un mouvement de translation suivant l'axe (Gz) , ainsi que les mouvements de roulis et de tangage, qui causent la rotation du véhicule autour des axes (Gx) et (Gy) , ne sont pas considérés dans cette thèse.

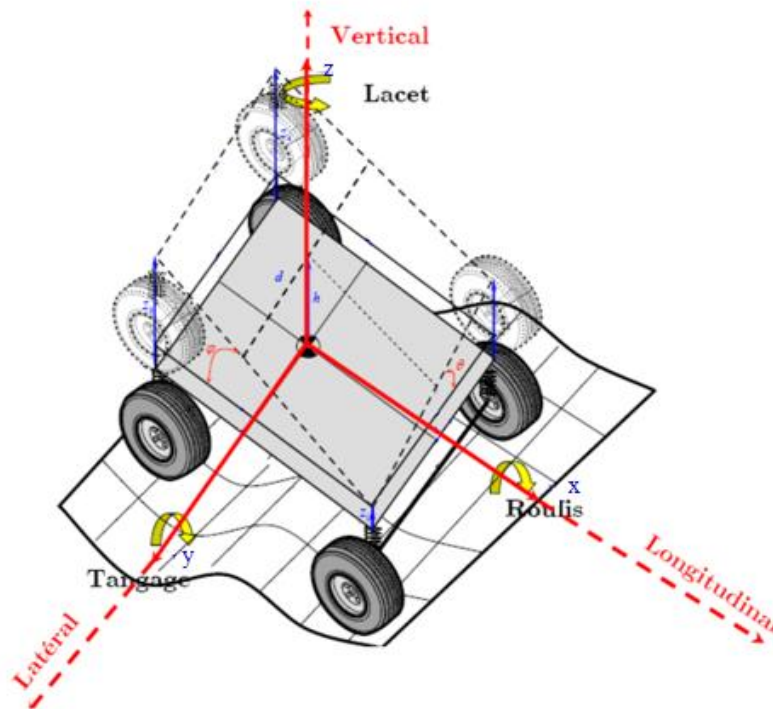


Figure 2.3 : Les mouvements du véhicule dans les 3 dimensions (Dumont 2006)

Les hypothèses suivantes sont considérées :

- Le véhicule circule sur une surface plane.
- Les composants du véhicule forment un seul corps rigide.
- La force de traction de la roue est dans la même direction que le plan de la roue.
- L'effet des perturbations aérodynamiques est négligeable.

Commençons par présenter le modèle du véhicule 2WS4WD dans le repère $\mathcal{R}(G_{xyz}, x, y, z)$, pour passer ensuite à celui dans le repère $\mathcal{R}(O_{x_0y_0z_0}, x_0, y_0, z_0)$.

2.3.1 Modèle d'un véhicule 2WS4WD dans le repère $\mathcal{R}(G_{xyz}, x, y, z)$

D'après la loi fondamentale de la dynamique, l'équation du mouvement longitudinal du véhicule ramenée à son centre de gravité G s'écrit (Matsumoto et al., 1992):

$$M\ddot{x}_G = F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} + F_c \sin(\beta) \quad (2.1)$$

avec M la masse totale du véhicule, \ddot{x}_G l'accélération longitudinale du véhicule à son centre de gravité, F_c la force centrifuge, β l'angle de glissement au niveau du véhicule et F_{xi} la force longitudinale générée dans la même direction que le véhicule au niveau de la roue i , $i \in \{1, 2, 3, 4\}$, obtenue de la manière suivante :

$$F_{xi} = F_{xi} \cos(\delta_i) - F_{yi} \sin(\delta_i) \quad (2.2)$$

avec F_{xi} et F_{yi} respectivement les forces longitudinales et latérales générées au niveau de la roue i et δ_i l'angle de braquage de la roue i (voir [Figure 2.4](#)).

De même, l'équation du mouvement latéral du véhicule ramenée à son centre de gravité G s'exprime par :

$$M\ddot{y}_G = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} + F_c \cos(\beta) \quad (2.3)$$

avec \ddot{y}_G l'accélération latérale du véhicule, F_{yi} la force latérale générée au niveau de la roue i dans la direction perpendiculaire au véhicule ($i \in \{1, 2, 3, 4\}$) obtenue comme suit :

$$F_{yi} = F_{xi} \sin(\delta_i) + F_{yi} \cos(\delta_i) \quad (2.4)$$

La force centrifuge F_c des équations (2.1) et (2.3) est exprimée par :

$$F_c = M \frac{V_G^2}{\rho} \quad (2.5)$$

avec V_G la vitesse au centre de gravité du véhicule et ρ le rayon de courbure.

Le rayon de courbure ρ et la vitesse du véhicule V_G sont liés par la relation suivante :

$$\rho(\dot{\psi} + \dot{\beta}) = V_G \quad (2.6)$$

Sym.	Quantité	Unité
\ddot{x}_G	Accélération longitudinale du véhicule	m/s^2
F_{Xi}	Force longitudinale à la roue i dans le repère lié au véhicule	N
F_{xi}	Force longitudinale à la roue i dans le repère lié au sol	N
F_{x_f}	Force longitudinale au niveau des roues avant	N
F_{x_r}	Force longitudinale au niveau des roues arrière	N
F_c	Force centrifuge	N
\ddot{y}_G	Accélération latérale du véhicule	m/s^2
F_{Yi}	Force latérale à la roue i dans le repère lié au véhicule	N
F_{yi}	Force latérale à la roue i dans le repère lié au sol	N
β	Angle de glissement au niveau du véhicule	rad
$\dot{\beta}$	Vitesse de glissement au niveau du véhicule	rad/s
J	Inertie du mouvement de lacet du véhicule	Nms^2/rad
J_i	Inertie de rotation à la roue i du véhicule	Nms^2/rad
$\dot{\psi}_G$	Vitesse de lacet du véhicule	rad/s
$\ddot{\psi}_G$	Accélération de lacet du véhicule	rad/s^2
l_f	Distance entre le centre de gravité du véhicule et le train avant	m
l_r	Distance entre le centre de gravité du véhicule et le train arrière	m
d	Demi-distance du train avant ou arrière	m
δ_i	Angle de braquage au niveau de la roue i du véhicule	rad
δ_f	Angle de braquage des deux roues avant	rad
δ_r	Angle de braquage des deux roues arrière	rad
V_G	Vitesse au niveau du centre de gravité du véhicule	m/s
V_{wi}	Vitesse transversale au niveau de la roue i	m/s
V_f	Vitesse au niveau des roues avant	m/s
V_r	Vitesse au niveau des roues arrière	m/s
M	Masse totale du véhicule	Kg
m_i	Masse au niveau de la roue i du véhicule	Kg
ρ	Rayon de courbure	m
h	Distance qui sépare le centre de gravité du véhicule du sol	m
g	Accélération de la gravité	m/s^2
α_i	Angle de dérive (appelé aussi adhérence transversale)	rad
G_i	Glissement longitudinal du véhicule	1
U_i	Couple de traction	Nm
r	Rayon de la roue	m
C_i	Rigidité en virage au niveau de la roue i	N/rad
C_f	Rigidité en virage au niveau des roues avant	N/rad
C_r	Rigidité en virage au niveau des roues arrière	N/rad
μ_{xi}	Coefficient d'adhérence	Kgm/Ns^2

Tableau 2.1 : Variables utilisées dans le modèle de véhicule linéaire

La relation donnée dans (2.5) peut alors s'écrire:

$$F_c = MV_G(\dot{\psi} + \dot{\beta}) \quad (2.7)$$

avec $\dot{\beta}$ la vitesse de glissement au niveau du véhicule

L'équation du mouvement de lacet du véhicule ramenée à son centre de gravité G s'exprime par :

$$J\ddot{\psi}_G = l_f(F_{Y1} + F_{Y2}) - l_r(F_{Y3} + F_{Y4}) - d(F_{X1} + F_{X3}) + d(F_{X2} + F_{X4}) \quad (2.8)$$

avec J l'inertie du mouvement de lacet, $\ddot{\psi}$ l'accélération de lacet, l_f (resp. l_r) la distance entre le centre de gravité du véhicule et le train avant (resp.arrière) et d la demi-distance du train avant ou arrière.

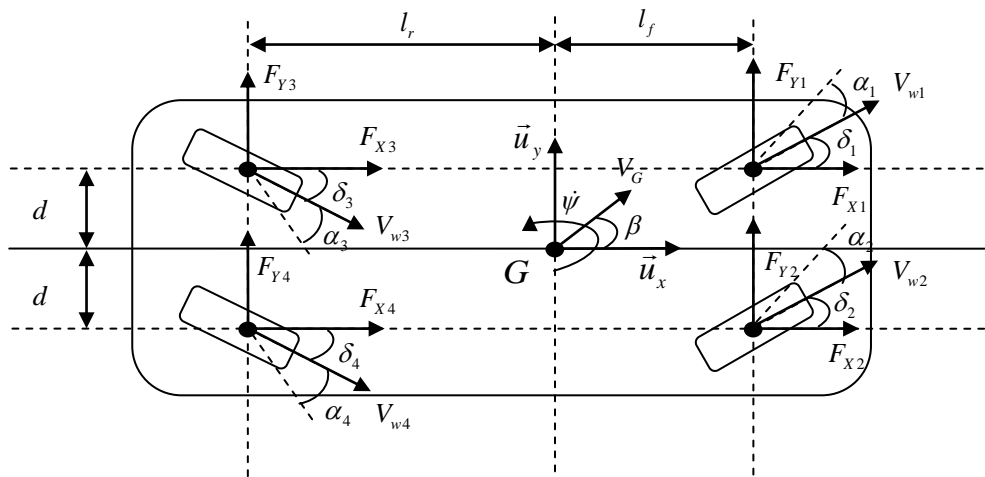


Figure 2.4 : Schéma d'un véhicule 4WS4WD

Après avoir présenté les équations dynamiques modélisant les mouvements longitudinaux, latéraux et de rotation du véhicule dans le repère $\mathfrak{R}(G_{xyz}, x, y, z)$, nous réécrivons ces équations dans la section suivante de manière à obtenir une modélisation linéaire du système (comme dans (Matsumoto et al., 1992), (Plumlee et al., 2004)).

2.3.1.1 Modèle linéarisé d'un véhicule 2WS4WD dans le repère $\mathfrak{R}(G_{xyz}, x, y, z)$

Le modèle du système véhicule 2WS4WD, élaboré dans le repère $\mathfrak{R}(G_{xyz}, x, y, z)$, peut être réécrit sous forme d'une représentation d'état linéaire.

En considérant les angles de braquage comme faibles, les équations (2.2) et (2.4) peuvent être réexprimées par :

$$F_{xi} \approx F_{xi} - F_{yi} \delta_i \quad (2.9)$$

$$F_{yi} \approx F_{xi} \delta_i + F_{yi} \quad (2.10)$$

Les masses appliquées sur les roues peuvent être exprimées en fonction de la distance du centre de gravité comme suit :

$$\begin{aligned} m_1 &= \frac{l_f}{2(l_f + l_r)} \left(M - \frac{hF_c}{dg} \right) \\ m_2 &= \frac{l_f}{2(l_f + l_r)} \left(M + \frac{hF_c}{dg} \right) \\ m_3 &= \frac{l_r}{2(l_f + l_r)} \left(M - \frac{hF_c}{dg} \right) \\ m_4 &= \frac{l_r}{2(l_f + l_r)} \left(M + \frac{hF_c}{dg} \right) \end{aligned} \quad (2.11)$$

avec h la distance qui sépare le centre de gravité du véhicule du sol et g la constante de gravité.

La force longitudinale du véhicule est représentée comme suit :

$$F_{xi} = \mu_{xi} m_i g \quad (2.12)$$

avec le coefficient d'adhérence μ_{xi} exprimé par :

$$\mu_{xi} = f_i(G_i) \alpha_i \quad (2.13)$$

f_i étant une fonction non linéaire qui dépend du contact roue/chaussée et α_i l'angle de dérive appelé aussi adhérence transversale.

La force latérale du véhicule est représentée par :

$$F_{yi} = -C_i \alpha_i \quad (2.14)$$

avec la rigidité en virage C_i exprimée de la manière suivante :

$$C_i = f_i(G_i) m_i g \quad (2.15)$$

L'angle de dérive du véhicule est réécrit :

$$\alpha_i = \eta_i - \delta_i \quad (2.16)$$

avec :

$$\begin{aligned} \eta_1 = \eta_2 &= \frac{\dot{y} + l_f \dot{\psi}}{V_f} \\ \eta_3 = \eta_4 &= \frac{\dot{y} - l_r \dot{\psi}}{V_r} \end{aligned} \quad (2.17)$$

En considérant que les angles de braquage des roues d'un même train (avant et arrière) sont égaux, on a :

$$\begin{aligned} \delta_1 = \delta_2 &= \delta_f \\ \delta_3 = \delta_4 &= \delta_r \end{aligned} \quad (2.18)$$

Les forces longitudinales générées au niveau des roues sont représentées comme suit:

$$\begin{aligned} F_{x1} &= \frac{\Delta F_{x_f}}{2} - \Delta F_{x_f} \\ F_{x2} &= \frac{\Delta F_{x_f}}{2} + \Delta F_{x_f} \\ F_{x3} &= \frac{\Delta F_{x_r}}{2} - \Delta F_{x_r} \\ F_{x4} &= \frac{\Delta F_{x_r}}{2} + \Delta F_{x_r} \end{aligned} \quad (2.19)$$

Après ces réécritures, l'équation du mouvement latéral du véhicule exprimée dans (2.3) peut être alors réexprimée de la manière suivante :

$$\begin{aligned} M\ddot{y}_G &= -\frac{C_1 + C_2 + C_3 + C_4}{V_G} \dot{y}_G - \frac{(C_1 + C_2)l_f + (C_3 + C_4)l_r}{V_G} \dot{\psi}_G \\ &\quad - MV_G \dot{\psi}_G + \sum_{i=1}^4 (F_{xi} + C_i) \delta_i - MV_G \dot{\beta} \\ &= -\frac{C_f + C_r}{V_G} \dot{y}_G - \frac{C_f l_f + C_r l_r}{V_G} \dot{\psi}_G - MV_G \dot{\psi}_G \\ &\quad + (\Delta F_{x_f} + C_f) \delta_f + (\Delta F_{x_r} + C_r) \delta_r - MV_G \dot{\beta} \end{aligned} \quad (2.20)$$

Et l'équation du mouvement de lacet présentée dans (2.8) peut être réécrite comme suit :

$$\begin{aligned}
 J\ddot{\psi}_G &= -\frac{(C_1 + C_2)l_f + (C_3 + C_4)l_r}{V_G} \dot{\psi}_G \\
 &\quad - \frac{(C_1 + C_2)l_f^2 + (C_3 + C_4)l_r^2}{V_G} \dot{\psi} + l_f(F_{x1} + C_1)\delta_1 \\
 &\quad + l_f(F_{x2} + C_2)\delta_2 - l_r(F_{x3} + C_3)\delta_3 - l_r(F_{x4} + C_4)\delta_4 \\
 &\quad - d(F_{x1} - F_{x2} + F_{x3} - F_{x4}) + d(F_{y1}\delta_1 - F_{y2}\delta_2 + F_{y3}\delta_3 - F_{y4}\delta_4) \\
 &= -\frac{C_f l_f + C_r l_r}{V_G} \dot{\psi}_G - \frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{V_G} \dot{\psi} \\
 &\quad + l_f(\Delta F_{xf} + C_f)\delta_f - l_r(\Delta F_{xr} + C_r)\delta_r \\
 &\quad - d(-\Delta F_{xf} - \Delta F_{xr})
 \end{aligned} \tag{2.21}$$

La représentation d'état de ce système peut alors être exprimée par :

$$\begin{pmatrix} \ddot{\psi}_G \\ \dot{\psi}_G \end{pmatrix} = A_1 \begin{pmatrix} \dot{\psi}_G \\ \psi_G \end{pmatrix} + B_1 \begin{pmatrix} \delta_f \\ \delta_r \\ \Delta F_{xf} \\ \Delta F_{xr} \end{pmatrix} \tag{2.22}$$

avec :

$$A_1 = \begin{bmatrix} -\frac{P_1}{M} & -\frac{P_2}{M} - V_G \\ -\frac{P_2}{J} & -\frac{P_3}{J} \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} \frac{Q_{f1}}{M} & \frac{Q_{r1}}{M} & 0 & 0 \\ \frac{l_f Q_{f1}}{J} & \frac{l_r Q_{r1}}{J} & \frac{d}{J} & \frac{d}{J} \end{bmatrix}$$

$$P_1 = \left(\frac{C_f + C_r}{V_G} \right)$$

$$P_2 = \left(\frac{C_f l_f - C_r l_r}{V_G} \right)$$

$$P_3 = \left(\frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{V_G} \right)$$

$$\begin{pmatrix} Q_{f1} \\ Q_{r1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Delta F_{xf} + C_f \\ \Delta F_{xr} + C_r \end{pmatrix}, \quad \dot{\beta} = 0 \tag{2.23}$$

De l'équation (2.22) on peut obtenir le modèle *bicyclette* classique, comme dans (Klomp 2010) :

$$\begin{pmatrix} \ddot{y}_G \\ \ddot{\psi}_G \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{P_1}{M} & -\frac{P_2}{M} - V_G \\ -\frac{P_2}{J} & -\frac{P_3}{J} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{y}_G \\ \dot{\psi}_G \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_f}{M} & \frac{C_r}{M} \\ \frac{l_f C_f}{J} & \frac{l_r C_r}{J} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{pmatrix} \quad (2.24)$$

Le modèle linéaire, présenté par l'équation (2.22), n'est pas unique. Il existe d'autres modèles qui incluent l'angle de courbure de la route (Zhou et al., 2005), la vitesse de déviation du véhicule (Moriwaki 2005) et l'angle de glissement du véhicule (Plumlee et al., 2004).

Nous présentons dans ce qui suit le modèle incluant β l'angle de glissement du véhicule, et qui sera utilisé dans la section 2.4.1. L'angle de glissement du véhicule, non considérée dans le modèle présenté précédemment), (Plumlee et al., 2004) est estimé par :

$$\beta = \arctan\left(\frac{V_y}{V_x}\right) \quad (2.25)$$

En dérivant cet angle par rapport au temps on obtient :

$$\dot{\beta} = \frac{\frac{\dot{V}_y V_x - V_y \dot{V}_x}{V_x^2}}{1 + \left(\frac{V_y}{V_x}\right)^2} \quad (2.26)$$

D'après (Plumlee et al., 2004), les équations (2.22) et (2.26) peuvent être réécrites comme suit :

$$\begin{aligned} J\ddot{\psi}_G &= -(C_f l_f - C_r l_r)\beta - \left(\frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{V_G}\right)\dot{\psi}_G + l_f C_f \delta_f \\ &\quad + l_r C_r \delta_r + d\Delta F_{x_f} + d\Delta F_{x_r} \\ \dot{\beta} &= -\frac{(C_f + C_r)}{M V_G} \beta + \frac{(-C_f l_f + C_r l_r)}{M V_G^2} \dot{\psi}_G - \dot{\psi}_G + \frac{C_f}{M V_G} \delta_f + \frac{C_r}{M V_G} \delta_r \end{aligned} \quad (2.27)$$

La représentation d'état devient alors :

$$\begin{pmatrix} \ddot{y}_G \\ \ddot{\psi}_G \\ \dot{\beta} \end{pmatrix} = A_2 \begin{pmatrix} \ddot{y}_G \\ \dot{\psi}_G \\ \beta \end{pmatrix} + B_2 \begin{pmatrix} \delta_f \\ \delta_r \\ \Delta F_{x_f} \\ \Delta F_{x_r} \end{pmatrix} \quad (2.28)$$

avec

$$A_2 = \begin{bmatrix} -\frac{P_1}{M} & -\frac{P_2}{M} - V_G & 0 \\ 0 & -\frac{P_1}{M} & -\frac{P_4}{MV_G^2} - 1 \\ 0 & -\frac{P_4}{J} & -\frac{P_3}{J} \end{bmatrix}$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} \frac{Q_{f1}}{M} & \frac{Q_{r1}}{M} & 0 & 0 \\ \frac{l_f C_f}{J} & \frac{l_r C_r}{J} & \frac{d}{J} & \frac{d}{J} \\ \frac{C_f}{MV_G} & \frac{C_r}{MV_G} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$P_4 = V_G P_2$$

(2.29)

La dynamique des actionneurs de braquage des roues avant et arrière n'est pas considérée dans les équations (2.22) et (2.28). Cette dynamique est modélisée ci-après (Dumont 2006).

Considérons le système constitué des trains des roues i (avec $i \in \{f, r\}$ où f désigne les roues avant et r désigne les roues arrière), des deux moteurs de direction (avant et arrière) et de la chaussée. Nous considérons que les roues avant (respectivement les roues arrière) sont braquées à un même angle permettant d'utiliser une seule variable δ_{wf} pour désigner l'angle de braquage des roues avant et δ_{wr} pour désigner le braquage des roues arrière.

Appliquons le théorème du moment cinétique sur le centre du train i , comme dans (Dumont 2006). Nous obtenons l'équation suivante :

$$J_i \ddot{\delta}_{wi} = \sum M_i(\vec{F}_{ext}) \quad (2.30)$$

où $\sum M_i(\vec{F}_{ext})$ désigne l'ensemble des moments appliqués au centre du train i .

Les moments considérés dans l'équation (2.30) sont les suivants ((Gillespie, 1992), (Proca et al., 1998), (Dumont 2006)) :

- Le moment généré par le couple de traction au niveau des roues du train i . Ce moment est représenté par u_i .
- Le moment généré par l'amortissement entre les pneus du train i et la chaussée. Ce moment est représenté par :

$$M_{bi} = B_i \dot{\delta}_{wi} \quad (2.31)$$

- Le moment d'auto-alignement qui résiste au mouvement des roues. Ce moment est la source de l'effet de sous-virage généré dans un véhicule. Il est causé par la génération des forces latérales d'une roue dans un point différent du centre de la roue. Ce moment est représenté par M_{ATi} .
- Le moment créé par la force longitudinale au niveau de la roue i autour de l'axe vertical passant par le centre du train. En effet, même lorsque le véhicule se déplace en ligne droite, ce moment est présent. Il est représenté par :

$$M_{SAi} = F_{ri}(d_i \cos(v_i) \cos(\lambda_i) + r_i \sin(\lambda_i + \zeta_i)) \quad (2.32)$$

avec d_i le décalage du pivot, λ_i l'angle d'inclinaison latérale du pivot, v_i l'angle de chasse, ζ_i l'angle d'inclinaison du train de la roue (voir Figure 2.5).

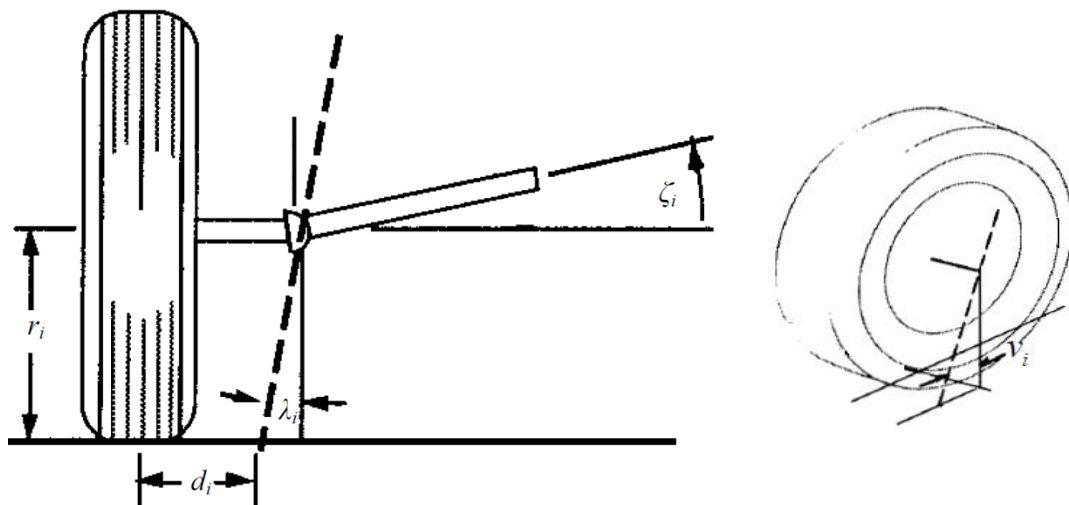


Figure 2.5 : Les vues de face et de profil d'une roue (Gillespie 1992)

F_{ri} est la force générée par la roue i dans la direction de la voiture, avec $i \in \{1, 2, 3, 4\}$. Elle exprimée comme suit :

$$F_{ri} = F_{xi} \cos(\delta_{wi}) + F_{yi} \sin(\delta_{wi}) \quad (2.33)$$

- Le moment créé par la force verticale F_{zi} agissant sur la roue i . Comme l'axe de rotation du train est faiblement incliné par rapport à l'axe vertical, un composant de la force verticale produit un moment influant sur le braquage des roues. Ce moment est représenté par :

$$M_{vi} = -F_{zi} d_i \sin(\lambda_i) \sin(\delta_{wi}) \quad (2.34)$$

- Le moment créé par la force latérale au niveau de la roue i autour de l'axe vertical passant par le centre du train. Ce moment dépend de même de l'angle de chasse de la roue : lorsque l'angle de chasse est positif, ce moment a un effet de sous-virage. Ce moment est représenté par :

$$M_{Li} = F_{yi} r_i \tan(v_i) \quad (2.35)$$

L'équation (2.30) devient finalement :

$$\begin{aligned} J_i \ddot{\delta}_{wi} &= u_i + M_{bi} + M_{ATi} + M_{SAi} + M_{vi} + M_{Li} \\ &= u_i - b_i \dot{\delta}_{wi} + M_{Ti} \end{aligned} \quad (2.36)$$

avec

$$M_{Ti} = M_{ATi} + M_{SAi} + M_{vi} + M_{Li} \quad (2.37)$$

En rajoutant la dynamique de braquage des roues avant et arrière aux modèles (2.23) et (2.28), nous obtenons les modèles suivants :

$$\begin{pmatrix} \ddot{y}_G \\ \ddot{\psi}_G \\ \dot{\delta}_{wf} \\ \ddot{\delta}_{wf} \\ \dot{\delta}_{wr} \\ \ddot{\delta}_{wr} \end{pmatrix} = A_{1T} \begin{pmatrix} \dot{y}_G \\ \dot{\psi}_G \\ \delta_{wf} \\ \dot{\delta}_{wf} \\ \delta_{wr} \\ \dot{\delta}_{wr} \end{pmatrix} + B_{1T} \begin{pmatrix} u_f \\ u_r \\ \Delta F_{x_f} \\ \Delta F_{x_r} \end{pmatrix} + E \begin{pmatrix} M_{Tf} \\ M_{Tr} \end{pmatrix} \quad (2.38)$$

$$\begin{pmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\psi}_G \\ \dot{\delta}_{wf} \\ \ddot{\delta}_{wf} \\ \dot{\delta}_{wr} \\ \ddot{\delta}_{wr} \end{pmatrix} = A_{2T} \begin{pmatrix} \beta \\ \dot{\psi}_G \\ \delta_{wf} \\ \dot{\delta}_{wf} \\ \delta_{wr} \\ \dot{\delta}_{wr} \end{pmatrix} + B_{2T} \begin{pmatrix} u_f \\ u_r \\ \Delta F_{x_f} \\ \Delta F_{x_r} \end{pmatrix} + E \begin{pmatrix} M_{Tf} \\ M_{Tr} \end{pmatrix} \quad (2.39)$$

avec

$$A_{1T} = \begin{bmatrix} -\frac{P_1}{M} & -\frac{P_2}{M} - V_G & \frac{Q_{f1}}{M} & 0 & \frac{Q_{r1}}{M} & 0 \\ -\frac{P_2}{J} & -\frac{P_3}{J} & \frac{l_f Q_{f1}}{J} & 0 & \frac{l_f Q_{r1}}{J} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{-b_f}{J_f} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-b_r}{J_r} \end{bmatrix} \quad (2.40)$$

$$B_{1T} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{d}{J} & \frac{d}{J} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{J_f} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{J_r} \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

$$E = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{1}{J_f} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{J_r} \end{pmatrix}^T \quad (2.42)$$

$$A_{2T} = \begin{bmatrix} -\frac{P_1}{M} & -\frac{P_4}{MV_G^2} - 1 & \frac{C_f}{MV_G} & 0 & \frac{C_r}{MV_G} & 0 \\ -\frac{P_4}{J} & -\frac{P_3}{J} & \frac{l_f C_f}{J} & 0 & \frac{l_r C_r}{J} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{-b_f}{J_f} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-b_r}{J_r} \end{bmatrix} \quad (2.43)$$

$$B_{2T} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{d}{J} & \frac{d}{J} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{J_f} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{J_r} \end{bmatrix} \quad (2.44)$$

2.3.2 Modèle d'un véhicule 2WS4WD dans le repère $\mathfrak{R}(O_{x_0, y_0, z_0}, x_0, y_0, z_0)$

Une technique différente de modélisation est présentée dans cette section. Le système exprimé avec les équations (2.1), (2.3) et (2.8) est ramené au repère cartésien $\mathfrak{R}(O_{x_0, y_0, z_0}, x_0, y_0, z_0)$ et différentes réécritures sont considérées pour aboutir au modèle du véhicule.

Considérons les notations suivantes : F et R indiquent respectivement les centres des trains avant et arrière, v_F et v_R représentent respectivement les vitesses instantanées aux points F et R , δ_{wf} et δ_{wr} sont respectivement les angles de braquage des roues des trains avant et arrière, L représente la distance entre le train avant et arrière, ψ représente l'orientation du véhicule, G_r est le centre de rotation instantanée du véhicule, ρ_F et ρ_R sont respectivement les distances qui séparent le centre de rotation instantané G_r des centres des trains avant et arrière (F et R).

Dans une première étape, on établit le modèle d'un véhicule standard 2WS4WD se déplaçant dans le plan OXYZ lié au sol, pour passer ensuite au modèle d'un véhicule 2WS4WD (Baille, et al. 1999).

De la Figure 2.6, nous pouvons déduire les équations décrivant le mouvement au point F comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{x}_F &= v_F \cos(\psi + \delta_{wf}) \\ \dot{y}_F &= v_F \sin(\psi + \delta_{wf}) \\ \dot{\psi}_F &= v_F \frac{\sin(\delta_{wf})}{L} \end{aligned} \quad (2.45)$$

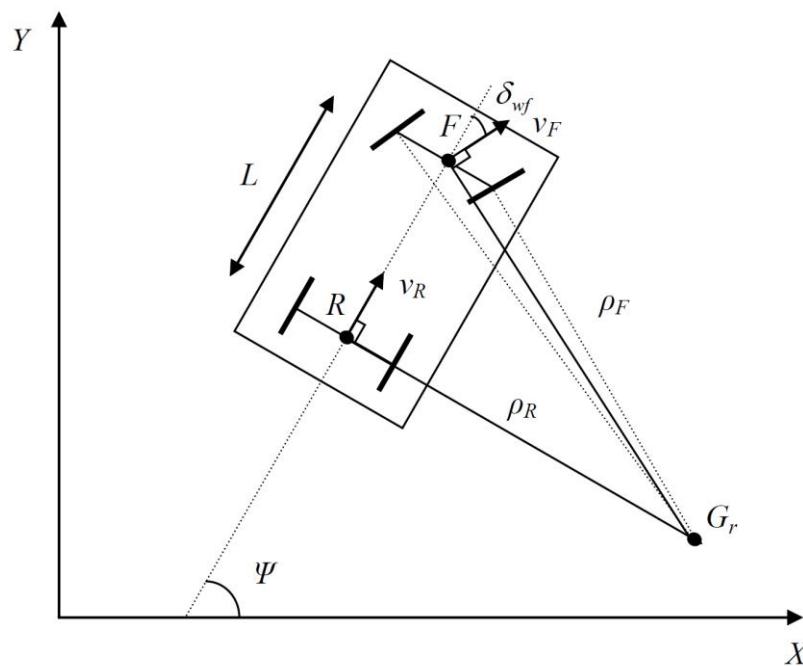


Figure 2.6 : Schéma d'un véhicule standard

ou de même :

$$\begin{aligned} \dot{x}_F &= v_R \frac{\cos(\psi + \delta_{wf})}{\cos(\delta_{wf})} \\ \dot{y}_F &= v_R \frac{\sin(\psi + \delta_{wf})}{\cos(\delta_{wf})} \\ \dot{\psi}_F &= v_R \frac{\tan(\delta_{wf})}{L} \end{aligned} \quad (2.46)$$

Les équations décrivant le mouvement au point R sont les suivantes :

$$\begin{aligned}\dot{x}_R &= v_R \cos(\psi) \\ \dot{y}_R &= v_R \sin(\psi) \\ \dot{\psi}_R &= v_R \frac{\tan(\delta_{wf})}{L}\end{aligned}\quad (2.47)$$

ou de même :

$$\begin{aligned}\dot{x}_R &= v_F \cos(\psi) \cos(\delta_{wf}) \\ \dot{y}_R &= v_F \sin(\psi) \cos(\delta_{wf}) \\ \dot{\psi}_R &= v_F \frac{\sin(\delta_{wf})}{L}\end{aligned}\quad (2.48)$$

Il faut noter que les équations (2.46) et (2.48) sont déduites à partir de la relation qui lie ρ_F et ρ_R . Cette relation est obtenue comme suit :

$$\dot{\psi} = \frac{v_R}{\rho_R} = \frac{v_F}{\rho_F}\quad (2.49)$$

Passons maintenant au modèle d'un véhicule 2WS4WD (montré dans la [Figure 2.7](#)). Nous définissons le point H comme étant la projection orthogonale du centre de rotation instantané G_r sur l'axe longitudinal du véhicule. La distance $G_r H$ est définie comme suit :

$$G_r H = \frac{RH}{|\tan(\delta_{wr})|} = \frac{HF}{|\tan(\delta_{wf})|}\quad (2.50)$$

De l'équation (2.49) nous pouvons écrire :

$$RH = HF \left| \frac{\tan(\delta_{wr})}{\tan(\delta_{wf})} \right|\quad (2.51)$$

Sachant que :

$$RH + HF = L\quad (2.52)$$

Nous pouvons alors réécrire RH et HF comme suit :

$$RH = \frac{L}{\left| 1 + \tan\left(\frac{\delta_{wf}}{\delta_{wr}}\right) \right|} = L \left| \frac{\cos(\delta_{wf}) \sin(\delta_{wr})}{\sin(\delta_{wf} + \delta_{wr})} \right|\quad (2.53)$$

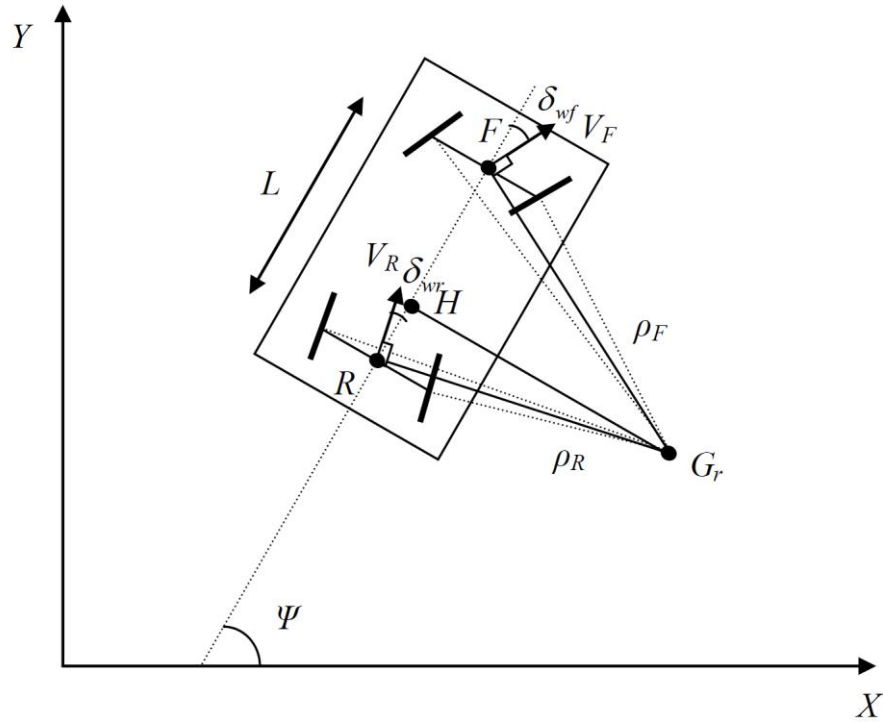


Figure 2.7 : Schéma d'un véhicule 2WS4WD

$$HF = \frac{L}{\left|1 + \tan\left(\frac{\delta_{wr}}{\delta_{wf}}\right)\right|} = L \left| \frac{\cos(\delta_{wr}) \sin(\delta_{wf})}{\sin(\delta_{wf} + \delta_{wr})} \right| \quad (2.54)$$

Les rayons de braquage avant et arrière sont alors les suivants :

$$\rho_R = \frac{RH}{|\sin(\delta_{wr})|} = L \frac{\cos(\delta_{wf})}{|\sin(\delta_{wf} + \delta_{wr})|} \quad (2.55)$$

$$\rho_R = \frac{HF}{|\sin(\delta_{wf})|} = L \frac{\cos(\delta_{wr})}{|\sin(\delta_{wf} + \delta_{wr})|} \quad (2.56)$$

En utilisant les équations (2.49), (2.55) et (2.56), nous pouvons exprimer la relation qui lie les vitesses instantanées des trains avant et arrière comme suit :

$$v_R = v_F \frac{\rho_F}{\rho_R} = v_F \frac{\cos(\delta_{wr})}{\cos(\delta_{wr})} \quad (2.57)$$

Les équations du mouvement au point F sont alors exprimées comme suit :

$$\begin{aligned}\dot{x}_F &= v_F \cos(\psi + \delta_{wf}) \\ \dot{y}_F &= v_F \sin(\psi + \delta_{wf}) \\ \dot{\psi}_F &= v_F \frac{\sin(\delta_{wf} + \delta_{wr})}{L \cos(\delta_{wf})}\end{aligned}\quad (2.58)$$

ou de même :

$$\begin{aligned}\dot{x}_F &= v_R \cos(\psi + \delta_{wf}) \frac{\cos(\delta_{wr})}{\cos(\delta_{wf})} \\ \dot{y}_F &= v_R \sin(\psi + \delta_{wf}) \frac{\cos(\delta_{wr})}{\cos(\delta_{wf})} \\ \dot{\psi}_F &= v_F \frac{\sin(\delta_{wf} + \delta_{wr})}{L \cos(\delta_{wf})}\end{aligned}\quad (2.59)$$

Les équations du mouvement au point R sont alors exprimées comme suit :

$$\begin{aligned}\dot{x}_R &= v_R \cos(\psi + \delta_{wr}) \\ \dot{y}_R &= v_R \sin(\psi + \delta_{wr}) \\ \dot{\psi}_R &= v_R \frac{\sin(\delta_{wf} + \delta_{wr})}{L \cos(\delta_{wf})}\end{aligned}\quad (2.60)$$

ou de même :

$$\begin{aligned}\dot{x}_R &= v_F \cos(\psi + \delta_{wr}) \frac{\cos(\delta_{wf})}{\cos(\delta_{wr})} \\ \dot{y}_R &= v_F \sin(\psi + \delta_{wr}) \frac{\cos(\delta_{wf})}{\cos(\delta_{wr})} \\ \dot{\psi}_R &= v_F \frac{\sin(\delta_{wf} + \delta_{wr})}{L \cos(\delta_{wf})} \frac{\cos(\delta_{wr})}{\cos(\delta_{wr})}\end{aligned}\quad (2.61)$$

Sachant que la vitesse de lacet du véhicule est donnée par :

$$\dot{\psi} = \frac{V_G}{G_r H} \quad (2.62)$$

avec V_G la vitesse instantanée au point H

On a:

$$\tan(\delta_{wf}) = \frac{FH}{G_r H} \quad (2.63)$$

$$\tan(\delta_{wr}) = \frac{RH}{G_r H} \quad (2.64)$$

En posant :

$$L = RH + FH \quad (2.65)$$

Nous pouvons réécrire l'équation (2.63) comme suit :

$$\tan(\delta_{wr}) = \frac{L - FH}{G_r H} \quad (2.66)$$

Et en utilisant le résultat de l'équation (2.63), nous pouvons réécrire l'équation (2.66) comme suit :

$$\tan(\delta_{wr}) = \frac{L - G_r H * \tan(\delta_{wf})}{G_r H} \quad (2.67)$$

D'où :

$$\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}) = G_r H * L \quad (2.68)$$

Des équations (2.62) et (2.68) nous pouvons exprimer la vitesse de lacet du véhicule comme suit :

$$\dot{\psi} = \frac{V_G}{L} (\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr})) \quad (2.69)$$

A ce modèle, nous introduisons deux variables d'état (Rajamani et al., 2003) : l'accélération longitudinale et l'accélération latérale. Ces variables sont exprimées comme suit :

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \frac{d(V_G \cos(\psi))}{dt} = \dot{V}_G \cos(\psi) - V_G \sin(\psi) \dot{\psi} \\ &= \sqrt{\ddot{x}_G^2 + \ddot{y}_G^2} \cos(\psi) - V_G \sin(\psi) \dot{\psi} \\ &= \left[\sqrt{\frac{(F_{X1} + F_{X2} + F_{X3} + F_{X4} + F_c \sin(\beta))^2}{M} + \frac{(F_{Y1} + F_{Y2} + F_{Y3} + F_{Y4} + F_c \cos(\beta))^2}{M}} \right] \cos(\psi) \\ &\quad - V_G \sin(\psi) \dot{\psi} \end{aligned} \quad (2.70)$$

$$\begin{aligned}
 \ddot{y} &= \frac{d(V_G \sin(\psi))}{dt} = \dot{V}_G \sin(\psi) + V_G \cos(\psi) \dot{\psi} \\
 &= \sqrt{\dot{x}_G^2 + \dot{y}_G^2} \sin(\psi) + V_G \cos(\psi) \dot{\psi} \\
 &= \left[\sqrt{\frac{(F_{X1} + F_{X2} + F_{X3} + F_{X4} + F_c \sin(\beta))^2}{M} + \frac{(F_{Y1} + F_{Y2} + F_{Y3} + F_{Y4} + F_c \cos(\beta))^2}{M}} \right] \sin(\psi) \\
 &\quad + V_G \cos(\psi) \dot{\psi}
 \end{aligned} \tag{2.71}$$

Sachant que la vitesse au centre de gravité du véhicule V_G et la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ s'expriment comme suit :

$$\begin{aligned}
 V_G &= \sqrt{V_G^2 \sin(\psi)^2 + V_G^2 \cos(\psi)^2} \\
 &= \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}
 \end{aligned} \tag{2.72}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{\psi} &= \frac{V_G (\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \\
 &= \frac{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} (\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L}
 \end{aligned} \tag{2.73}$$

L'équation du véhicule au point H est finalement exprimée comme suit :

$$\dot{X} = f(X, U) \tag{2.74}$$

$$f(X) = \begin{pmatrix} \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cos(\psi) \\ \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \sin(\psi) \\ \left[\sqrt{\frac{(F_{X1} + F_{X2} + F_{X3} + F_{X4})^2}{M} + \frac{(F_{Y1} + F_{Y2} + F_{Y3} + F_{Y4} + F_c)^2}{M}} \right] \cos(\psi) \\ - (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \sin(\psi) \frac{(\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \\ \left[\sqrt{\frac{(F_{X1} + F_{X2} + F_{X3} + F_{X4})^2}{M} + \frac{(F_{Y1} + F_{Y2} + F_{Y3} + F_{Y4} + F_c)^2}{M}} \right] \sin(\psi) \\ + (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \cos(\psi) \frac{(\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \\ \frac{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} (\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \end{pmatrix} \tag{2.75}$$

$$X = [x \quad y \quad \dot{x} \quad \dot{y} \quad \psi]^T, \quad U = [\delta_{wf} \quad \delta_{wr}]^T \quad (2.76)$$

A ce modèle, on intègre la dynamique de braquage des roues avant et arrière comme suit :

$$\dot{X} = f(X) + g(U) \quad (2.77)$$

avec

$$X = [x \quad y \quad \dot{x} \quad \dot{y} \quad \psi \quad \delta_{wf} \quad \delta_{wr} \quad \dot{\delta}_{wf} \quad \dot{\delta}_{wr}]^T \quad (2.78)$$

$$f(X) = \begin{pmatrix} \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cos(\psi) \\ \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \sin(\psi) \\ \left[\sqrt{\frac{(F_{X1} + F_{X2} + F_{X3} + F_{X4} + F_c)^2}{M} + \frac{(F_{Y1} + F_{Y2} + F_{Y3} + F_{Y4} + F_c)^2}{M}} \right] \cos(\psi) \\ -(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \sin(\psi) \frac{(\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \\ \left[\sqrt{\frac{(F_{X1} + F_{X2} + F_{X3} + F_{X4} + F_c)^2}{M} + \frac{(F_{Y1} + F_{Y2} + F_{Y3} + F_{Y4} + F_c)^2}{M}} \right] \sin(\psi) \\ +(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \cos(\psi) \frac{(\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \\ \frac{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} (\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \\ \dot{\delta}_{wf} \\ \dot{\delta}_{wr} \\ \frac{-B_f \dot{\delta}_{wf} + M_{Tf}}{J_f} \\ \frac{-B_r \dot{\delta}_{wr} + M_{Tr}}{J_r} \end{pmatrix} \quad (2.79)$$

$$U = [u_f \quad u_r]^T \quad (2.80)$$

$$g(U) = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{u_f}{J_f} & \frac{u_r}{J_r} \end{pmatrix}^T \quad (2.81)$$

Le modèle non linéaire du véhicule autonome présenté par l'équation (2.77) ne nécessite pas les hypothèses d'angles de braquage faibles et de la dynamique des actionneurs négligeable. Il permet, par conséquent, de modéliser toute variation d'angle de braquage des roues avant et arrière et d'intégrer l'effet de la dynamique de braquage des roues sur le comportement du système global. Ceci rend ce modèle adapté au développement de notre loi de commande, présentée dans les chapitres 3 et 4.

2.4 Les stratégies de commande tolérante aux fautes pour véhicule autonome 2WS4WD

Nous considérons dans cette thèse des défauts sur le véhicule 2WS4WD, produisant une déviation latérale du véhicule, à savoir les défauts au niveau des 4 actionneurs de traction et des 2 actionneurs de direction. D'autres types de défauts peuvent causer directement ou indirectement une déviation latérale du véhicule mais ne seront pas abordés dans notre étude, comme des défauts au niveau des pneus ou de la structure mécanique du véhicule, des défauts de transmission d'information (bus de données) ou des capteurs utilisés dans les algorithmes de commande : accéléromètre, centrale inertielle, capteurs de position angulaire ou de vitesse de rotation des roues. Pour de plus amples informations, voir ((Fischer et al., 2007), (Dumont, 2006)).

Un défaut d'actionneur est une perte d'efficacité partielle ou totale de cet actionneur ((Guo et al., 2008), (X. C. Zhang 2014)). Une perte d'efficacité est dite partielle (Partial Loss of Effectiveness) lorsque l'efficacité de l'actionneur appartient à un intervalle borné exprimé par $\rho \in [\varepsilon, 1]$, avec ε représentant la valeur pour laquelle l'efficacité de l'actionneur est minimale. Une perte d'efficacité est dite totale lorsque l'actionneur se bloque dans une position donnée et devient insensible à la commande (Lock in Place), ou lorsqu'il se bloque dans sa position maximale ou minimale indépendamment de la commande (Hard-Over-Fault), et enfin lorsqu'aucun couple ne peut être fourni par l'actionneur. Pour le dernier cas, l'efficacité de l'actionneur vaut zéro.

D'après (Blanke et al., 2006), les principales causes de ces défauts d'actionneur électrique sont la défaillance de la grille de l'onduleur « *gate-driver malfunction* », le

court-circuit au niveau des interrupteurs du composant électronique intégré « *power switch short-circuit* », la coupure de circuit au niveau des interrupteurs du composant électronique intégré « *power switch fail open* », la coupure d'une phase d'enroulement du stator « *winding open phase* », le court-circuit au niveau d'un enroulement interne du stator « *internal turn fault* ».

Dans cette section, nous présentons quelques travaux de la littérature appliquant la commande tolérante aux fautes à un véhicule 2WS4WD. Ces travaux seront regroupés en fonction des stratégies de distribution (allocation) de tâches appliquées, à savoir une stratégie de distribution de tâches hors ligne et une stratégie de distribution de tâches en ligne. Six actionneurs peuvent être utilisés pour assurer le suivi de trajectoire d'un véhicule 2WS4WD : 2 actionneurs pour contrôler les directions des trains avant et arrière et 4 blocs moteur-roue actionnés pour garantir le contrôle indépendant de chacune des roues. Dans (Zhou et al., 2005), une distribution des tâches hors ligne est adoptée qui consiste à appliquer la même commande sur les actionneurs de braquage avant et arrière, quel que soit l'état du système. Dans (Plumlee et al., 2004) les commandes de freinage de chaque roue sont distribuées en-ligne en fonction du défaut estimé. Pour les deux approches, la loi commande tolérante aux fautes, élaborée dans la littérature pour un véhicule 2WS4WD, est calculée par un seul calculateur embarqué. Il s'agit d'une commande tolérante aux fautes centralisée telle que décrite par la [Figure 2.8](#), où le contrôleur génère une commande désirée u_{des} en considérant la dynamique globale du système ((Durham, 1993), (Bodson, 2002), (Lewis et al), (Hac et al., 2006)). Cette commande désirée u_{des} est ensuite répartie sur l'ensemble des actionneurs. Dans le cas d'une commande centralisée avec allocation hors ligne, les gains G_i sont constants, fixés a priori, alors que pour une commande centralisée avec allocation en ligne, ces gains sont variables, calculés en ligne.

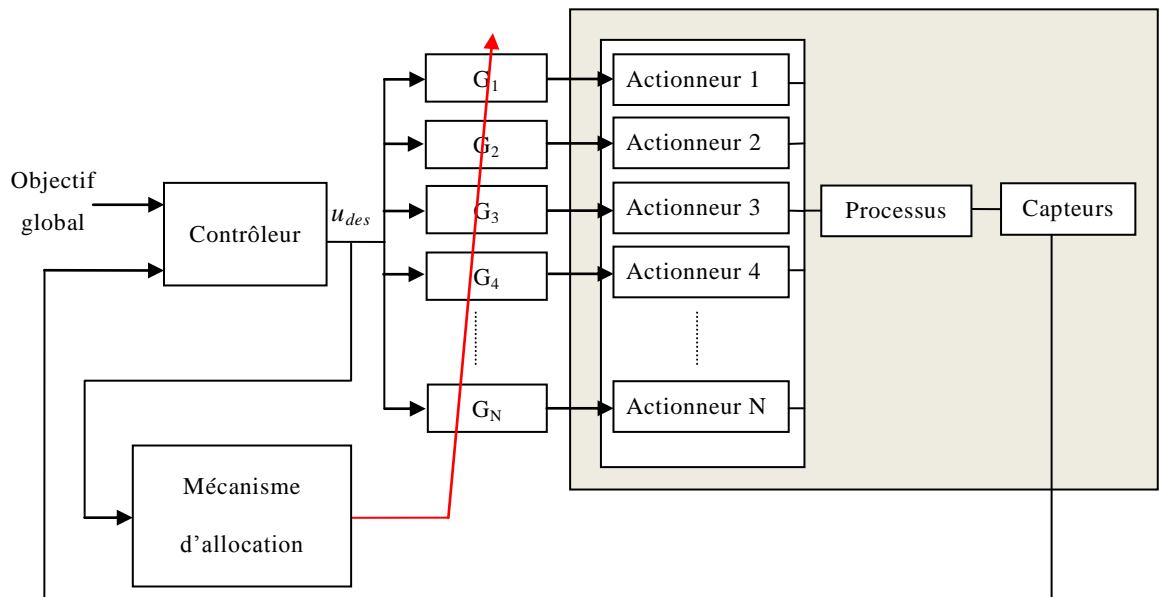


Figure 2.8 : Structure générale d'une commande centralisée

La commande centralisée n'est pas la seule forme de commande appliquée pour les systèmes suractionnés. Une commande décentralisée peut être aussi utilisée. Les travaux appliquant cette commande sont nombreux en aéronautique ((Falcone et al., 2008), (Vermillon 2009), (Da Ronch et al., 2011)). Cette dernière divise le problème de distribution de tâches en deux étapes comme le montre la [Figure 2.9](#). Dans la première étape, des objectifs locaux (appelés aussi références locales) sont calculés dans une boucle externe. Ils sont choisis de manière à assurer des performances globales du système. Dans la deuxième étape, les lois de commande locales sont calculées dans une boucle interne pour chaque sous-système. Un contrôleur est utilisé dans chacune de ces boucles locales pour assurer le suivi des références locales (objectifs locaux o_i).

Dans ce qui suit, nous présentons des travaux appliquant la commande tolérante aux fautes centralisée à un véhicule 2WS4WD. A notre connaissance, il n'existe pas de travaux appliquant la commande tolérante aux fautes décentralisée à ce type de véhicule suractionné. Cette commande décentralisée sera détaillée dans le [Chapitre 3](#) du mémoire.

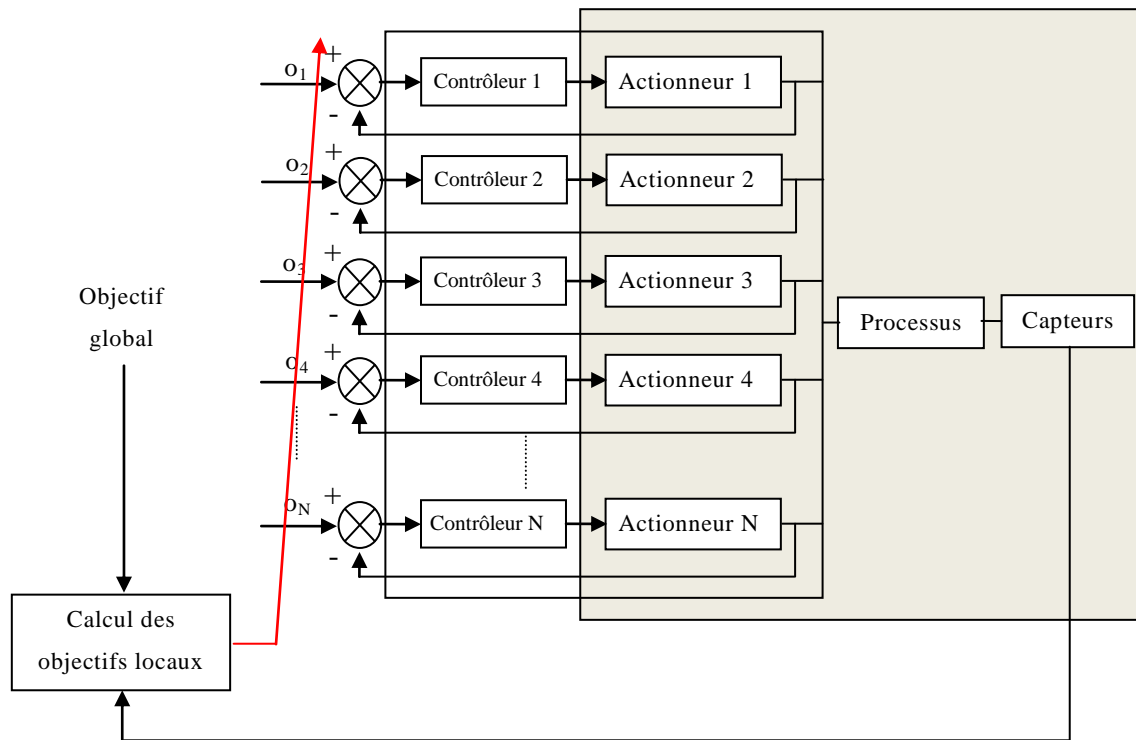


Figure 2.9 : Structure générale d'une commande décentralisée

2.4.1 Commande tolérante aux fautes centralisée pour véhicule autonome 2WS4WD avec allocation établie hors ligne

Nous présentons dans ce qui suit un recueil de travaux qui appliquent la commande tolérante aux fautes centralisée sur un véhicule autonome suractionné 2WS4WD en considérant une allocation établie hors ligne. Ces travaux sont majoritairement basés sur la commande tolérante aux fautes passive qui cherche à assurer l'insensibilité du système à une classe de défauts. Ils utilisent des modèles du système avec des régions incertaines pour lesquels ils élaborent une commande robuste. Les méthodes présentées dans cette section sont basées sur la commande par mode glissant ((Zhou et al., 2005), (Hiraoka et al., 2009)) et la commande Backstepping (Chen C. , 1996).

La commande par mode glissant : La commande par mode glissant consiste à forcer le système à atteindre en temps fini une hypersurface donnée (dans l'espace d'état) et y rester (Bregeault 2010). Cette hypersurface n'est autre qu'une relation liant les variables d'état du système. L'évolution d'un système soumis à une loi de commande par mode glissant ne

dépend donc plus du système lui-même ou des perturbations auxquelles il est soumis, mais uniquement des propriétés de cette hypersurface. Le système bouclé est donc robuste aux incertitudes de modèle et aux perturbations.

Prenons un exemple démonstratif utilisé pour assurer le contrôle robuste d'un véhicule autonome suractionné. Dans (Zhou et al., 2005), le système de véhicule présenté dans la section 2.3.1 est considéré. A ce modèle de véhicule, on ajoute deux mesures de position et deux mesures de vitesse dans le repère $\mathfrak{R}(O_{x_0, y_0, z_0}, x_0, y_0, z_0)$: y_f et \dot{y}_f au niveau du pare-chocs avant, y_r et \dot{y}_r au niveau du pare-chocs arrière. Une partie du modèle véhicule, défini dans (2.25), est utilisée à laquelle on ajoute les écarts $(y_f - y_r)$, $(y_f + y_r)$, $(\dot{y}_f - \dot{y}_r)$ et $(\dot{y}_f + \dot{y}_r)$. La nouvelle représentation d'état du véhicule devient :

$$\dot{X}_1 = X_2 \quad (2.82)$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_2 &= (A_1 + \Delta A_1)X_1 + (A_2 + \Delta A_2)X_2 + (B_1 + \Delta B_1)U \\ &\quad + (B_2 + \Delta B_2)d + (B_3 + \Delta B_3)W \\ &= A_1X_1 + A_2X_2 + B_1U + B_2d + \Delta E \end{aligned} \quad (2.83)$$

$$\Delta E = \Delta A_1X_1 + \Delta A_2X_2 + \Delta B_1U + (B_3 + \Delta B_3)W \quad (2.84)$$

avec :

$$\begin{aligned} X_1 &= (y_f - y_r \quad y_f + y_r)^T, \quad X_2 = (\dot{y}_f - \dot{y}_r \quad \dot{y}_f + \dot{y}_r)^T \\ A_1 &= \begin{pmatrix} -f_3 & 0 \\ \frac{2f_1 + (l_{fs} - l_{rs})f_3}{l_s} & 0 \end{pmatrix} \\ A_2 &= \frac{\mu}{V_G} \begin{pmatrix} \frac{(l_{fs} - l_{rs})f_3 - 2f_4}{2} & \frac{l_s f_3}{2} \\ a_1 & \frac{2f_1 + (l_{fs} - l_{rs})f_3}{2} \end{pmatrix} \\ B_1 &= \begin{pmatrix} \frac{l_{fs} + l_{rs}}{J} & 0 \\ \frac{l_{fs} - l_{rs}}{J} + \frac{l_r - l_f}{M l_f l_r} & \frac{l_f + l_r}{M l_f l_r} \end{pmatrix}, \quad B_3 = \begin{pmatrix} 0 & \frac{l_{fs} + l_{rs}}{J} \\ \frac{2}{M} & \frac{l_{fs} - l_{rs}}{J} \end{pmatrix} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 B_2 &= V_G^2 (0 \ 0 \ 0 \ -2)^T, \quad f_1 = -\frac{C_f + C_r}{M}, \quad f_2 = \frac{C_r l_r - C_f l_f}{M} \\
 f_3 &= \frac{C_r l_r - C_f l_f}{J}, \quad f_4 = -\frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{J} \\
 a_1 &= \frac{(2l_{rs} - 2l_{fs})f_1 + 4f_2 - (l_{fs} - l_{rs})^2 f_3 + (2l_{fs} - 2l_{rs})f_4}{2(l_{fs} + l_{rs})} \\
 U &= \begin{bmatrix} \delta_{wf} & \delta_{wr} \end{bmatrix} \tag{2.85}
 \end{aligned}$$

$X_1 \in \mathbb{R}^{n \times 1}$, $X_2 \in \mathbb{R}^{n \times 1}$, $U \in \mathbb{R}^{m \times 1}$, $d \in \mathbb{R}^{p \times 1}$, d représente l'ensemble des perturbations estimées (qui sont dans ce cas-là les perturbations du vent), $W \in \mathbb{R}^{q \times 1}$ représente l'ensemble des perturbations non mesurées, ΔA_1 , ΔB_1 , ΔB_2 , ΔB_3 représentent les incertitudes du modèle, l_{fs} et l_{rs} sont respectivement les distances séparant le centre de gravité du véhicule des pare-chocs avant et arrière.

Les incertitudes du modèle sont supposées bornées :

$|\Delta e_i| < w_i$, avec Δe_i un élément de ΔE , w_i la borne supérieure de l'incertitude et $i = 1, 2, \dots, n$.

On définit la surface de glissement S (hypersurface) comme suit :

$$S = P_1 X_1 + P_2 X_2 \tag{2.86}$$

avec $P_1 \in \mathbb{R}^{n \times n}$, $P_2 \in \mathbb{R}^{n \times n}$ et P_2 de rang plein, et une fonction de Lyapunov candidate V établie à partir de (2.97) :

$$V = \frac{1}{2} S^T S \tag{2.87}$$

En dérivant l'équation (2.87) par rapport au temps, on obtient :

$$\begin{aligned}
 \dot{V} &= S^T \dot{S} \\
 &= S^T (P_1 \dot{X}_1 + P_2 \dot{X}_2) \\
 &= S^T (P_1 X_2 + P_2 (A_1 X_1 + A_2 X_2 + B_1 U + B_2 d + \Delta E)) \\
 &= S^T (P_1 X_2 + P_2 A_1 X_1 + (P_1 + P_2 A_2) X_2 + P_2 B_1 U + P_2 B_2 d + P_2 \Delta E)
 \end{aligned} \tag{2.88}$$

Soit $\kappa > \left\| P_2 \right\|_1 \cdot \left\| \Omega \right\|_2$, où $\Omega = (w_1, w_2, \dots, w_n)^T$. En exprimant la loi de commande U de la manière suivante :

$$U = -(P_2 B_1)^{-1} [P_2 A_1 X_1 + (P_1 + P_2 A_2) X_2 + P_2 C_1 d + \kappa \operatorname{sgn}(S)] \quad (2.89)$$

l'équation (2.88) s'écrit :

$$\begin{aligned} \dot{V} &= S^T (P_2 \Delta E - \kappa \operatorname{sgn}(S)) \\ &= S^T P_2 \Delta E - \kappa \|S\|_1 \\ &\leq \left\| P_2 \right\|_1 \cdot \left\| \Omega \right\|_2 \cdot \|S\|_1 - \kappa \|S\|_1 \end{aligned} \quad (2.90)$$

D'où :

$$\dot{V} \leq (\left\| P_2 \right\|_1 \cdot \left\| \Omega \right\|_2 - \kappa) < 0 \quad (2.91)$$

On obtient alors une condition suffisante pour que l'état converge vers la surface S . Avec la commande décrite par l'équation (2.89), le système devient alors asymptotiquement stable en présence d'incertitudes de modèle bornées.

Dans l'article (Zhou et al., 2005), la loi de commande est testée sur un simulateur modélisant le comportement dynamique d'un véhicule réel. Dans ce test, le véhicule circule à une vitesse de 30m/s (108 km/h) en présence de perturbations bornées. On considère dans ce test que l'adhérence est variable, en raison, par exemple, d'un défaut de pneu.

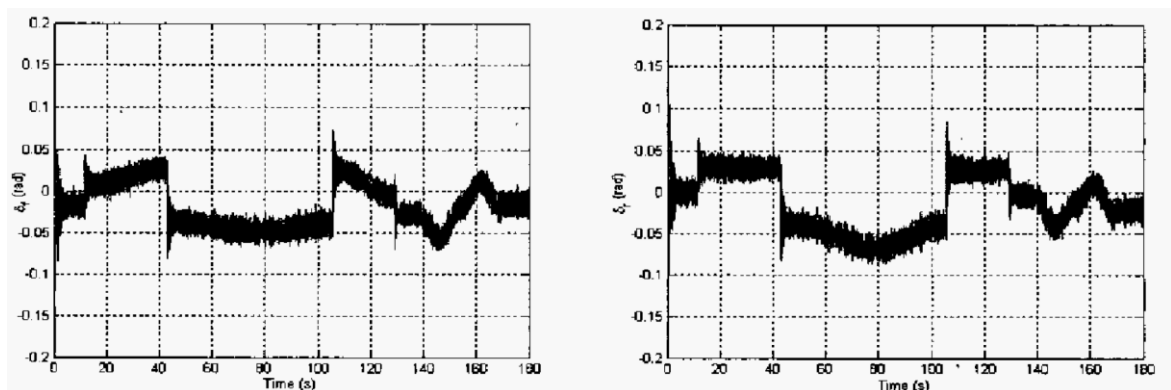


Figure 2.10 : Braquage des roues avant et arrière, courbe extraite de (Zhou, Wang and Li 2005)

Pour un gain de commande élevé ($\kappa=190$), l'erreur de déviation latérale du véhicule est presque éliminée, comme le montre la [Figure 2.10](#). En revanche, le phénomène de «*chattering*» est observé. Ceci est dû à la sollicitation du système en boucle fermée (Utkin et al., 2006). Une solution pour éviter le chattering tout en éliminant l'erreur de déviation latérale est d'utiliser la technique des modes glissants d'ordre 2, comme dans ((Bartolini et al., 1998), (Mammar et al., 2006)).

La commande backstepping : La commande backstepping est une commande récursive qui s'applique à des classes de systèmes non linéaires. La loi de commande est calculée en plusieurs étapes en utilisant un calcul récursif des fonctions de Lyapunov, comme dans (Chen, 1996). Pour ce faire, le système global est divisé en sous-systèmes. Chaque sous-système est ensuite contrôlé par des *entrées virtuelles*, qui sont des variables du sous-système, de manière à garantir sa stabilité. Des extensions successives de ces sous-systèmes sont par la suite appliquées pour finalement atteindre tout le système. La loi de commande est ainsi calculée dans une dernière étape de manière à garantir la stabilité du système global.

Considérons le système suivant (Khalil, 2002):

$$\begin{pmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} z_1^2 - z_1^3 + z_2 \\ u \end{pmatrix} \quad (2.92)$$

En première étape, partageons le système (2.92) en deux sous-systèmes :

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= z_1^2 - z_1^3 + z_2 \\ \dot{z}_2 &= u \end{aligned} \quad (2.93)$$

Pour le premier sous-système, choisissons z_2 comme *entrée virtuelle* au sous-système. Ce sous-système est alors réécrit de la manière suivante :

$$\dot{z}_1 = z_1^2 - z_1^3 + \xi \quad (2.94)$$

avec $\xi = z_2$.

En deuxième étape, calculons la *loi de commande virtuelle* ξ qui assure à ce sous-système les performances désirées. Pour ce faire, nous choisissons une fonction de Lyapunov candidate, définie positive, de la forme suivante :

$$V_1(z_1) = \frac{z_1^2}{2} \quad (2.95)$$

Puis, nous calculons la condition que doit satisfaire ξ pour que $\frac{dV_1(z_1)}{dt} < 0$, avec $z_1 \neq 0$. Cette condition assure une convergence asymptotique globale au sous-système (2.94) au point d'équilibre $z_1 = 0$.

$\frac{dV_1(z_1)}{dt}$ s'exprime par :

$$\begin{aligned} \dot{V}_1(z_1) &= z_1 \dot{z}_1 \\ &= z_1(z_1^2 - z_1^3 + \xi) \end{aligned} \quad (2.96)$$

Une solution pour avoir $\dot{V}_1(z_1)$ strictement négative pour toute valeur de z_1 non nulle est de définir la *commande virtuelle* ξ comme :

$$\xi = -z_1 - z_1^2 \quad (2.97)$$

Introduisons la valeur de ξ définie dans (2.97) dans (2.96), nous obtenons :

$$\begin{aligned} \dot{V}_1(z_1) &= z_1(z_1^2 - z_1^3 + \xi) \\ &= z_1(z_1^2 - z_1^3 - z_1 - z_1^2) \\ &= -z_1^2 - z_1^4 < 0 \end{aligned} \quad (2.98)$$

Ceci implique, qu'en appliquant la loi de commande virtuelle au sous-système (2.94), le sous-système converge asymptotiquement au point $z_1 = 0$

Considérons le changement de variables suivant :

$$\Delta z_2 = z_2 - \xi \quad (2.99)$$

Et choisissons une fonction de Lyapunov candidate de la forme suivante :

$$V_2(z_1, \Delta z_2) = V_1(z_1) + \frac{\Delta z_2^2}{2} \quad (2.100)$$

Ensuite, calculons la loi de commande u qui assure que la dérivée de $V_2(z_1, \Delta z_2)$ par rapport au temps vérifie la condition suivante :

$$\dot{V}_2(z_1, \Delta z_2) = \dot{V}_1(z_1) + \Delta z_2 \Delta \dot{z}_2 < 0 \text{ pour } (z_1, \Delta z_2) \neq (0, 0) \quad (2.101)$$

$\dot{V}_2(z_1, \Delta z_2)$ s'exprime par :

$$\begin{aligned} \dot{V}_2(z_1, \Delta z_2) &= z_1(-z_1 - z_1^3 + \Delta z_2) + \Delta z_2(u + (1 + 2z_1)(-z_1 - z_1^3 + \Delta z_2)) \\ &= -z_1^2 - z_1^4 + \Delta z_2(z_1 + (1 + 2z_1)(-z_1 - z_1^3 + \Delta z_2) + u) \end{aligned} \quad (2.102)$$

Pour une loi de commande u définie par :

$$u = -z_1 - (1 + 2z_1)(-z_1 - z_1^3 + \Delta z_2) - \Delta z_2 \quad (2.103)$$

L'équation (2.102) devient :

$$\begin{aligned} \dot{V}_2(z_1, \Delta z_2) &= -z_1^2 - z_1^4 + \Delta z_2(z_1 + (1 + 2z_1)(-z_1 - z_1^3 + \Delta z_2) - z_1 \\ &\quad - (1 + 2z_1)(-z_1 - z_1^3 + \Delta z_2) - \Delta z_2) \\ &= -z_1^2 - z_1^4 - \Delta z_2^2 \end{aligned} \quad (2.104)$$

De (2.104), nous obtenons :

$$\dot{V}_2(z_1, \Delta z_2) = -z_1^2 - z_1^4 - \Delta z_2^2 < 0 \quad (2.105)$$

Nous pouvons alors conclure, qu'en appliquant la commande u exprimée par (2.103), le système global est globalement asymptotiquement stable et $(z_1, \Delta z_2) = (0, 0)$ est son point d'équilibre.

2.4.2 Commande tolérante aux fautes centralisée pour véhicule autonome 2WS4WD avec allocation établie en ligne

Nous présentons dans ce qui suit un recueil de travaux qui appliquent la commande tolérante aux fautes centralisée sur un véhicule autonome suractionné 2WS4WD en considérant une allocation établie en ligne. Ces travaux relèvent de la commande tolérante aux fautes active et nécessitent donc un module de diagnostic pour détecter et isoler les défauts (voir le [Chapitre 1](#) du mémoire).

Nous détaillons dans cette section plus particulièrement deux techniques de commande, à savoir la commande linéaire quadratique (LQ) ((Anderson et al., 2007),

(Esmailzadeh et al., 2003), (Plumlee et al., 2004)) et la commande hybride ou à commutations ((Yang et al., 2010a), (Yang et al. 2013)). Appliquées sur le véhicule autonome 2WS4WD, ces stratégies consistent à redistribuer en ligne les forces au niveau des roues (Sakai et al., 1999), (Casavola et al., 2008), (Luo et al., 2004) ou à contrôler activement les roues arrière (Yang et al., 2010b), et ceci dans le but de compenser l'effet d'une perte d'efficacité de l'un des actionneurs de traction ou de direction. Peu de travaux étudient la relation entre le module de diagnostic et le contrôleur tolérant aux fautes. Généralement, le contrôleur élaboré est testé en supposant connaître le composant défaillant et dans certains cas l'amplitude du défaut grâce à un module de diagnostic.

La commande linéaire quadratique (LQ) : La commande LQ détermine une commande u , par retour d'état statique, qui stabilise le système en minimisant un critère de performance quadratique J . Le critère de performance J est établi à partir de la somme pondérée de l'énergie de l'état x et de la commande u (Anderson et al., 2007).

Considérons l'exemple suivant, détaillé dans (Plumlee et al., 2004), appliquant la commande linéaire quadratique à un véhicule 2WS4WD. Le but de cette approche est de redistribuer en ligne les forces au niveau des actionneurs de traction dans le système après avoir détecté, isolé et identifié le défaut.

La stratégie élaborée dans ce travail consiste à trouver dans un premier temps la commande u_{des} qui assure au système des performances désirées sans utiliser les actionneurs redondants. Cette commande est ensuite redistribuée sur l'ensemble des actionneurs en fonction des contraintes du système. Si aucune solution n'existe pour ce problème de réallocation, on sélectionne la distribution qui fournit la commande u la plus proche de u_{des} .

Le modèle de véhicule utilisé est celui qui a été présenté dans le [Chapitre 2](#) (équation 2.28). Rappelons ces équations d'état:

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\psi}_G \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} -\frac{P_1}{M} & -\frac{P_4}{MV_G^2} - 1 \\ -\frac{P_4}{J} & -\frac{P_3}{J} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta \\ \dot{\psi}_G \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{C_f}{MV_G} & 0 & 0 \\ \frac{l_f C_f}{J} & \frac{d}{2J} & \frac{d}{2J} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_f \\ \Delta F_{xf} \\ \Delta F_{xr} \end{pmatrix} \\ &= Ax + Bu \end{aligned} \quad (2.106)$$

avec δ la somme des angles de braquage des roues avant et arrière et ΔF_{xf} (resp. ΔF_{xr}) la différence des forces de traction des roues avant (resp. arrière) créée par le freinage de l'une des roues avant (resp. arrière).

Pour calculer la commande u_{des} , le modèle exprimé avec l'équation (2.106) est réécrit comme suit :

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} -\frac{C_f + C_r}{MV_G} & -\frac{l_f C_f - l_r C_r}{MV_G^2} - 1 \\ -\frac{l_f C_f - l_r C_r}{J} & -\frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{J} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta \\ r \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \bar{u}_\beta \\ \bar{u}_r \end{pmatrix} \\ &= Ax + B_1 u_{des} \end{aligned} \quad (2.107)$$

avec :

$$u_{des} = \begin{pmatrix} \bar{u}_\beta & \bar{u}_r \end{pmatrix}^T \quad (2.108)$$

Une loi de commande LQ est ensuite établie à partir de ce modèle en résolvant des équations algébriques de Riccati. Nous obtenons ainsi la commande u_{des} .

Afin d'assurer une redistribution optimale de la commande u_{des} aux différents actionneurs, un critère de performance J est considéré. Le but est de trouver la commande u qui minimise J avec :

$$J = \frac{1}{2} u^T Q u + c^T u \quad (2.109)$$

avec Q et c des matrices de pondération, et u tel que :

$$\begin{cases} Bu = B_1 u_{des} \\ u_{min} \leq u \leq u_{max} \end{cases} \quad (2.110)$$

Dans le cas où aucune solution n'existe pour ce problème d'optimisation, le critère de performance J est réécrit comme suit :

$$J = \frac{1}{2} u^T Q_u u + c_u^T u + \frac{1}{2} q_\sigma (1 - \sigma_\beta)^2 + \frac{1}{2} q_\sigma (1 - \sigma_r)^2 \quad (2.111)$$

avec Q_u et c_u des matrices de pondération, q_σ un scalaire positif, u , σ_β et σ_r vérifiant les équations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} Bu = MB_1 u_{des}, \text{ avec } M = \begin{bmatrix} \sigma_\beta & 0 \\ 0 & \sigma_r \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} u_{min} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} u \\ \sigma_\beta \\ \sigma_r \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} u_{max} \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} \end{array} \right. \quad (2.112)$$

On peut ensuite exprimer l'erreur d'allocation e de la manière suivante:

$$\begin{aligned} e &= Bu - B_1 u_{des} \\ &= MB_1 u_{des} - B_1 u_{des} \\ &= (M - I) B_1 u_{des} \\ &= \begin{bmatrix} \sigma_\beta - 1 & 0 \\ 0 & \sigma_r - 1 \end{bmatrix} B_1 u_{des} \end{aligned} \quad (2.113)$$

On peut vérifier de l'équation (2.111) que cette erreur e devient nulle lorsque

$$(\sigma_\beta, \sigma_r) = (1, 1) \quad (2.114)$$

Dans ce cas, l'équation (2.112) devient équivalente à l'équation (2.109).

Pour résoudre ce problème de réallocation, la matrice B doit être connue. En cas de défaut d'actionneur, cette matrice devient B_f . Il est alors essentiel d'identifier le défaut après sa détection pour calculer en ligne cette nouvelle matrice, comme dans (Casavola et al., 2008).

Dans l'article (Plumlee et al., 2004), la loi de commande est testée sur un simulateur Matlab/Simulink modélisant le comportement dynamique d'un véhicule

réel. Trois vitesses différentes du véhicule sont considérées dans les simulations : 20m/s (72 km/h), 24,5 m/s (88.2 km/h) et 29 m/s (104,4 km/h). Le module de diagnostic n'est pas élaboré dans cette étude : le modèle du système, modifié après le défaut, est considéré connu et les délais de diagnostic ne sont pas considérés.

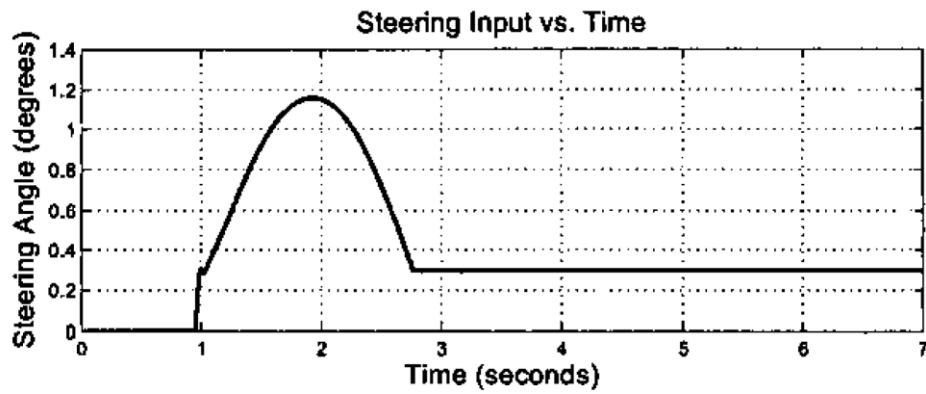


Figure 2.11 : Evolution du braquage des roues avant, courbe extraite de (Plumlee et al., Hodel 2004)

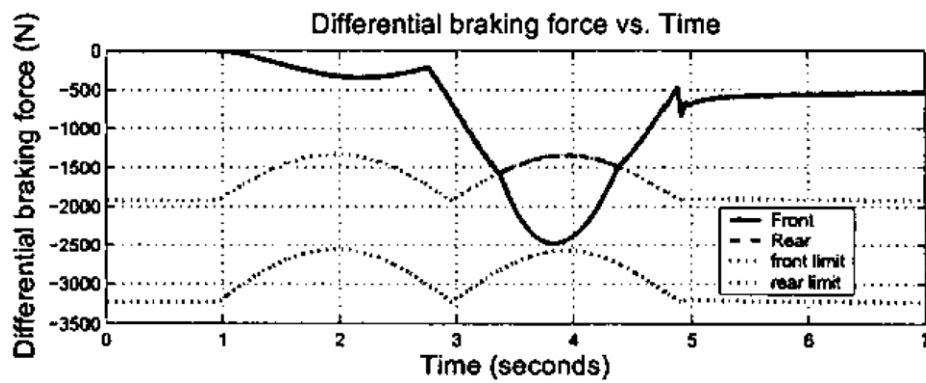


Figure 2.12 : Evolution de la force de freinage différentielle, courbe extraite de (Plumlee et al., Hodel 2004)

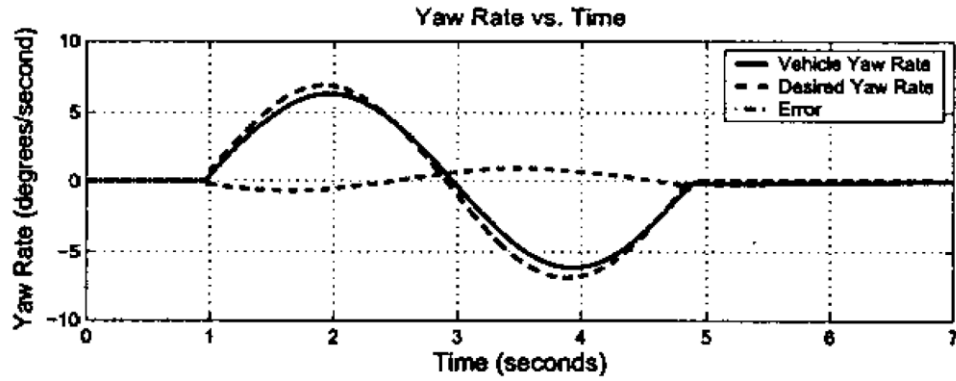


Figure 2.13 : Evolution de l'angle de lacet, courbe extraite de (Plumlee et al., Hodel 2004)

Une panne de l'actionneur de braquage des roues avant survient à $t = 2.75$ s et bloque l'angle de braquage à une valeur constante (voir Figure 2.11). Les figures Figure 2.12 et Figure 2.13 montrent qu'en redistribuant les forces en fonction du défaut (supposé identifié), le suivi de trajectoire du système est assuré.

La commande hybride : Un système hybride (ou à commutations) en temps continu est un système modélisé sous la forme :

$$\dot{x}(t) = f_{\sigma(t)}(t, x(t), u(t)) \quad (2.115)$$

avec $x(t) \in \mathbb{R}^n$ l'état du système, $u(t) \in \mathbb{R}^m$ la commande, $f_{\sigma(t)}(t, x(t), u(t))$ le champs de vecteurs décrivant le régime de fonctionnement du système et $\sigma(t)$ une fonction constante par morceaux, nommée *loi de commutation* définie comme suit :

$$\sigma: \mathbb{R}^+ \rightarrow E = \{1, 2, \dots, N\} \quad (2.116)$$

et qui caractérise le régime actif.

Un seul sous-système est activé à un instant donné. Le choix du sous-système actif peut être lié à un critère temporel, à des régions dans l'espace d'état du système, ou à un paramètre extérieur (Hetel 2007). Les systèmes peuvent être intrinsèquement hybrides lorsqu'ils peuvent fonctionner suivant différents modes de fonctionnement ou peuvent être hybrides par la commande lorsque plusieurs commandes sont disponibles et qu'une commande particulière est sélectionnée en fonction d'un événement interne ou externe (commutation de la commande).

Dans (Yang et al., 2010b), une loi de commutation est déterminée pour assurer le suivi de trajectoire d'un véhicule 2WS4WD. Deux contrôleurs sont élaborés pour assurer le suivi de trajectoire du véhicule en fonctionnement normal et en présence d'un défaut d'actionneur : le premier est un contrôleur LQR et le second est un contrôleur robuste au défaut (voir Figure 2.14).

Le contrôleur LQR, qui n'est pas un contrôleur robuste, est utilisé en fonctionnement normal pour contrôler simultanément le braquage des roues avant et arrière et assurer le suivi de trajectoire du véhicule. Lorsqu'un défaut est détecté, on commute vers une loi de commande robuste. Cette loi de commande, élaborée en utilisant la théorie de Lyapunov, garantit le suivi de trajectoire du système en présence du défaut. Ceci va assurer au module de diagnostic le temps nécessaire pour estimer l'amplitude du défaut. Une fois l'amplitude du défaut estimée, on commute vers une nouvelle loi de commande LQR adaptée au défaut.

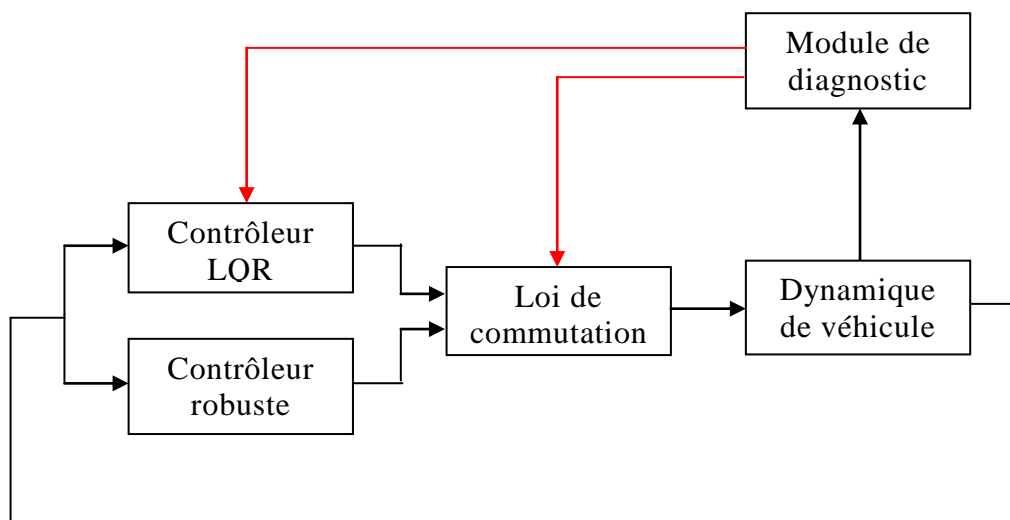


Figure 2.14 : La stratégie de commande, extrait de (Yang et al., 2010b)

Dans l'article (Yang et al., 2010b), cette stratégie est testée en simulation sur un modèle de robuCAR. Le véhicule circule sur une surface homogène à une vitesse constante égale à 5m/s (18km/h).

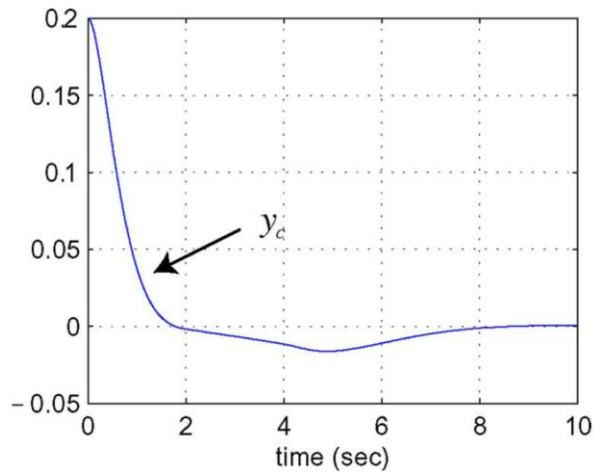


Figure 2.15 : Evolution de la déviation latérale du véhicule, courbe extraite de (Yang et al., 2010b)

Le défaut considéré est une panne totale de l'actionneur de braquage des roues avant ainsi qu'une chute d'efficacité au niveau de l'actionneur de direction des roues arrière qui surviennent à $t=4s$. Lorsque le défaut est détecté et identifié par le module de diagnostic à $t=4s$, la commande robuste est activée. Elle assure le suivi de trajectoire du véhicule sans causer d'oscillations autour de la trajectoire de référence, comme le montre la [Figure 2.15](#). A $t=5s$, on commute vers une commande LQR adaptée au défaut supposé correctement identifié. Les roues avant sont alors bloquées dans la direction longitudinale du véhicule et la direction des roues arrière est seule utilisée pour assurer le suivi de trajectoire du véhicule (voir [Figure 2.16](#)).

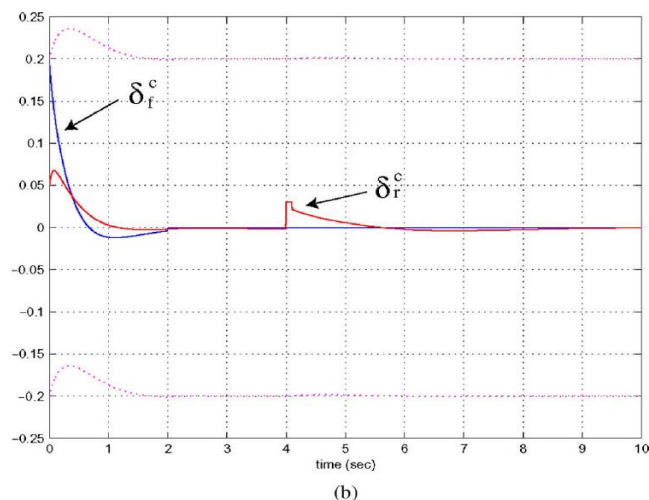


Figure 2.16 : La variation du braquage des roues avant et arrière, courbe extraite de (Yang et al., 2010b)

Comparé au contrôle des roues par freinage, le braquage des roues arrière améliore les performances du véhicule dans différents scénarios. De plus, cette

méthode permet de maintenir une vitesse constante et de réduire l'usure des pneus causée par des freinages répétés et excessifs (Song et al., 2009).

L'application de cette stratégie de commande nécessite de gérer correctement les commutations. En effet, le changement brusque des lois de commande provoque des sollicitations instantanées des actionneurs, ce qui accélère l'usure de ces actionneurs et engendre des changements rapides, saccadés de trajectoires.

2.5 Conclusion

Les méthodes décrites dans la littérature qui appliquent la commande tolérante aux fautes centralisée à un véhicule autonome 2WS4WD utilisent soit la commande du couple de braquage des roues avant et du couple de freinage de l'une des roues (avant ou arrière) du véhicule, soit la commande du couple de braquage des roues avant et arrière.

Les stratégies qui utilisent le braquage des roues avant et arrière pour assurer le suivi de trajectoire du véhicule sont plus avantageuses que celles qui appliquent le freinage de l'un des roues. Ceci a été démontré par (Song et al, 2009) en considérant différents scénarios. De plus, elles permettent de conserver une vitesse constante du véhicule et de réduire l'usure des pneus causée majoritairement par le freinage excessif.

Dans le chapitre suivant, nous élaborons une commande tolérante aux fautes décentralisée pour un véhicule 2WS4WD en utilisant le braquage des roues avant et arrière. La distribution des tâches entre les actionneurs redondants est établie en ligne : en fonctionnement normal, une commande principale contrôle les 4 actionneurs de traction et l'actionneur de direction des roues avant de manière à assurer le suivi de trajectoire du véhicule. Lorsqu'un défaut, qui se manifeste par une déviation de trajectoire du véhicule, est détecté au niveau du système, la commande principale est maintenue. Une commande est activée pour contrôler l'actionneur de braquage des roues arrière (non utilisé en fonctionnement normal), de manière à garantir le suivi de trajectoire du véhicule en compensant l'effet du défaut. La commande de l'actionneur de direction du train arrière permet de tolérer efficacement le défaut.

Chapitre 3

Commande tolérante aux fautes basée sur la génération de références

Sommaire

3.1	Introduction	69
3.2	Systèmes suractionnés.....	70
3.3	Commande tolérante aux fautes active pour un système suractionné basée sur la génération de références	72
3.4	Application de la commande tolérante aux fautes active basée sur la génération de références à un véhicule autonome suractionné 2WS4WD.....	75
3.4.1	Modèle du véhicule 2WS4WD.....	76
3.4.2	Détection du comportement défaillant.....	80
3.4.3	Synthèse de la loi de commande tolérante aux fautes	85
3.4.3.1	Conception de la boucle externe – génération de la référence locale.....	85
3.4.3.2	Conception de la boucle interne – suivi de la référence locale.....	92
3.5	Résultats de simulation	100
3.6	Conclusion.....	105

3.1 Introduction

Dans le [Chapitre 1](#), nous avons présenté quelques approches classiques utilisées pour tolérer les défauts en indiquant les limites de chacune d'entre elles. Ces limites justifient la nécessité de concevoir une approche de commande tolérante aux fautes active qui garantit les performances requises du système global rapidement après l'apparition du défaut pour permettre d'effectuer, par la suite, un diagnostic précis en toute sécurité.

Les stratégies de commande tolérante aux fautes active nécessitent de localiser, voire identifier le défaut pour appliquer la reconfiguration ou l'accommodation au système défaillant. Ce diagnostic précis nécessite du temps ce qui engendre un retard pour l'application de la commande tolérante qui peut ne pas être négligeable (Mariton, 1989). Il en résulte que le système perd non seulement ses performances nominales, mais aussi éventuellement sa stabilité, avant que le système de commande ne soit reconfiguré. Il est alors essentiel de réagir le plus rapidement possible après l'apparition du défaut. Ceci justifie le besoin d'une loi de commande tolérante aux fautes qui assure le suivi de trajectoire du système global dès que le comportement défaillant est détecté et sans que le défaut soit localisé précisément. Par ailleurs, de nombreuses techniques de commandes tolérantes aux fautes modifient les paramètres de la loi de commande, c'est à dire modifie le réglage initial du/des régulateur/s. Ceci ne peut être admis pour des systèmes nécessitant un haut niveau de sécurité et pour lesquels des régulateurs spécifiques sont réglés initialement (on parle de réglage certifié) pour assurer un fonctionnement correct.

Nous présentons dans ce chapitre une approche qui permet de tolérer les défauts actionneurs et qui tente de répondre au cahier de charges présenté ci-dessus pour des systèmes suractionnés.

3.2 Systèmes suractionnés

Définition 3.1. Un système est suractionné si le nombre d'actionneurs disponibles est supérieur au nombre minimum d'actionneurs requis pour accomplir une mission.

Définition 3.2. L'indice de suractionnement pour une mission donnée est le nombre d'actionneurs potentiellement utilisables mais non nécessaires pour exécuter la mission.

La définition des systèmes suractionnés que nous adoptons ajoute aux définitions classiques, comme dans (Levine 2010) et (Vermillon 2009), la notion de mission pour le système. Le degré de suractionnement dépend de cette mission. Par exemple, suivant la mission et les conditions d'utilisation, un véhicule 2WS4WD peut être considéré comme un système suractionné ou non. Dans des conditions normales d'adhérence et pour un objectif de suivi de trajectoire standard, seul un actionneur de direction et un actionneur de traction sont nécessaires (ceci correspond aux véhicules classiques, traction avant ou arrière avec un train avant directionnel). Le véhicule 2WS4WD est donc dans ces conditions suractionné, avec un indice de suractionnement égal à 4. Par contre, dans des conditions d'adhérence faible, et/ou de suivi de trajectoire délicat (virages très serrés et successifs), il est nécessaire d'utiliser des actionneurs supplémentaires pour continuer à maintenir les performances du véhicule. L'indice de suractionnement diminue et peut devenir nul lorsque tous les actionneurs doivent être obligatoirement utilisés.

Une définition équivalente du suractionnement est donnée dans (Michellod 2009), qui considère qu'un système est suractionné si on a une infinité de lois de commande pour accomplir une mission donnée. On trouve de même des travaux, en particulier en robotique, pour lesquels un système est suractionné si le nombre de ses actionneurs est supérieur à ses degrés de liberté, comme dans (Oppenheimer et al., 2006) et (Vissers 2005). Une définition mathématique est donnée dans (Härkegård et al, 2005) pour des systèmes suractionnés représentés sous la forme d'état suivante :

$$\dot{x} = f(x) + B_u(x)u \quad (3.1)$$

avec $f(x) \in \mathbb{R}^n$, $x(t) \in \mathbb{R}^n$ l'état du système, $u(t) \in \mathbb{R}^m$ le signal de commande et $B_u(x) \in \mathbb{R}^{n \times m}$. Le système est suractionné si $B_u(x)$ n'est pas de rang plein, c.à.d. $\text{rang}(B_u(x)) = k < m$. Ceci permet de factoriser la matrice $B_u(x)$ comme suit :

$$B_u(x) = B_v(x)B(x) \quad (3.2)$$

où les matrices $B_v(x) \in \mathbb{R}^{n \times k}$ et $B(x) \in \mathbb{R}^{k \times m}$ sont de rang k .

En introduisant (3.2) dans (3.1), nous pouvons écrire :

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x) + B_v(x)v \\ v &= B(x)u \end{aligned} \quad (3.3)$$

où $v(t) \in \mathbb{R}^k$ représente l'effort total produit par les actionneurs. Ceci implique que pour un système suractionné, une infinité de lois de commande u peuvent mener à un même effort total v . Comme v est calculé de manière à accomplir une mission donnée, on retrouve alors la définition des systèmes suractionnés donnée par (Michellod 2009).

Nous présentons dans la partie suivante la conception d'une loi de commande tolérante aux fautes active. Cette loi de commande est basée sur la génération dynamique de références et consiste à redistribuer les tâches entre les différents actionneurs dans un système suractionné dès la détection d'un défaut. Elle ne nécessite pas de modifier les lois de commande élaborées hors ligne : Dès l'apparition d'un comportement défaillant du système, de nouvelles références locales (références pour chaque actionneur) sont calculées afin de compenser l'effet du défaut. Les régulateurs, réglés de manière à suivre les objectifs locaux, ne sont pas modifiés. Une présentation générale de cette approche est faite dans la section 3.3 puis appliquée dans la section 3.4.

Cette approche est ensuite appliquée sur un véhicule autonome 2WS4WD en utilisant une co-simulation entre les logiciels CarSim et Matlab/Simulink.

3.3 Commande tolérante aux fautes active pour un système suractionné basée sur la génération de références

Dans notre étude, nous considérons le cas d'un système suractionné ayant m actionneurs et p variables d'état contrôlées, avec $m > p$. Le problème de commande d'un système suractionné dépend de quatre entités : un objectif global O , un ensemble de références locales o , une classe de commande U et un ensemble de contraintes C . Les contraintes du système sont exprimées en utilisant la structure globale du système S et un ensemble de paramètres θ . Avant la détection du défaut, le système suractionné est contrôlé par un contrôleur principal en utilisant k actionneurs, avec $p \leq k < m$. L'indice de suractionnement est donc $m-k$.

Lorsque l'objectif global du système O n'est plus atteint, un défaut est signalé par le module de diagnostic. Le contrôleur initial est maintenu et continue à assurer le contrôle des k actionneurs actifs. La défaillance peut être compensée en contrôlant les $(m-k)$ actionneurs redondants supposés non défectueux, puisqu'ils sont non utilisés initialement. Ce contrôleur, qui agit sur les actionneurs redondants, peut être qualifié de contrôleur tolérant aux fautes même s'il n'agit pas sur des éléments en défauts. En effet, il permet d'assurer la mission globale (objectif O) du système en présence de défauts actionneurs.

Ce contrôleur tolérant aux fautes est constitué de deux contrôleurs implantés dans deux boucles interconnectées : une boucle externe et une boucle interne.

- **Boucle externe**

Dans la boucle externe, nous cherchons à résoudre le problème décrit par le triplet $\langle O, C_e(S, \theta), o^a \rangle$. Ceci consiste à trouver dans \mathbb{R} un ensemble d'objectifs locaux o^a , liés aux nouveaux actionneurs activés après la détection du défaut, permettant d'atteindre l'objectif global O tout en respectant les relations de contrainte C_e , avec $C_e \subset C \setminus C_d$, C étant les relations de contrainte qui correspondent au modèle dynamique du système global et C_d les relations de

contrainte liées à la dynamique des actionneurs. On considère donc dans cette étape que les actionneurs activés répondent instantanément et d'une manière exacte.

- **Boucle interne**

Connaissant o^a , calculé dans la boucle précédemment décrite (boucle externe), nous cherchons dans la boucle interne à résoudre le problème de commande décrit par le triplet $\langle o^a, C_d^a(S, \theta), U \rangle$. Le but est de trouver dans U (ensemble des commandes admissibles) une loi de commande permettant d'atteindre l'ensemble des objectifs locaux o^a tout en respectant les contraintes C_d^a de la dynamique des actionneurs sains qui sont activés après la détection du défaut, avec $C_d^a \subset C_d$.

Nous appliquons par la suite cette stratégie sur un modèle de système suractionné à commande décentralisée. Le choix d'une commande décentralisée est justifié par le fait que cette dernière, à la différence de la commande centralisée, donne la possibilité de modifier les lois de commandes locales des sous-systèmes sans avoir besoin de recalculer la loi de commande globale (Vermillon, 2009). Les objectifs locaux des actionneurs initiaux, générés en fonctionnement normal et défaillant sont représentés par o_i , avec $i \in \{1, 2, \dots, k\}$, et les objectifs locaux des actionneurs utilisés uniquement après la détection d'un défaut sont représentés par o_j^a , avec $j \in \{1, 2, \dots, m-k\}$ (cf. Figure 3.1). Les lois de commande Co_i établies hors ligne, avec $i \in \{1, 2, \dots, k\}$, sont seules utilisées initialement pour contrôler les k actionneurs et assurer le suivi de ces références.

Pour ce système suractionné à commande décentralisée, un module de diagnostic est intégré. Ce dernier détecte un fonctionnement défaillant lorsque le système s'écarte de l'objectif global fixé. L'origine de cet écart est le non suivi de certains objectifs locaux fixés. Une fois qu'un défaut est détecté, les $(m-k)$ actionneurs non utilisés en fonctionnement normal sont activés.

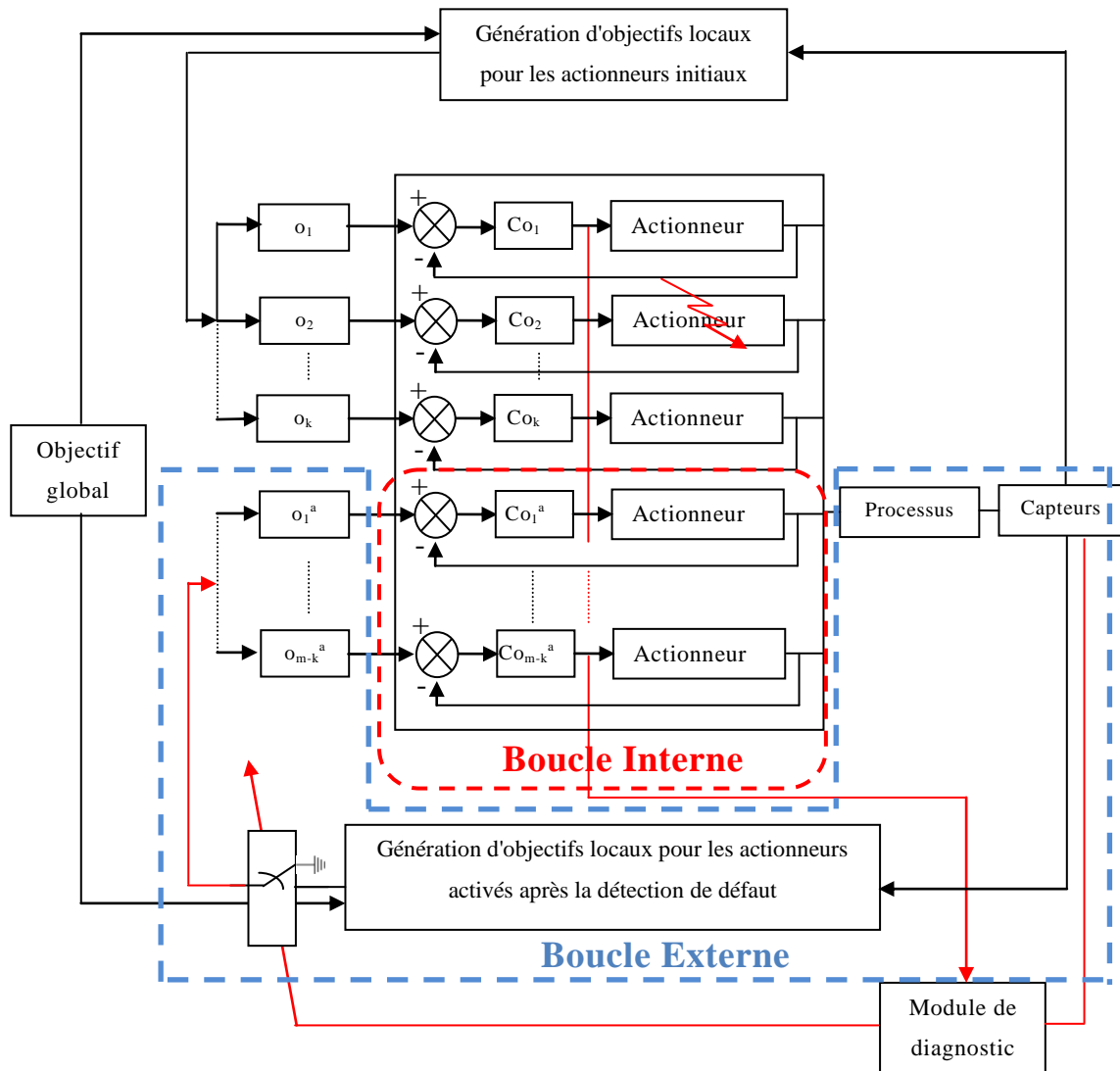


Figure 3.1 : Structure générale de la commande tolérante aux fautes (FTC) active basée sur la génération de références pour un système suractionné

Des objectifs locaux (ou références locales) o_j^a , avec $j \in \{1, 2, \dots, m-k\}$, liés à ces actionneurs sont alors calculés dans une boucle externe de manière à ce que l'objectif global du système soit préservé malgré le non suivi des références locales o_i (avec $i \in \{1, 2, \dots, k\}$). Les lois de commande des nouveaux sous-systèmes utilisés permettent d'assurer le suivi de l'ensemble de ces références locales (boucle interne).

3.4 Application de la commande tolérante aux fautes active basée sur la génération de références à un véhicule autonome suractionné 2WS4WD

Dans cette partie, nous appliquons l’approche de commande tolérante aux fautes, présentée dans la section précédente, à un véhicule autonome suractionné 2WS4WD. Cinq actionneurs sont initialement utilisés pour atteindre l’objectif global du système O , qui est le suivi de trajectoire du véhicule à une vitesse et une accélération données : quatre actionneurs de traction (au niveau des quatre roues) et un actionneur de direction (au niveau du train avant). Lorsqu’une déviation de trajectoire du véhicule est détectée, la direction des roues arrière du véhicule est utilisée afin de maintenir le suivi de trajectoire. L’objectif local δ_{wrdes} , qui est l’angle de direction désiré des roues arrière, est calculé dans une boucle externe de manière à ce que l’objectif global (suivi de trajectoire) du système soit préservé. La commande u_r de l’actionneur de direction des roues du train arrière est ensuite calculée dans une boucle interne pour assurer le suivi de l’objectif local δ_{wrdes} (voir Figure 3.2). La sécurité du véhicule est alors garantie en présence du défaut sans qu’on ait besoin ni de modifier les lois de commandes, ni de localiser précisément le défaut.

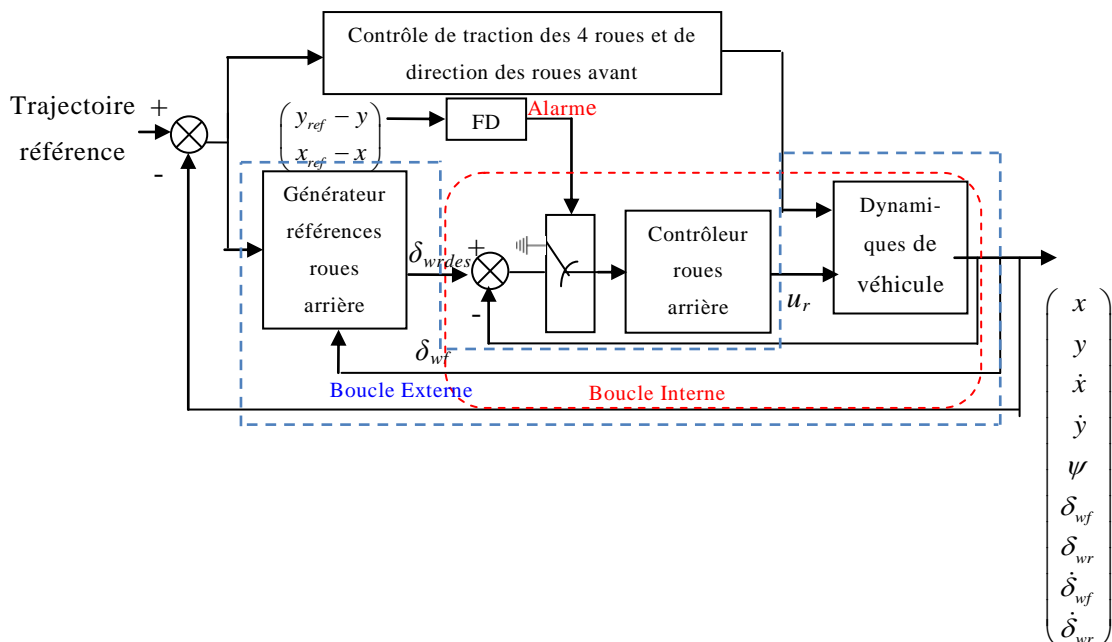


Figure 3.2 : Stratégie de FTC basée sur la génération dynamique de références

Cette section s'organise comme suit : dans un premier temps, nous rappelons le modèle de véhicule utilisé pour l'élaboration de la loi de commande. Dans un deuxième temps, nous présentons l'algorithme de diagnostic (FD) utilisé pour détecter rapidement un comportement défaillant correspondant à un défaut d'actionneur. Puis, nous présentons la synthèse de la loi de commande tolérante aux fautes calculée à partir de deux boucles de commande interconnectées : une boucle externe et une boucle interne. Finalement, nous présentons des résultats de simulation en utilisant les logiciels CarSim (pour simuler la dynamique du véhicule) et Matlab/Simulink (pour implanter les lois de commande).

3.4.1 Modèle du véhicule 2WS4WD

Le modèle de véhicule utilisé pour élaborer la loi de commande est basé sur celui présenté dans [Chapitre 2](#) du mémoire. C'est un modèle non linéaire établi dans le repère fixe $\mathcal{R}(O_{x_0, y_0, z_0}, x_0, y_0, z_0)$ lié au sol.

Le modèle non linéaire établi dans [Chapitre 2](#) est le suivant :

$$\dot{X} = f(X) + g(U) \quad (3.4)$$

$$Y = CX \quad (3.5)$$

avec :

$$X = \begin{bmatrix} x & y & \dot{x} & \dot{y} & \psi & \delta_{wf} & \delta_{wr} & \dot{\delta}_{wf} & \dot{\delta}_{wr} \end{bmatrix}^T \quad (3.6)$$

$$U = \begin{bmatrix} u_f & u_r \end{bmatrix}^T \quad (3.7)$$

$$C = I \quad (3.8)$$

$$f(X) = \begin{pmatrix} \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cos(\psi) \\ \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \sin(\psi) \\ \left[\sqrt{\frac{(F_{X1} + F_{X2} + F_{X3} + F_{X4} + F_c)^2}{M} + \frac{(F_{Y1} + F_{Y2} + F_{Y3} + F_{Y4} + F_c)^2}{M}} \right] \cos(\psi) \\ -(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \sin(\psi) \frac{(\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \\ \left[\sqrt{\frac{(F_{X1} + F_{X2} + F_{X3} + F_{X4} + F_c)^2}{M} + \frac{(F_{Y1} + F_{Y2} + F_{Y3} + F_{Y4} + F_c)^2}{M}} \right] \sin(\psi) \\ +(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \cos(\psi) \frac{(\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \\ \frac{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} (\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \\ \dot{\delta}_{wf} \\ \dot{\delta}_{wr} \\ \frac{-B_f \dot{\delta}_{wf} + M_{Tf}}{J_f} \\ \frac{-B_r \dot{\delta}_{wr} + M_{Tr}}{J_r} \end{pmatrix} \quad (3.9)$$

$$g(U) = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{u_f}{J_f} & \frac{u_r}{J_r} \end{pmatrix}^T \quad (3.10)$$

$$M_{Tf} = M_{bf} + M_{ATf} + M_{SAf} + M_{vf} + M_{Lf} \quad (3.11)$$

$$M_{Tr} = M_{br} + M_{ATr} + M_{SAr} + M_{vr} + M_{Lr} \quad (3.12)$$

Toutes les variables d'état sont accessibles : les positions, les vitesses longitudinales et latérales du véhicule sont obtenues à partir des données GPS, l'angle de lacet est fourni par la centrale inertielle, la position et la vitesse de braquage des roues avant et arrière sont obtenues grâce à des codeurs absolus (voir section 2.2).

Pour des variations faibles de la vitesse V_G en fonction du temps (Rajamani et al., 2003), les accélérations longitudinales et latérales du véhicule, exprimées dans l'équation (3.4), peuvent être approximées comme suit :

$$\ddot{x} = \frac{d(V_G \cos(\psi))}{dt} = -V_G \sin(\psi)\dot{\psi} \quad (3.13)$$

$$\ddot{y} = \frac{d(V_G \sin(\psi))}{dt} = V_G \cos(\psi)\dot{\psi} \quad (3.14)$$

En introduisant les équations (3.13) et (3.14) dans (3.9), on obtient :

$$f(X) = \begin{pmatrix} \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cos(\psi) \\ \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \sin(\psi) \\ -(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \sin(\psi) \frac{(\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \\ (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \cos(\psi) \frac{(\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \\ \frac{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} (\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \\ \dot{\delta}_{wf} \\ \dot{\delta}_{wr} \\ \frac{-B_f \dot{\delta}_{wf} + M_{Tf}}{J_f} \\ \frac{-B_r \dot{\delta}_{wr} + M_{Tr}}{J_r} \end{pmatrix} \quad (3.15)$$

Notre objectif est d'assurer le contrôle du mouvement latéral du véhicule. Nous réécrivons alors les équations du système en séparant les dynamiques du mouvement longitudinal, latéral et de lacet, ainsi que les dynamiques de braquage des roues avant et arrière, comme suit :

$$\dot{X}_1 = f_1(X_1, X_2, X_3, X_4, X_5) \quad (3.16)$$

$$\dot{X}_2 = f_2(X_1, X_2, X_3, X_4, X_5) \quad (3.17)$$

$$\dot{X}_3 = f_3(X_1, X_2, X_4, X_5) \quad (3.18)$$

$$\dot{X}_4 = f_4(X_4, u_f) \quad (3.19)$$

$$\dot{X}_5 = f_5(X_5, u_r) \quad (3.20)$$

avec

$$\begin{aligned} X_1 &= (y \quad \dot{y})^T, \quad X_2 = (x \quad \dot{x})^T, \quad X_3 = (\psi) \\ X_4 &= (\delta_{wf} \quad \dot{\delta}_{wf})^T, \quad X_5 = (\delta_{wr} \quad \dot{\delta}_{wr})^T \end{aligned} \quad (3.21)$$

$$f_1(X_1, X_2, X_3, X_4, X_5) = \begin{pmatrix} \sqrt{(N_1 X_1)^2 + (N_1 X_2)^2} \sin(X_3) \\ ((N_1 X_1)^2 + (N_1 X_2)^2) \cos(X_3) \frac{(\tan(N_2 X_4) + \tan(N_2 X_5))}{L} \end{pmatrix} \quad (3.22)$$

$$f_2(X_1, X_2, X_3, X_4, X_5) = \begin{pmatrix} \sqrt{(N_1 X_1)^2 + (N_1 X_2)^2} \cos(X_3) \\ -((N_1 X_1)^2 + (N_1 X_2)^2) \sin(X_3) \frac{(\tan(N_2 X_4) + \tan(N_2 X_5))}{L} \end{pmatrix} \quad (3.23)$$

$$f_3(X_1, X_2, X_4, X_5) = \left(\frac{\sqrt{(N_1 X_1)^2 + (N_1 X_2)^2} (\tan(N_2 X_4) + \tan(N_2 X_5))}{L} \right) \quad (3.24)$$

$$f_4(X_4, U_f) = \begin{pmatrix} N_1 X_4 & \frac{-B_f N_1 X_4 + M_{Tf} + u_f}{J_f} \end{pmatrix}^T \quad (3.25)$$

$$f_5(X_5, U_r) = \begin{pmatrix} N_1 X_5 & \frac{-N_1 X_5 + M_{Tr} + u_r}{J_r} \end{pmatrix}^T \quad (3.26)$$

Les matrices N_1 et N_2 sont les suivantes :

$$N_1 = \begin{pmatrix} 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3.27)$$

$$N_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 \end{pmatrix} \quad (3.28)$$

Les équations du mouvement latéral et de lacet du véhicule, exprimées avec (3.16) et (3.18), sont utilisées dans la section 3.4.3.1 pour calculer l'angle de braquage désiré des roues arrière δ_{wrdes} . Ce calcul est effectué dans la boucle externe. La référence calculée doit assurer, si elle est suivie, le suivi de trajectoire du véhicule en présence d'un défaut d'actionneur.

Les équations de la dynamique de braquage des roues arrière, exprimées par (3.20), sont utilisées dans la section 3.4.3.2 pour calculer la commande u_r , qui est le couple de braquage des roues arrière, nécessaire pour le suivi de la référence δ_{wrdes} . Ce calcul est effectué dans la boucle interne.

3.4.2 Détection du comportement défaillant

Comme nous le verrons dans le Chapitre 4 pour le véhicule autonome 2WS4WD, la localisation précise d'un défaut d'actionneur à l'aide de résidus structurés, nécessite l'estimation précise du paramètre d'interface roue/chaussée présent dans le modèle dynamique des actionneurs du système.

L'estimation de ce paramètre n'est pas une chose aisée, surtout en présence d'un défaut actionneur inconnu. Nous proposerons dans le Chapitre 4, une méthode de détermination de ce paramètre qui sera utilisée lorsque le suivi de trajectoire sera réalisé grâce à une commande tolérante aux fautes. Une fois le paramètre identifié, les résidus structurés pourront être calculés pour localiser l'actionneur en défaut, et par la suite reconfigurer la loi de commande en désactivant cet actionneur (voir Chapitre 4).

On effectue donc dans un premier temps une surveillance globale qui garantit l'activation de la commande tolérante aux fautes avant que le véhicule ne s'éloigne trop de la trajectoire référence. Afin de détecter rapidement un défaut au niveau de l'un des 5 actionneurs du système, nous considérons alors comme indicateur de défaut la différence entre la trajectoire du véhicule et la trajectoire consigne (trajectoire souhaitée). En effet, tout défaut d'actionneur de traction ou de direction a un impact sur la trajectoire du véhicule. Ceci peut être déduit de l'équation suivante issue du modèle dynamique du système (présenté dans le Chapitre 1) :

$$\begin{aligned}
\ddot{\psi} = & \frac{l_f}{J} (F_{x1} \sin(\delta_{wf}) + F_{y1} \cos(\delta_{wf}) + F_{x2} \sin(\delta_{wf}) + F_{y2} \cos(\delta_{wf})) \\
& - \frac{l_r}{J} (F_{x3} \sin(\delta_{wr}) + F_{y3} \cos(\delta_{wr}) + F_{x4} \sin(\delta_{wr}) + F_{y4} \cos(\delta_{wr})) \\
& - \frac{d}{J} (F_{x1} \cos(\delta_{wf}) + F_{y1} \sin(\delta_{wf}) + F_{x2} \cos(\delta_{wf}) + F_{y2} \sin(\delta_{wf})) \\
& + \frac{d}{J} (F_{x3} \cos(\delta_{wr}) + F_{y3} \sin(\delta_{wr}) + F_{x4} \cos(\delta_{wr}) + F_{y4} \sin(\delta_{wr}))
\end{aligned} \tag{3.29}$$

Les forces longitudinales et latérales (resp. F_{xi} et F_{yi}) au niveau des roues i du véhicule, avec $i \in \{1, 2, 3, 4\}$, sont liées à l'accélération de lacet $\ddot{\psi}$. Or, une liaison existe, d'une part, entre les forces longitudinales et les couples de traction, et de l'autre, entre les forces latérales et les couples de direction (voir [Annexe](#)). Toute variation au niveau des couples de traction (resp. direction) induit une variation au niveau des forces longitudinales (resp. latérales) et par la suite une variation de $\ddot{\psi}$.

Or, dans la section précédente on a montré la relation :

$$\ddot{y} = V_G \cos(\psi) \ddot{\psi} \tag{3.30}$$

Toute variation de $\ddot{\psi}$ induit une variation de l'angle de lacet ψ et par la suite la variation de la position latérale du véhicule. Ainsi, un défaut au niveau de l'un des actionneurs de traction ou de direction modifie $\ddot{\psi}$ et affecte alors la trajectoire du véhicule.

Nous choisissons donc comme résidu :

$$r_1 = \tilde{y}(t) = y(t) - y_{ref}(t) \tag{3.31}$$

Ce résidu est ensuite comparé à un seuil dynamique qui est fonction de la vitesse et de l'orientation du véhicule. Le choix de ce seuil dynamique est justifié par le fait que la vitesse et l'orientation du véhicule ont un impact important sur sa stabilité (Kiencke et al., 2000). Une augmentation de la vitesse entraîne une augmentation des angles de glissement au niveau des roues, ce qui rend

le véhicule plus difficile à contrôler. De même, une erreur de direction du véhicule plus importante exige plus de temps pour rétablir la trajectoire consigne.

Pour obtenir le seuil dynamique, nous allons retrancher la valeur de la position latérale du véhicule prédite à l'instant $t + \Delta T$ à la valeur d'un seuil maximal statique choisi, qui est fonction de la largeur de la route. ΔT est choisi en fonction du temps de réponse du système de braquage des roues arrière du véhicule, puisque l'on souhaite réagir avant que le véhicule ne sorte de la route.

Nous définissons tout d'abord un seuil maximal fixe S_{\max} qui est fonction de la largeur de la route considérée. Nous prenons comme hypothèse que l'accélération de l'erreur de position latérale du véhicule est constante sur un intervalle de temps ΔT . Cette hypothèse est réaliste puisque l'intervalle de temps ΔT est court en pratique.

Commençons par exprimer la prédiction de l'erreur latérale $\tilde{y}(t)$ pour $t = t_0 + \Delta T$ comme suit:

$$\begin{aligned}\tilde{y}(t_0 + \Delta T) &= \int_0^{t_0 + \Delta T} \frac{d\tilde{y}(t)}{dt} dt \\ &= \int_0^{t_0} \frac{d\tilde{y}(t)}{dt} dt + \int_{t_0}^{t_0 + \Delta T} \frac{d\tilde{y}(t)}{dt} dt \\ &= (\tilde{y}(t_0) - \tilde{y}(0)) + (\tilde{y}(t_0 + \Delta T) - \tilde{y}(t_0))\end{aligned}\quad (3.32)$$

En posant:

$$\Delta\tilde{y}(t_0) = \tilde{y}(t_0 + \Delta T) - \tilde{y}(t_0) \quad (3.33)$$

et en considérant l'erreur latérale nulle pour $t = 0$, l'équation (3.32) devient :

$$\tilde{y}(t_0 + \Delta T) = \tilde{y}(t_0) + \Delta\tilde{y}(t_0) \quad (3.34)$$

Par ailleurs, on a :

$$\Delta\tilde{y}(t_0) = \int_{t_0}^{t_0 + \Delta T} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta T} \frac{d^2\tilde{y}(t)}{dt^2} dt^2 \quad (3.35)$$

L'accélération de l'erreur latérale $\frac{d^2\Delta\tilde{y}(t)}{dt^2}$ est supposée constante sur une durée ΔT , avec $t \in [t_0, t_0 + \Delta T]$:

$$\left. \frac{d^2\Delta\tilde{y}(t)}{dt^2} \right|_{t=t_0} = \alpha \quad (3.36)$$

avec $\alpha \in \mathbb{R}$.

Nous avons donc

$$\Delta\tilde{y}(t_0) = \int_{t_0}^{t_0+\Delta T} \int_{t_0}^{t_0+\Delta T} \frac{d^2\tilde{y}(t)}{dt^2} dt^2 = \int_{t_0}^{t_0+\Delta T} \int_{t_0}^{t_0+\Delta T} \alpha dt^2 = \frac{\alpha\Delta T^2}{2} \quad (3.37)$$

Ce qui donne

$$\tilde{y}(t_0 + \Delta T) = \tilde{y}(t_0) + \frac{\alpha\Delta T^2}{2} \quad (3.38)$$

Nous cherchons à exprimer l'équation (3.38) en fonction de la vitesse du véhicule et de son orientation. Pour ceci, nous exprimons tout d'abord la déviation de la vitesse latérale du véhicule par rapport à la vitesse latérale référence :

$$\frac{d\tilde{y}(t)}{dt} = V_G \sin(\psi(t)) - \dot{y}_{ref}(t) \quad (3.39)$$

avec $\dot{y}_{ref}(t)$ la vitesse latérale référence.

De l'équation (3.36), nous pouvons exprimer l'erreur d'accélération latérale :

$$\frac{d^2\tilde{y}(t)}{dt^2} = V_G \frac{d \sin(\psi)}{dt} - \frac{d\dot{y}_{ref}}{dt} = \dot{\psi}(t)V_G \cos(\psi(t)) - \ddot{y}_{ref}(t) \quad (3.40)$$

V_G étant considéré constant.

D'après l'équation (3.18), la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ peut être exprimée par :

$$\dot{\psi} = \frac{V_G (\tan(\delta_{wf}(t)) + \tan(\delta_{wr}(t)))}{L} \quad (3.41)$$

En substituant le résultat de l'équation (3.41) dans l'équation (3.40), on obtient:

$$\frac{d^2 \tilde{y}(t)}{dt^2} = \frac{V_G^2 (\tan(\delta_{wf}(t)) + \tan(\delta_{wr}(t)))}{L} \cos(\psi(t)) - \ddot{y}_{ref}(t) \quad (3.42)$$

Nous pouvons remarquer de l'équation (3.42) que l'erreur d'accélération latérale dépend explicitement de la vitesse du véhicule V_G et de son orientation ψ .

Comme $\left. \frac{d^2 \Delta \tilde{y}(t)}{dt^2} \right|_{t=t_0} = \alpha$, de l'équation (3.42) nous pouvons exprimer la valeur de

α pour $t \in [t_0, t_0 + \Delta T]$ comme suit:

$$\alpha = \frac{V_G^2 (\tan(\delta_{wf}(t_0)) + \tan(\delta_{wr}(t_0)))}{L} \cos(\psi(t_0)) - \ddot{y}_{ref}(t_0) \quad (3.43)$$

En substituant le résultat de l'équation (3.43) dans (3.38), nous obtenons:

$$\tilde{y}(t_0 + \Delta T) = \tilde{y}(t_0) + \frac{\Delta T^2}{2} \left(\frac{V_G^2 (\tan(\delta_{wf}(t_0)) + \tan(\delta_{wr}(t_0)))}{L} \cos(\psi) - \ddot{y}_{ref}(t_0) \right) \quad (3.44)$$

Une déviation latérale est détectée lorsque :

$$|\tilde{y}(t_0 + \Delta T)| \geq S_{\max} \quad (3.45)$$

A partir de (3.44) et (3.45) on obtient:

$$\left| \tilde{y}(t_0) + \frac{\Delta T^2}{2} \left(\frac{V_G^2 (\tan(\delta_{wf}(t_0)) + \tan(\delta_{wr}(t_0)))}{L} \cos(\psi(t_0)) - \ddot{y}_{ref}(t_0) \right) \right| \geq S_{\max} \quad (3.46)$$

Ainsi, nous obtenons la condition de détection de déviation de trajectoire à $t = t_0$ en fonction d'une prédiction de dépassement du seuil max S_{\max} à $t = t_0 + \Delta T$:

$$|\tilde{y}(t_0)| \geq S_a(t_0) \quad (3.47)$$

avec

$$S_a(t_0) = S_{\max} - \left| \frac{\Delta T^2}{2} \left(\frac{V_G^2 (\tan(\delta_{wf}(t_0)) + \tan(\delta_{wr}(t_0)))}{L} \cos(\psi(t_0)) - \ddot{y}_{ref}(t_0) \right) \right| \quad (3.48)$$

Dès que le résidu $\tilde{y}(t_0)$ dépasse le seuil $S_a(t_0)$, la commande tolérante aux fautes basée sur la génération dynamique de références est déclenchée.

3.4.3 Synthèse de la loi de commande tolérante aux fautes

Nous considérons dans notre étude que, dans le cas de fonctionnement normal, la direction des roues avant est seule contrôlée pour assurer le suivi de trajectoire du véhicule. Une fois une défaillance détectée, la direction des roues arrière est contrôlée de manière à garantir le suivi de trajectoire du véhicule en présence de la défaillance. Le système de direction des roues arrière est supposé non défaillant.

Notre but est de calculer dans une boucle externe l'objectif local δ_{wrdes} (angle de braquage désiré des roues arrière) qui, si suivi, assurera les performances souhaitées du système, à savoir le suivi de trajectoire comme dans (Haddad et al., 2012). Une fois que la référence de braquage désirée des roues arrière δ_{wrdes} est obtenue, la commande u_r est calculée dans la boucle interne de manière à assurer le suivi de cet objectif local. Le suivi de trajectoire du système global sera ainsi garanti en présence de la défaillance, comme montré dans (Haddad et al., 2014).

3.4.3.1 Conception de la boucle externe – génération de la référence locale

La boucle externe a pour objectif de calculer l'angle de braquage désiré des roues arrière δ_{wrdes} . Ce calcul nécessite deux étapes (C. Chen 1996) : la première étape consiste à déterminer la vitesse de lacet désirée $\dot{\psi}_{des}$, et la deuxième à calculer l'angle de braquage désiré δ_{wrdes} nécessaire pour obtenir

$\dot{\psi}_{des}$.

Nous établissons dans ce qui suit, en appliquant la théorie de Lyapunov, la condition que doit satisfaire ψ_{des} pour respecter le cahier des charges. Avant de présenter les démarches de calcul, nous présentons tout d'abord quelques définitions (Khalil, 2002) :

Définition 3.3. Un point d'équilibre $x = x_e$ est dit stable si pour tout $\varepsilon > 0$, il existe un $\eta(\varepsilon) > 0$ tel que :

$$\|x(0) - x_e\| < \eta \Rightarrow \|x(t) - x_e\| < \varepsilon, \quad \forall t \geq 0 \quad (3.49)$$

Définition 3.4. Un point d'équilibre $x = x_e$ est dit asymptotiquement stable s'il est stable et s'il existe un $r > 0$ tel que :

$$\|x(0) - x_e\| < r \Rightarrow \lim_{t \rightarrow \infty} x(t) = x_e \quad (3.50)$$

Définition 3.5. Un point d'équilibre $x = x_e$ est dit globalement asymptotiquement stable s'il est asymptotiquement stable pour toute valeur initiale, autrement dit

$$\lim_{t \rightarrow \infty} x(t) = x_e, \quad \forall x(0) \quad (3.51)$$

Définition 3.6. Une fonction scalaire $V(x)$ est définie positive si $V(0) = 0$ et $V(x) > 0, x \neq 0$.

Théorème 3.1. ((Khalil, 2002) page 124) Considérons un système autonome représenté par $\dot{x} = f(x)$ et $x = 0$ son point d'équilibre. Soit $V(x)$ une fonction continue et dérivable tel que :

$$V(0) = 0 \text{ et } V(x) > 0, \quad \forall x \neq 0$$

$$\|x\| \rightarrow \infty \Rightarrow V(x) \rightarrow \infty$$

Si :

$$\frac{dV(x)}{dt} < 0, \quad x \neq 0 \quad (3.52)$$

alors $V(x)$ est une fonction de Lyapunov et le point $x=0$ est un point d'équilibre globalement asymptotiquement stable.

Pour trouver la vitesse de lacet désirée $\dot{\psi}_{des}$ qui assure la convergence asymptotique globale au point d'équilibre $(y, \dot{y}) = (y_{ref}, \dot{y}_{ref})$ nécessaire pour garantir le suivi de trajectoire du véhicule tout en assurant les performances requises, nous cherchons une fonction de Lyapunov quadratique candidate $V_1(e_1, \dot{e}_1)$, avec $e_1 = y_{ref} - y$ et $\dot{e}_1 = \dot{y}_{ref} - \dot{y}$. Nous déterminons ensuite les conditions suffisantes pour que $V_1(e_1, \dot{e}_1)$ satisfasse la condition (3.52). Une fois les conditions obtenues, nous déterminons l'angle de lacet désiré qui permet de satisfaire cette condition. La démarche de calcul est schématisée par la [Figure 3.3](#), où $(-K_0 \ -K_1)$, $\alpha(X, v, \ddot{y}_{ref})$ et $\beta(X, \dot{\psi}_{des})$ sont déterminés ultérieurement.

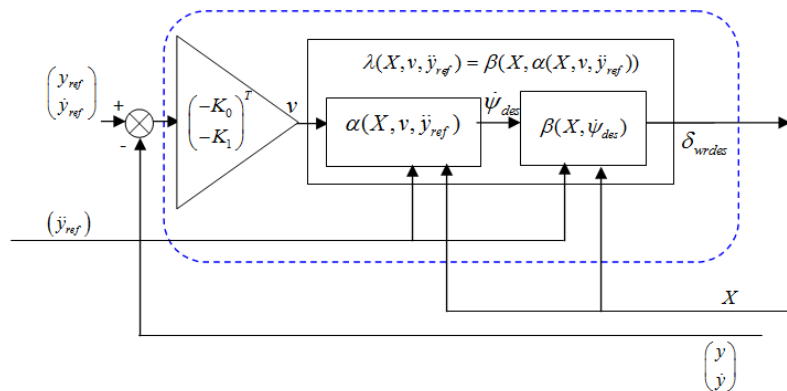


Figure 3.3 : Calcul de l'angle de braquage désiré

D'après le *Théorème 3.1.*, la fonction de Lyapunov quadratique candidate $V_1(e_1, \dot{e}_1)$ doit vérifier les deux conditions suffisantes :

$$C_3: V_1(e_1, \dot{e}_1) > 0 \text{ pour } (e_1, \dot{e}_1) \neq 0 \text{ et } V_1(0, 0) = 0.$$

$$C_4: \frac{dV_1(e_1, \dot{e}_1)}{dt} < 0 \text{ pour } (e_1, \dot{e}_1) \neq 0.$$

Il faut noter que $V_1(e_1, \dot{e}_1)$ vérifie nécessairement :

$$\|x\| \rightarrow \infty \Rightarrow V(x) \rightarrow \infty$$

vu qu'elle est quadratique.

Considérons la fonction continue et dérivable suivante vérifiant C_3 :

$$V_1(e_1, \dot{e}_1) = \frac{K_0 e_1^2 + \dot{e}_1^2}{2} > 0 \quad (3.53)$$

avec $K_0 > 0$.

Pour que cette fonction vérifie C_4 , il faut que sa dérivée par rapport au temps soit strictement négative pour $(e_1, \dot{e}_1) \neq 0$. Autrement dit, il faut avoir :

$$\frac{dV_1(e_1, \dot{e}_1)}{dt} = K_0 e_1 \dot{e}_1 + \dot{e}_1 \ddot{e}_1 < 0 \quad (3.54)$$

pour $(e_1, \dot{e}_1) \neq 0$, avec $\ddot{e}_1 = \ddot{y}_{ref} - \ddot{x}_{12}$.

Une solution pour que l'inéquation (3.54) soit vérifiée est d'avoir :

$$\ddot{e}_1 = -K_0 e_1 - K_1 \dot{e}_1 \quad (3.55)$$

avec $K_1 > 0$.

En effet, en remplaçant \ddot{e}_1 donné par (3.55) dans l'expression de la dérivée temporelle de $V_1(e_1, \dot{e}_1)$ (3.54), on obtient :

$$\begin{aligned} \frac{dV_1(e_1, \dot{e}_1)}{dt} &= K_0 e_1 \dot{e}_1 + \dot{e}_1 (-K_0 e_1 - K_1 \dot{e}_1) \\ &= -K_1 \dot{e}_1^2 < 0 \end{aligned} \quad (3.56)$$

L'équation (3.55) correspond à un système du second ordre en régime libre décrit par

$$\ddot{e}_1 + K_1 \dot{e}_1 + K_0 e_1 = 0 \quad (3.57)$$

et qui répond à la condition initiale $e_1(0)$.

Le dépassement D et le temps de réponse à 2% T_r du système représenté par l'équation (3.57) s'écrivent :

$$D = \exp\left(-\frac{\pi K_1}{2\sqrt{K_0}\sqrt{1-\frac{K_1^2}{4K_0}}}\right) \quad (3.58)$$

$$T_r = -\frac{2\ln(0.02)}{K_1}$$

Les gains K_0 et K_1 , tous deux positifs, sont des paramètres de réglage à choisir en fonction de la dynamique souhaitée. Pour \ddot{e}_1 exprimée comme (3.55), la fonction $V_1(e_1, \dot{e}_1)$ est une fonction de Lyapunov et le point $(y_{ref} - y, \dot{y}_{ref} - \dot{y}) = (0, 0)$ est un point d'équilibre globalement asymptotiquement stable.

Soit la commande v définie par

$$v = -K_0 e_1 - K_1 \dot{e}_1 \quad (3.59)$$

On a d'après (3.55)

$$v = \ddot{e}_1 \quad (3.60)$$

En utilisant l'expression de $\dot{\psi}$ donnée par (3.18)

$$\dot{\psi} = \left(\frac{\sqrt{(\dot{x})^2 + (\dot{y})^2} (\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L} \right)$$

l'équation (3.16)

$$\ddot{y} = ((\dot{x})^2 + (\dot{y})^2) \cos(\psi) \frac{(\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L}$$

devient

$$\ddot{y} = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cos(\psi) \dot{\psi} \quad (3.61)$$

On en déduit

$$\ddot{y}_{ref} - \ddot{y} = \ddot{y}_{ref} - \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cos(\psi) \dot{\psi} = \ddot{e}_1 \quad (3.62)$$

A partir des équations (3.60) et (3.62) on obtient :

$$\ddot{e}_1 = v = \ddot{y}_{ref} - \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cos(\psi) \dot{\psi} \quad (3.63)$$

Par la suite, nous définirons une loi de commande garantissant que la variable $\dot{\psi}$ suit exactement, en régime permanent, une consigne $\dot{\psi}_{des}$ (vitesse de lacet

désirée). L'équation (3.63) peut être utilisée pour calculer cette valeur de consigne.

$$\begin{aligned}\dot{\psi}_{des} &= \frac{\ddot{y}_{ref} - v}{\sqrt{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)} \cos(\psi)} \\ &= \alpha(X, v, \ddot{y}_{ref})\end{aligned}\quad (3.64)$$

Le suivi de cette vitesse de lacet désirée, via le contrôle de l'angle de braquage des roues arrière, va permettre d'atteindre l'objectif global de suivi de trajectoire du véhicule. Le calcul de l'angle de braquage désiré nécessaire pour assurer ce suivi est présenté ci-après.

Calcul de l'angle de braquage désiré

Nous cherchons à calculer l'angle de braquage désiré des roues arrière à partir de $\dot{\psi}_{des}$ obtenu par (3.64). Pour ce faire, nous utilisons le modèle non linéaire modélisant la dynamique de lacet du véhicule.

De l'équation (3.41) on a :

$$\dot{\psi} = \frac{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} (\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wr}))}{L}$$

En écrivant cette contrainte pour l'angle de braquage désiré et la vitesse de lacet désirée, on obtient

$$\dot{\psi}_{des} = \frac{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} (\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wrdes}))}{L}\quad (3.65)$$

L'angle de braquage désiré est alors calculé par :

$$\begin{aligned}\delta_{wrdes} &= \arctan\left(\frac{L\dot{\psi}_{des}}{\sqrt{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)}} - \tan(\delta_{wf})\right) \\ &= \beta(X, \dot{\psi}_{des})\end{aligned}\quad (3.66)$$

On peut finalement intégrer la valeur de $\dot{\psi}_{des}$ calculée dans (3.65) dans cette fonction $\beta(X, \dot{\psi}_{des})$:

$$\begin{aligned}
\delta_{wrdes} &= \arctan\left(\frac{L(\ddot{y}_{ref} - v)}{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)\cos(\psi)} - \tan(\delta_{wf})\right) \\
&= \beta(X, \alpha(X, v, \ddot{y}_{ref})) \\
&= \lambda(X, v, \ddot{y}_{ref})
\end{aligned} \tag{3.67}$$

Sachant que :

$$\psi = \arctan\left(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right) \tag{3.68}$$

nous pouvons finalement obtenir l'expression de l'angle de braquage désiré des roues arrière :

$$\delta_{wrdes} = \arctan\left(\frac{L(K_0 e_1 + K_1 \dot{e}_1 + \ddot{y}_{ref})}{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)\cos(\arctan(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}))} - \tan(\delta_{wf})\right) \tag{3.69}$$

Remarque 3. 1. Il existe des singularités pour $\arctan(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}) = \pm \frac{\pi}{2}$, comme le montre l'équation (3.69). Il est alors nécessaire de trouver une solution pour ce cas critique. Pour ceci, un changement de base peut être effectué pour passer du repère OXYZ au repère OYXZ lorsque les deux conditions suivantes ne sont pas vérifiées (Rajamani et al., 2003) :

$$C_5 : -\frac{\pi}{4} \leq \arctan\left(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right) \leq \frac{\pi}{4} \tag{3.70}$$

$$C_6 : -\frac{\pi}{4} \leq \arctan\left(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right) \leq \frac{\pi}{4} \tag{3.71}$$

La matrice de transition appliquée pour effectuer le changement de base est alors de la forme :

$$T = \begin{pmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \tag{3.72}$$

L'expression de la position de braquage référence des roues arrière peut alors s'écrire comme suit :

$$\delta_{wrdes} = \arctan\left(\frac{L(K_0(x_{ref} - x) + K_1(\dot{x}_{ref} - \dot{x}) + \ddot{x}_{ref})}{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)\sin(\arctan(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}))} - \tan(\delta_{wf})\right) \tag{3.73}$$

De l'équation (3.73), on remarque que les singularités n'existent plus pour

$$\arctan\left(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right) = \pm \frac{\pi}{2}.$$

Remarque 3.2. Il est de même évident que des singularités existent dans (3.73) pour $\arctan\left(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right) = 0$ et $\arctan\left(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right) = \pi$. Un nouveau changement de base sera alors effectué pour passer du repère OYXZ au repère OXYZ lorsque les deux conditions suivantes ne sont pas vérifiées :

$$C_7: \frac{\pi}{4} < \arctan\left(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right) < \frac{3\pi}{4} \quad (3.74)$$

$$C_8: \frac{5\pi}{4} < \arctan\left(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right) < \frac{7\pi}{4} \quad (3.75)$$

La matrice de transition est dans ce cas de la forme suivante :

$$T^{-1} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3.76)$$

L'expression de la position de braquage référence des roues arrière s'écrit alors comme (3.69) :

$$\delta_{wrdes} = \arctan\left(\frac{L(K_0 e_1 + K_1 \dot{e}_1 + \ddot{y}_{ref})}{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \cos(\arctan(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}))} - \tan(\delta_{wf})\right)$$

3.4.3.2 Conception de la boucle interne – suivi de la référence locale

Dans cette partie, nous calculons la loi de commande u_r qui doit assurer le suivi de l'angle de braquage désiré des roues arrière δ_{wrdes} , tout en garantissant le suivi de trajectoire du véhicule 2WS4WD. Comme le modèle global de véhicule considéré est non linéaire, nous choisissons une méthode adaptée à cette classe de système, à savoir la méthode Backstepping (Härkegård 2003), qui a été présentée dans la section 2.4.1. Pour ce faire, le système global est divisé en deux sous-systèmes. Le premier sous-système est contrôlé par une

entrée virtuelle, qui est l'angle de braquage des roues arrière, de manière à assurer la stabilité de l'erreur de position latérale. Une extension à ce sous-système est ensuite réalisée pour inclure le deuxième sous-système, qui représente la dynamique de braquage des roues arrière. La loi de commande u_r est finalement calculée en dernière étape en utilisant un calcul récursif des fonctions de Lyapunov.

Le modèle dynamique du système global considéré est donné par les équations (3.16)-(3.20). Nous les rappelons ci-dessous :

$$\dot{X}_1 = f_1(X_1, X_2, X_3, X_4, X_5) \quad (3.77)$$

$$\dot{X}_2 = f_2(X_1, X_2, X_3, X_4, X_5) \quad (3.78)$$

$$\dot{X}_3 = f_3(X_1, X_2, X_4, X_5) \quad (3.79)$$

$$\dot{X}_4 = f_4(X_4, u_f) \quad (3.80)$$

$$\dot{X}_5 = f_5(X_5, u_r) \quad (3.81)$$

avec

$$X_1 = (y \quad \dot{y})^T, \quad X_2 = (x \quad \dot{x})^T, \quad X_3 = (\psi), \quad X_4 = (\delta_{wf} \quad \dot{\delta}_{wf})^T, \quad X_5 = (\delta_{wr} \quad \dot{\delta}_{wr})^T$$

$$f_1(X_1, X_2, X_3, X_4, X_5) = \begin{pmatrix} \sqrt{(N_1 X_1)^2 + (N_1 X_2)^2} \sin(X_3) \\ ((N_1 X_1)^2 + (N_1 X_2)^2) \cos(X_3) \frac{(\tan(N_2 X_4) + \tan(N_2 X_5))}{L} \end{pmatrix}$$

$$f_2(X_1, X_2, X_3, X_4, X_5) = \begin{pmatrix} \sqrt{(N_1 X_1)^2 + (N_1 X_2)^2} \cos(X_3) \\ -((N_1 X_1)^2 + (N_1 X_2)^2) \sin(X_3) \frac{(\tan(N_2 X_4) + \tan(N_2 X_5))}{L} \end{pmatrix}$$

$$f_3(X_1, X_2, X_4, X_5) = \frac{\sqrt{(N_1 X_1)^2 + (N_1 X_2)^2} (\tan(N_2 X_4) + \tan(N_2 X_5))}{L}$$

$$f_4(X_4, U_f) = \begin{pmatrix} N_1 X_4 \\ \frac{-B_f N_1 X_4 + M_{Tf} + u_f}{J_f} \end{pmatrix}^T$$

$$f_5(X_5, U_r) = \begin{pmatrix} N_1 X_5 \\ \frac{-N_1 X_5 + M_{Tr} + u_r}{J_r} \end{pmatrix}^T$$

$$\text{où } \begin{cases} N_1 = (0 \quad 1) \\ N_2 = (1 \quad 0) \end{cases}$$

Dans notre étude, nous nous intéressons au suivi de trajectoire du véhicule. Nous considérons alors, extraits du modèle du système global, deux sous-systèmes donnés par les équations (3.77) et (3.81) :

$$\dot{X}_1 = f_1(X_1, X_2, X_3, X_4, X_5)$$

$$\dot{X}_5 = f_5(X_5, u_r)$$

avec X_2, X_3, X_4 , et X_5 des états mesurés.

Pour le premier sous-système, nous choisissons X_5 comme *entrée virtuelle* au sous-système. Ce sous-système est alors réécrit de la manière suivante :

$$\dot{X}_1 = f_1(X_1, X_2, X_3, X_4, \xi) \quad (3.82)$$

avec $\xi = X_5 = \begin{pmatrix} \delta_{wr} \\ \dot{\delta}_{wr} \end{pmatrix}$.

Nous calculons alors la *loi de commande virtuelle* ξ qui assure la stabilité de l'erreur de position latérale à ce sous-système, tout en garantissant des performances désirées. Cette étape a été réalisée dans la section précédente. En effet, pour une *loi de commande virtuelle* ξ exprimée par :

$$\xi = X_5 = \begin{pmatrix} \delta_{wrdes} \\ \dot{\delta}_{wrdes} \end{pmatrix} \quad (3.83)$$

le sous-système (3.82) converge asymptotiquement vers le point d'équilibre $(y_{ref} - y, \dot{y}_{ref} - \dot{y}) = (0, 0)$.

On effectue ensuite le changement de variables suivant :

$$\begin{aligned} \Delta X_5 &= X_5 - \xi \\ &= \begin{pmatrix} \delta_{wr}(t) - \delta_{wrdes}(t) \\ \dot{\delta}_{wr}(t) - \dot{\delta}_{wrdes}(t) \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \Delta \delta_{wr}(t) \\ \Delta \dot{\delta}_{wr}(t) \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.84)$$

avec $\Delta \delta_{wr}(t) = \delta_{wr}(t) - \delta_{wrdes}(t)$ l'erreur de position de braquage des roues arrière et $\Delta \dot{\delta}_{wr}(t) = \dot{\delta}_{wr}(t) - \dot{\delta}_{wrdes}(t)$ l'erreur de vitesse de braquage des roues arrière.

L'objectif est d'assurer la convergence de $\delta_{wr}(t)$ vers $\delta_{wrdes}(t)$ et $\dot{\delta}_{wr}(t)$ vers $\dot{\delta}_{wrdes}(t)$ en régime permanent. Autrement dit, nous cherchons à annuler ΔX_5 .

Commençons par réécrire le modèle du sous-système donné par (3.77) en faisant apparaître l'erreur de position $\Delta\delta_{wr}(t)$. En substituant la valeur de δ_{wr} dans (3.84), on a

$$\dot{X}_1 = f_1(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes} + \Delta\delta_{wr}) \quad (3.85)$$

avec

$$\begin{aligned} f_1(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes} + \Delta\delta_{wr}) &= \begin{pmatrix} f_{11}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes} + \Delta\delta_{wr}) \\ f_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes} + \Delta\delta_{wr}) \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \sin(\psi) \\ \frac{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \cos(\psi) (\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wrdes} + \Delta\delta_{wr}))}{L} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.86)$$

l'équation (3.85) peut être réécrite comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= f_1(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes} + \Delta\delta_{wr}) \\ &= f_1(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes}) + \lambda_1(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) \Delta\dot{\delta}_{wr} \end{aligned} \quad (3.87)$$

avec

$$\lambda_1(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) = \frac{f_1(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wr}) - f_1(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes})}{\Delta\dot{\delta}_{wr}} \quad (3.88)$$

C'est à dire

$$\begin{aligned} \lambda_1(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) &= \begin{pmatrix} \lambda_{11}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) \\ \lambda_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \frac{f_{11}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wr}) - f_{11}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes})}{\Delta\dot{\delta}_{wr}} \\ \frac{f_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wr}) - f_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes})}{\Delta\dot{\delta}_{wr}} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.89)$$

Il faut noter que si $\Delta\dot{\delta}_{wr}$, le dénominateur dans (3.88), tend vers zéro, l'équation (3.87) ne tend pas vers l'infini vu que $\Delta\dot{\delta}_{wr}$ se simplifie avec le numérateur dans (3.87).

Commençons par déterminer une fonction de Lyapunov candidate qui sera utilisée pour déterminer les conditions d'obtention d'une convergence asymptotique au point d'équilibre $(\delta_{wr}(t), \dot{\delta}_{wr}(t)) = (\delta_{wrdes}(t), \dot{\delta}_{wrdes}(t))$. Nous définissons alors une fonction de Lyapunov candidate $V_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})$ par :

$$V_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) = V_1(e_1, \dot{e}_1) + \frac{K_2(\delta_{wr} - \delta_{wrdes})^2}{2} + \frac{(\dot{\delta}_{wr} - \dot{\delta}_{wrdes})^2}{2} \quad (3.90)$$

qui doit vérifier les conditions suivantes :

C_9 : $V_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) > 0$ pour $(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) \neq 0$ et $V_2(0, 0, 0, 0) = 0$.

C_{10} : $\frac{dV_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})}{dt} < 0$ pour $(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) \neq 0$.

avec $\Delta\delta_{wr} = \delta_{wr} - \delta_{wrdes}$, $\Delta\dot{\delta}_{wr} = \dot{\delta}_{wr} - \dot{\delta}_{wrdes}$, $K_2 > 0$ et $V_1(e_1, \dot{e}_1)$ la fonction de Lyapunov établie dans l'équation (3.53).

$$V_1(e_1, \dot{e}_1) = \frac{K_0 e_1^2 + \dot{e}_1^2}{2} > 0 \quad (3.91)$$

Si $V_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})$ est une fonction de Lyapunov, le point $(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) = (0, 0, 0, 0)$ devient un point d'équilibre globalement asymptotiquement stable.

De l'équation (3.108) nous pouvons conclure que $V_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})$ vérifie la condition C_9 comme $V_2(0, 0, 0, 0) = 0$ et $V_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) > 0$ pour $e_1 \neq 0$, $\dot{e}_1 \neq 0$, $\Delta\delta_{wr} \neq 0$, et $\Delta\dot{\delta}_{wr} \neq 0$. Notre objectif est de calculer la commande u_r qui permet à $V_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})$ de satisfaire C_{10} . Si cette entrée existe, $V_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})$ est alors une fonction de Lyapunov et le point $(y, \dot{y}, \delta_{wr}, \dot{\delta}_{wr})$ converge asymptotiquement vers $(y_{ref}, \dot{y}_{ref}, \delta_{wrdes}, \dot{\delta}_{wrdes})$. Le suivi de trajectoire du véhicule sera ainsi assuré.

Cherchons la condition pour que C_{10} soit vérifiée. En dérivant la fonction $V_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})$ par rapport au temps, nous obtenons:

$$\begin{aligned} \dot{V}_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) = & \dot{V}_1(e_1, \dot{e}_1) + K_2(\delta_{wr} - \delta_{wrdes})(\dot{\delta}_{wr} - \dot{\delta}_{wrdes}) \\ & + (\dot{\delta}_{wr} - \dot{\delta}_{wrdes})(\ddot{\delta}_{wr} - \ddot{\delta}_{wrdes}) \end{aligned} \quad (3.92)$$

Pour faire apparaître la commande u_r dans l'équation (3.92), on utilise la représentation de $\ddot{\delta}_{wr}$ établie dans l'équation (3.81) et qui est

$$\ddot{\delta}_{wr} = \frac{-B_r \dot{\delta}_{wr} + M_{Tr} + u_r}{J_r} \quad (3.93)$$

On obtient alors :

$$\begin{aligned} \dot{V}_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) = & \dot{V}_1(e_1, \dot{e}_1) + K_2(\delta_{wr} - \delta_{wrdes})(\dot{\delta}_{wr} - \dot{\delta}_{wrdes}) \\ & + (\dot{\delta}_{wr} - \dot{\delta}_{wrdes})\left(\frac{-B_r \dot{\delta}_{wr} + M_{Tr} + u_r}{J_r} - \ddot{\delta}_{wrdes}\right) \end{aligned} \quad (3.94)$$

Le moment M_{Tr} dans l'équation (3.94) représente une perturbation bornée et non mesurée pour le système (Gillespie, 1992). Cette perturbation sera négligée dans la suite du calcul. L'équation (3.94) est alors réécrite de la manière suivante :

$$\begin{aligned} \dot{V}_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) = & \dot{V}_1(e_1, \dot{e}_1) + K_2(\delta_{wr} - \delta_{wrdes})(\dot{\delta}_{wr} - \dot{\delta}_{wrdes}) \\ & + (\dot{\delta}_{wr} - \dot{\delta}_{wrdes})\left(\frac{-B_r \dot{\delta}_{wr} + u_r}{J_r} - \ddot{\delta}_{wrdes}\right) \end{aligned} \quad (3.95)$$

De l'équation (3.54) on a :

$$\dot{V}_1(e_1, \dot{e}_1) = K_0 e_1 \dot{e}_1 + \dot{e}_1 \ddot{e}_1 \quad (3.96)$$

En introduisant le résultat de l'équation (3.87) dans l'équation (3.96), nous pouvons réécrire $\dot{V}_1(e_1, \dot{e}_1)$ comme suit:

$$\begin{aligned} \dot{V}_1(e_1, \dot{e}_1) = & K_0 e_1 \dot{e}_1 + \dot{e}_1 (\ddot{y}_{ref} - f_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes}) \\ & - \lambda_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) \Delta\dot{\delta}_{wr}) \\ = & -K_1 \dot{e}_1^2 - \lambda_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) \Delta\dot{\delta}_{wr} \dot{e}_1 \end{aligned} \quad (3.97)$$

avec $\ddot{e}_1 = \ddot{y}_{ref} - f_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes}) - \lambda_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) \Delta\dot{\delta}_{wr}$

Nous pouvons vérifier de l'équation (3.97) que si $\Delta\delta_{wr} = 0$, l'équation (3.97) est la même que l'équation (3.56).

En introduisant l'expression (3.97) dans l'équation (3.95), on a

$$\begin{aligned} \dot{V}_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) = & -K_1\dot{e}_1^2 - \lambda_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})\Delta\dot{\delta}_{wr}\dot{e}_1 \\ & + K_2(\delta_{wr} - \delta_{wrdes})(\dot{\delta}_{wr} - \dot{\delta}_{wrdes}) + (\dot{\delta}_{wr} - \dot{\delta}_{wrdes})\left(\frac{-B_r\dot{\delta}_{wr} + u_r}{J_r} - \ddot{\delta}_{wrdes}\right) \end{aligned} \quad (3.98)$$

Une condition suffisante pour satisfaire C_{10} est d'avoir u_r exprimé comme suit :

$$\begin{aligned} u_r = & B_r\dot{\delta}_{wr} + J_r(\ddot{\delta}_{wrdes} + \lambda_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})\dot{e}_1 \\ & - K_2(\delta_{wrdes} - \delta_{wr}) - K_3(\dot{\delta}_{wrdes} - \dot{\delta}_{wr})) \\ = & B_r\dot{\delta}_{wr} + J_r(\ddot{\delta}_{wrdes} + \lambda_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})\dot{e}_1 \\ & - K_2\Delta\delta_{wr} - K_3\Delta\dot{\delta}_{wr}) \end{aligned} \quad (3.99)$$

avec $K_3 > 0$.

En effet, récrivons l'équation (3.98) en substituant la valeur u_r par celle donnée dans l'équation (3.99) :

$$\begin{aligned} \dot{V}_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) = & -K_1\dot{e}_1^2 - \lambda_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})\Delta\dot{\delta}_{wr}\dot{e}_1 + K_2\Delta\delta_{wr}\Delta\dot{\delta}_{wr} \\ & + \Delta\dot{\delta}_{wr}(-K_2\Delta\delta_{wr} - K_3\Delta\dot{\delta}_{wr} + \lambda_{12}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})\dot{e}_1) \end{aligned} \quad (3.100)$$

Ce qui donne

$$\dot{V}_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) = -K_1\dot{e}_1^2 - K_3\Delta\dot{\delta}_{wr}^2 < 0 \quad (3.101)$$

C_{10} est alors vérifiée. On peut ainsi conclure que pour la commande calculée dans l'équation (3.99), $V_2(e_1, \dot{e}_1, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})$ est une fonction de Lyapunov et $(y, \dot{y}, \delta_{wr}, \dot{\delta}_{wr}) = (y_{ref}, \dot{y}_{ref}, \delta_{wrdes}, \dot{\delta}_{wrdes})$ est un point d'équilibre globalement asymptotiquement stable.

Remarque 3.3. La loi de commande, présentée dans l'équation (3.99), s'applique lorsque l'angle de lacet du véhicule vérifie une des conditions suivantes (comme dans la section 3.4.3.1):

$$C_5 : -\frac{\pi}{4} \leq \arctan\left(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right) \leq \frac{\pi}{4} \quad (3.103)$$

$$C_6 : \frac{3\pi}{4} \leq \arctan\left(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right) \leq \frac{5\pi}{4} \quad (3.104)$$

Dans le cas contraire, nous effectuons un changement de base pour passer du repère OXYZ au repère OYXZ, comme présenté dans *Remarque 3.1*. La commande u_r s'écrit alors de la manière suivante :

$$u_r = +B_r \dot{\delta}_{wr} + J_r (\ddot{\delta}_{wrdes} + \lambda_{22}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})(\dot{x} - \dot{x}_{ref}) - K_2 \Delta\delta_{wr} - K_3 \Delta\dot{\delta}_{wr}) \quad (3.105)$$

avec

$$\begin{aligned} \dot{X}_2 &= f_2(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes} + \Delta\delta_{wr}) \\ &= f_2(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes}) + \lambda_2(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) \Delta\dot{\delta}_{wr} \end{aligned} \quad (3.106)$$

$$\begin{aligned} f_2(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes} + \Delta\delta_{wr}) &= \begin{pmatrix} f_{21}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes} + \Delta\delta_{wr}) \\ f_{22}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes} + \Delta\delta_{wr}) \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cos(\psi) \\ \frac{-(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \sin(\psi) (\tan(\delta_{wf}) + \tan(\delta_{wrdes} + \Delta\delta_{wr}))}{L} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.107)$$

$\lambda_2(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr})$ étant exprimé comme suit :

$$\lambda_2(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) = \frac{f_2(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wr}) - f_2(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes})}{\Delta\dot{\delta}_{wr}} \quad (3.108)$$

et

$$\begin{aligned} \lambda_2(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) &= \begin{pmatrix} \lambda_{21}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) \\ \lambda_{22}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \frac{f_{21}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wr}) - f_{22}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes})}{\Delta\dot{\delta}_{wr}} \\ \frac{f_{22}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wr}) - f_{22}(X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \delta_{wrdes})}{\Delta\dot{\delta}_{wr}} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.109)$$

Remarque 3.4. De même, lorsque l'angle de lacet du véhicule ne vérifie aucune des conditions suivantes :

$$C_7: \frac{\pi}{4} < \arctan\left(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right) < \frac{3\pi}{4} \quad (3.110)$$

$$C_8: \frac{5\pi}{4} < \arctan\left(\frac{\dot{y}}{\dot{x}}\right) < \frac{7\pi}{4} \quad (3.111)$$

La commande u_r appliquée est alors celle définie avec l'équation (3.99) :

$$u_r = +B_r \dot{\delta}_{wr} + J_r (\ddot{\delta}_{wrdes} + \lambda_{12} (X_1, X_2, X_3, \delta_{wf}, \Delta\delta_{wr}, \Delta\dot{\delta}_{wr}) \dot{e}_1 - K_2 \Delta\delta_{wr} - K_3 \Delta\dot{\delta}_{wr})$$

3.5 Résultats de simulation

La stratégie de commande tolérante aux fautes active est testée en utilisant une co-simulation entre CarSim, un logiciel professionnel de simulation de dynamiques de véhicule, et le logiciel Matlab-Simulink (Figure 3.4).

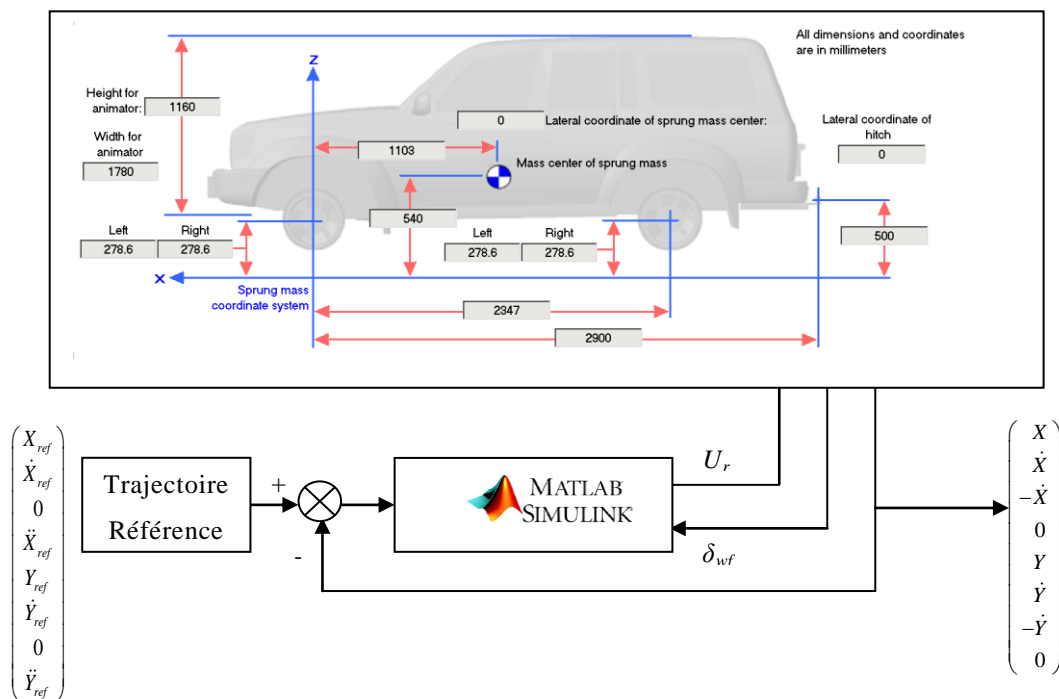


Figure 3.4 : Co-simulation CarSim/Matlab-Simulink

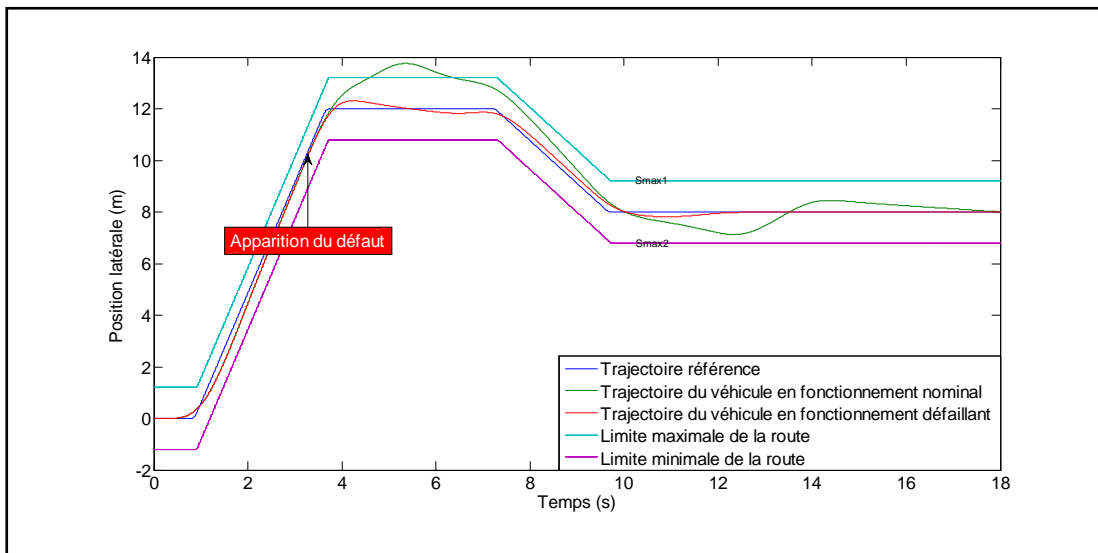
Le logiciel CarSim, développé par *Mechanical Simulation Corporation* (cf. <http://www.carsim.com/>), est utilisé par de nombreux constructeurs d'automobiles tels que Volkswagen, Toyota, Opel ... Nous nous servons de ce logiciel pour simuler la dynamique globale du véhicule et pour assurer le contrôle des quatre actionneurs de traction et de l'actionneur de direction des roues avant. Le contrôle de direction des roues arrière du véhicule est assuré par les deux contrôleurs élaborés dans la section 3.4.3. Ils sont implantés sur le logiciel Matlab/Simulink et fournissent, une fois activés, le couple de braquage u_r au logiciel CarSim.

Nous considérons dans notre étude le cas suivant. Un véhicule autonome 2WS4WD circule à une vitesse constante de 60km/h. Cette vitesse est supérieure à la vitesse maximale du RobuCar qui est de 20km/h mais permet tester l'efficacité de la loi de commande dans des conditions plus contraintes. Ce véhicule effectue un changement de ligne double sur une route en asphalte sec (l'adhérence maximale étant $\mu_{\max} = 1.2$). A $t_f = 3.3s$, une chute d'efficacité se produit au niveau de l'actionneur de direction avant.

Dans un premier scénario, le contrôle latéral du véhicule est assuré par les roues avant seules. Nous pouvons remarquer, de la [Figure 3.5](#), que le véhicule excède à $t = 4.59s$ les limites maximales de la route, déterminées à partir du standard ISO:3888-1:1999(F), AFNOR. Ces limites sont calculées comme suit :

$$S^1_{\max} = y_{ref} + [1.3*(Largeur\ du\ véhicule)+0.25]$$

$$S^2_{\max} = y_{ref} - [1.3*(Largeur\ du\ véhicule)+0.25]$$



Dans un second scénario, lorsque l'erreur latérale $e = |y_{ref} - y|$ excède un

Figure 3.5 : Trajectoires du véhicule en fonctionnement nominal et défaillant
 génération dynamique de références est activée.

Dans un premier temps, nous simulons le véhicule sans intégrer la dynamique de braquage des roues arrière. Dans ce cas, nous obtenons

$\Delta\delta_{wr}(t) = \delta_{wrdes}(t) - \delta_{wr}(t) = 0$ quelque soit t . Nous choisissons pour les gains K_0 et K_1 les valeurs suivantes : $K_0 = \omega_n^2 = 4$, avec $\omega_n = 2$ rad/s la pulsation propre de l'équation (3.57), et $K_1 = 2\zeta\omega_n = 4$, avec $\zeta = 1$ l'amortissement de l'équation (3.57). Le temps de réponse à 5% de ce système est de l'ordre de 2.5s.

Cette simulation permet de visualiser les performances du système en présence de la défaillance. Nous remarquons dans ce test que le véhicule ne dépasse plus les limites de la route pour $t \geq t_{fd}$ (cf. Figure 3.6). Le contrôle du braquage des roues arrière est capable de compenser l'effet de la défaillance. Le suivi de trajectoire du véhicule est alors assuré en présence du défaut.

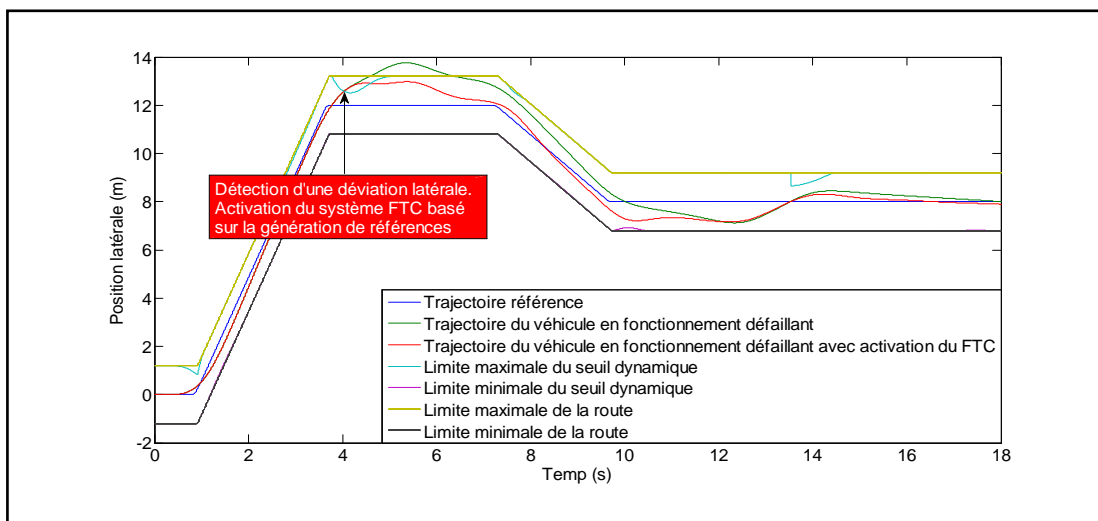


Figure 3.6 : Trajectoire du véhicule après l'activation du FTC pour une dynamique de braquage des roues arrière négligeable.

Comme la dynamique de braquage des roues arrière est négligée, on peut voir dans la Figure 3.7 que l'angle de braquage réel des roues arrière suit exactement l'angle de braquage désiré.

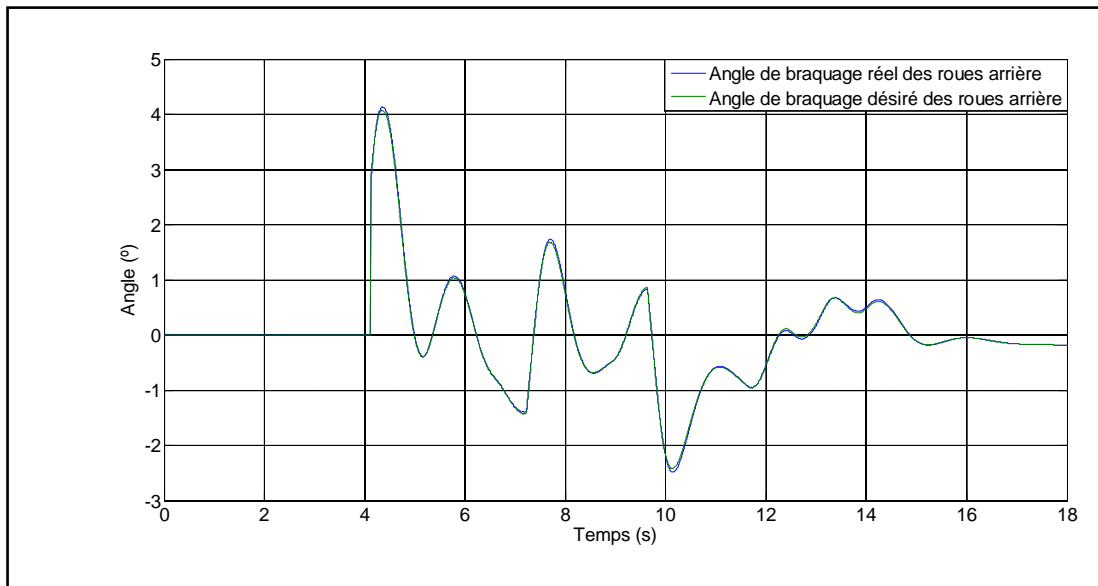


Figure 3.7 : Angles de braquage des roues arrière, désiré et réel

Pour le même scénario considéré précédemment, nous choisissons des gains K_0 et K_1 différents pour le calcul de l'angle de braquage désiré: $K_0 = \omega_n^2 = 1$, avec $\omega_n = 1$ rad/s la pulsation propre de l'équation (3.57), et $K_1 = 2\zeta\omega_n = 1$, avec $\zeta = 0.5$ l'amortissement de l'équation (3.57). Le temps de réponse à 5% de ce système est de l'ordre de 5s.

Nous remarquons que, pour ce choix de gains K_0 et K_1 , le suivi de trajectoire du véhicule n'est pas assuré. En effet, le véhicule dépasse la limite maximale de la route à $t=4.7$ s (voir [Figure 3.8](#)).

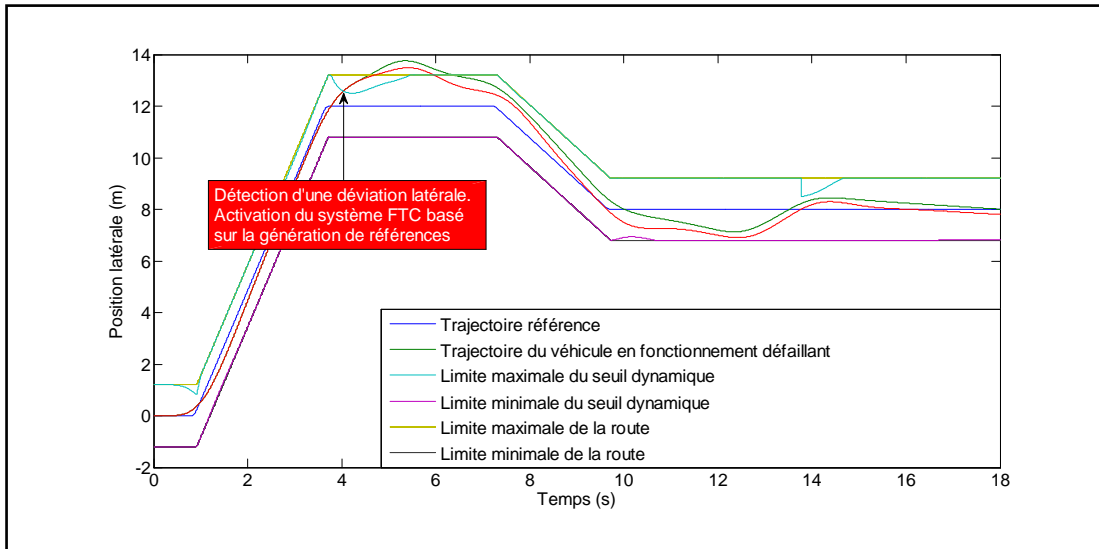


Figure 3.8 : Trajectoire du véhicule après l'activation du FTC pour une dynamique de braquage des roues arrière négligeable

Dans un second temps, nous considérons l'effet de la dynamique de braquage des roues arrière sur le système global. Dans ce cas, nous obtenons $|\Delta\delta_{wr}(t)| = |\delta_{wrdes}(t) - \delta_{wr}(t)| \geq 0$ en régime transitoire. Cette simulation permet de visualiser les performances plus réalistes du système en présence de la défaillance. Nous choisissons pour les gains K_0 , K_1 , K_2 et K_3 les valeurs suivantes : $K_0 = 4$, $K_1 = 4$, $K_2 = 0.5$ et $K_3 = 0.5$.

Nous remarquons de même dans ce test que le véhicule ne dépasse toujours pas les limites de la route pour $t \geq t_{fd}$ (cf. Figure 3.9). Le suivi de trajectoire du véhicule est donc assuré.

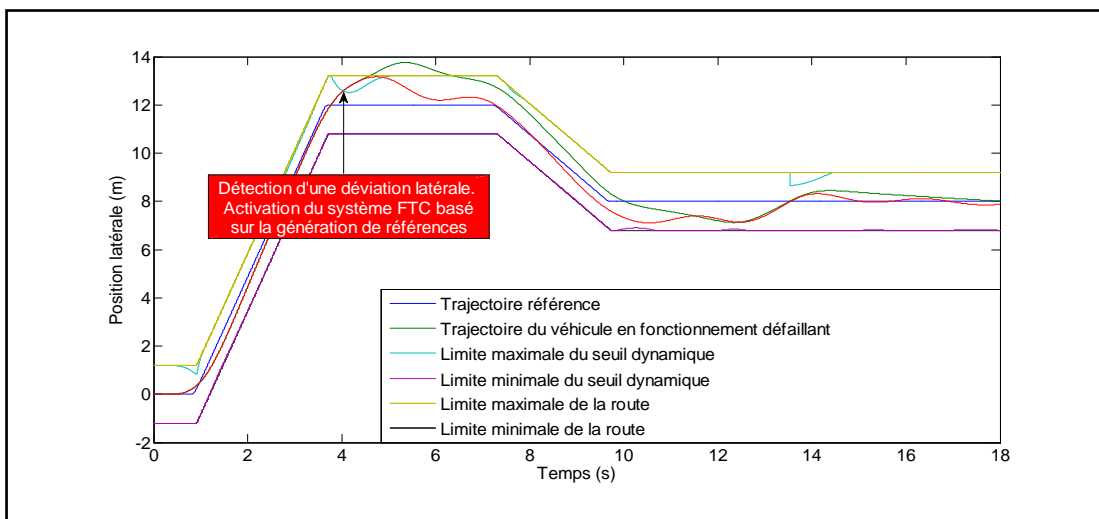


Figure 3.9 : Trajectoire du véhicule après l'activation du FTC pour une dynamique de braquage des roues arrière non négligeable.

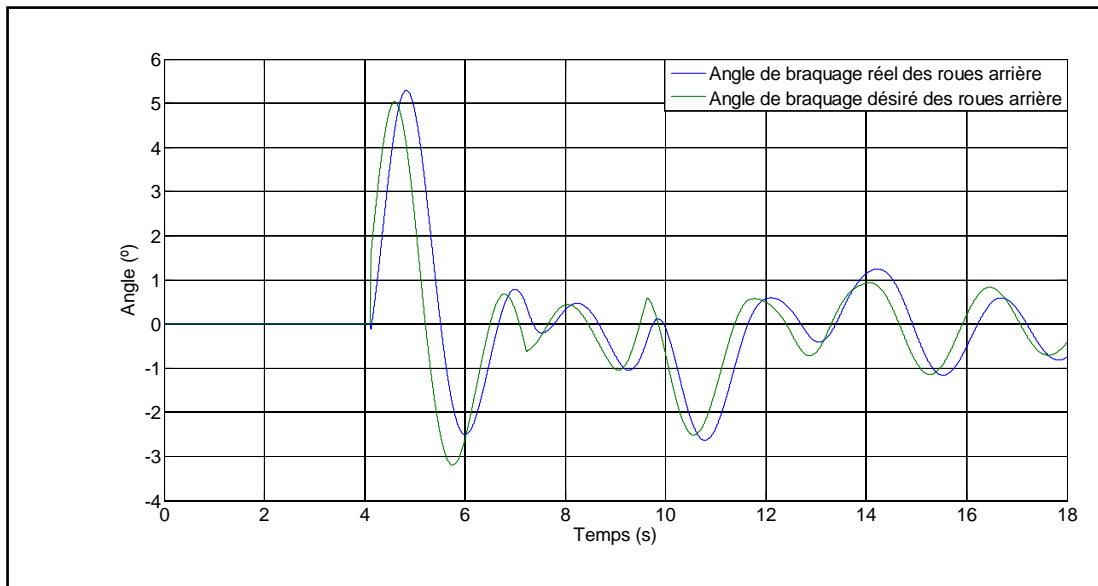


Figure 3.10 : Angles de braquage des roues arrière, désiré et réel

Comme la dynamique de braquage des roues arrière est non négligeable, on peut remarquer dans la [Figure 3.10](#) que l'angle de braquage réel des roues arrière est différent de l'angle de braquage désiré. Malgré cette différence, le suivi de trajectoire du système global est assuré.

3.6 Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre une approche de commande tolérante aux fautes active pour des systèmes suractionnés. Elle est activée après la détection d'une défaillance dans le système qui se manifeste par le non suivi de l'objectif global. Le rôle de la commande tolérante aux fautes consiste alors à assurer le suivi de l'objectif global durant la phase de diagnostic. Le contrôleur principal du système, assurant le suivi de l'objectif global avant la détection du défaut, est maintenu. Des actionneurs redondants, non utilisés en fonctionnement normal, sont activés et contrôlés de manière à compenser l'effet du défaut sur le comportement global du système. Le contrôleur utilisé pour ceci est formé de deux sous-contrôleurs interconnectés. Le premier est établi dans une boucle externe et assure le calcul de nouveaux objectifs locaux nécessaires pour atteindre l'objectif global du système. Le second est établi dans une boucle interne et assure le calcul des lois de commande nécessaires

pour le suivi des objectifs locaux élaborés dans la boucle externe. Cette stratégie permet de ne pas changer les paramètres des régulateurs.

Cette approche est par la suite appliquée à un véhicule autonome suractionné du type 2WS4WD. Pour atteindre l'objectif global du système, à savoir le suivi de trajectoire du véhicule, cinq actionneurs sont au départ (en absence de défaut) utilisés : quatre actionneurs de traction et l'actionneur de direction avant. Lorsque le module de diagnostic détecte une déviation de trajectoire du véhicule (due à une perte d'efficacité d'un des actionneurs utilisés), la direction des roues arrière du véhicule (non utilisée en fonctionnement normal) est contrôlée de manière à rétablir puis maintenir le suivi de trajectoire en présence du défaut. L'objectif local du sous-système activé, à savoir l'angle de direction désiré des roues arrière, est calculé dans une boucle externe de manière à ce que l'objectif global du système soit préservé. La commande du nouveau sous-système utilisé est ensuite calculée dans une boucle interne pour assurer le suivi de la référence locale. La sécurité du véhicule est alors garantie en présence du défaut sans qu'on ait besoin de modifier les lois de commandes ni de localiser précisément le défaut.

L'efficacité de cette méthode est finalement montrée en simulation sur un véhicule autonome 2WS4WD en utilisant le logiciel professionnel CarSim.

Chapitre 4

Localisation de l'actionneur défaillant en vue de la reconfiguration du système suractionné

Sommaire

4.1	Introduction	109
4.2	Identification de l'interface roue-chaussée pour une évaluation précise des résidus	110
4.2.1	Génération des résidus pour l'identification	110
4.2.2	Evaluation de résidus pour l'identification	112
4.3	Localisation de défaut actionneur pour véhicule 2WS4WD.....	115
4.3.1.1	Génération des résidus pour le diagnostic	116
4.3.1.2	Localisation du défaut.....	117
4.4	Reconfiguration de la commande.....	118
4.5	Résultats de simulation	119
4.6	Conclusion.....	123

4.1 Introduction

Nous avons vu dans le [Chapitre 1](#) que grâce à la redondance analytique et à l'évaluation des résidus issus de cette redondance, la détection des défauts d'un système est possible. Afin de localiser les défauts, les résidus doivent réagir différemment aux différents défauts. Plusieurs techniques de localisation de défaut existent dans la littérature tels les résidus directionnels et les résidus structurés.

Les résidus directionnels consistent à générer un vecteur de résidu de norme nulle dans le cas d'un fonctionnement non défaillant et qui se dirige vers une direction spécifique en fonction du type de défaut. La localisation des défauts consiste donc à déterminer parmi les directions possibles laquelle est la plus proche de celle du résidu observé.

L'approche des résidus structurés est largement utilisée pour la localisation des défauts, comme dans (Gertler, 1997). Elle consiste à générer un vecteur de résidus où chaque résidu est sensible à un sous-ensemble différent des défauts surveillés. Une matrice d'incidence est utilisée pour déterminer l'influence de chaque défaut sur chacun des résidus. Cette approche est appliquée dans ce chapitre pour localiser un défaut actionneur. Or, dans le cas d'un véhicule 2WS4WD, le calcul des résidus nécessite de connaître précisément le paramètre d'adhérence (contact pneu/chaussée). Pour estimer ce paramètre, le résidu associé à l'actionneur de direction arrière (supposé non défaillant) est calculé suivant plusieurs hypothèses de chaussée. Le résidu le plus proche de zéro indique le type de chaussée. Une fois que le paramètre d'adhérence est connu, les résidus associés aux 5 actionneurs initialement utilisés sont calculés et évalués. Le défaut peut ainsi être localisé. La commande du véhicule est ensuite reconfigurée en déconnectant l'actionneur défaillant et en utilisant uniquement les actionneurs sains. Cette reconfiguration reste possible tant que le nombre des actionneurs défaillants ne dépasse pas l'indice de suractionnement du système.

4.2 Identification de l'interface roue-chaussée pour une évaluation précise des résidus

Différentes approches existent dans la littérature pour identifier l'interface roue-chaussée. Nous pouvons citer l'approche appliquant le filtre de Kalman étendu (EKF), l'approche appliquant des observateurs non linéaires, et l'approche utilisant les techniques de redondance analytique. L'approche appliquant le filtre de Kalman étendu utilise le modèle global du système (Dakhlallah et al., 2008). Elle suppose de connaître un modèle valide, le véhicule est considéré toujours en fonctionnement nominal. Des mesures supplémentaires sont parfois requises, comme dans (Ray, 1997), pour appliquer cette approche, telle que la mesure de l'angle de roulis. L'approche basée sur des observateurs non linéaires nécessite l'excitation permanente du système. Cette excitation doit induire une variation de vitesse latérale et d'accélération du véhicule pour permettre d'obtenir les informations requises ((Grip et al., 2008), (Canudas-de-Wit et al., 2003), (Stephant et al. 2007)). Pour réduire la complexité des calculs (Baffet et al., 2009), un nombre fini de surfaces de chaussée est parfois utilisé dans l'approche par observateurs. Pour déterminer l'interface roue-chaussée, l'approche décrite dans (Villagra et al., 2011) est basée sur des techniques de filtrage et d'estimation des dérivées de signaux bruités.

Nous élaborons dans ce qui suit une approche utilisant la génération de résidus par la redondance analytique pour déterminer l'interface roue-chaussée. Pour générer ces résidus, nous utilisons uniquement le modèle de direction des roues arrière. Après la détection du comportement défaillant (écart par rapport à la trajectoire suivie), l'actionneur de braquage des roues supposé non défaillant est activé pour rétablir le suivi (voir le chapitre précédent).

4.2.1 Génération des résidus pour l'identification

Dans cette partie, nous élaborons le résidu utilisé pour déterminer l'interface roue-chaussée à partir du modèle de braquage des roues arrière présenté dans le [Chapitre 2](#). Nous considérons dans ce modèle que les roues arrière tournent à un même angle permettant d'utiliser une seule variable δ_{wr} pour désigner l'angle de

braquage des roues arrière. Nous appliquons le théorème du moment cinétique sur le centre du train arrière et nous obtenons l'équation suivante :

$$\begin{aligned} J_r \hat{\delta}_{wr} &= u_r + M_{br} + \hat{M}_{ATr} + \hat{M}_{SAr} + \hat{M}_{vr} \\ &= u_r + M_{br} + \hat{M}_{Tr} \end{aligned} \quad (4.1)$$

avec :

$$\hat{M}_{Tr} = \hat{M}_{ATr} + \hat{M}_{SAr} + \hat{M}_{vr} \quad (4.2)$$

Dans l'équation (4.1) nous mesurons la vitesse de braquage des roues arrière $\hat{\delta}_{wr}$ et le couple de direction u_r , et nous estimons l'accélération de braquage des roues arrière $\hat{\delta}_{wr}$ et des moments générés au niveau du train arrière \hat{M}_{Tr} . Or, pour estimer les moments M_{ATr} et M_{SAr} , il est nécessaire de connaître l'interface roue-chaussée. En effet, en utilisant le modèle de Pacejka (Pacejka, 2002) (voir [Annexe](#)) pour estimer les moments \hat{M}_{ATr} et \hat{M}_{SAr} on obtient :

$$\hat{M}_{ATr} = k_{mr} D_{mr} \sin(C_{mr} \tan^{-1}(B_{mr} \phi)) + S_{vmr} \quad (4.3)$$

$$\hat{M}_{SAr} = \left[\hat{F}_{xr} \cos(\delta_{wr}) + \hat{F}_{yr} \sin(\delta_{wr}) \right] (d \cos(\lambda) + r \sin(\lambda + \zeta)) \quad (4.4)$$

avec :

$$\hat{F}_{xr} = k_{xr} (\lambda_{Gr} D_{xr} \sin(C_{xr} \tan^{-1}(B_{xr} \phi_x))) \quad (4.5)$$

$$\hat{F}_{yr} = k_{yr} (\lambda_{\alpha r} D_{yr} \sin(C_{yr} \tan^{-1}(B_{yr} \phi_y))) \quad (4.6)$$

Les variables données par les équations (4.3), (4.4), (4.5) et (4.6) sont détaillées en [Annexe](#). Par la suite, le paramètre S_{vmr} est considéré nul car il dépend de l'angle de carrossage dont on n'a pas tenu compte dans le modèle du mouvement de direction du système (Gillespie 1992).

Remarque 4.1. Les paramètres k_{mr} , k_{xr} et k_{yr} dépendent de l'interface roue-chaussée (Grip et al., 2008). Leur valeur augmente avec l'accroissement du frottement des roues avec la chaussée et vice versa.

Du modèle de braquage des roues arrière on peut générer le résidu r_7 pour une hypothèse d'interface roue-chaussée valide :

$$\begin{aligned}
 r_7 &= -J_r \hat{\delta}_{wr} - B_r \dot{\delta}_{wr} + u_r + \hat{M}_{Tr} \\
 &= -J_r \hat{\delta}_{wr} - B_r \dot{\delta}_{wr} + u_r + \hat{M}_{ATr} + \hat{M}_{SAr} + \hat{M}_{vr}
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

En remplaçant (4.3), (4.4), (4.5) et (4.6) dans (4.7), nous obtenons une nouvelle expression pour le résidu r_7 :

$$\begin{aligned}
 r_7 &= -J_r \hat{\delta}_{wr} - B_r \dot{\delta}_{wr} + u_r + k_{mr} D_{mr} \sin(C_{mr} \tan^{-1}(B_{mr} \phi)) \\
 &\quad + [\hat{k}_{xr} (\lambda_{Gr} D_{xr} \sin(C_{xr} \tan^{-1}(B_{xr} \phi_x)) \cos(\delta_{wr})) \\
 &\quad + \hat{k}_{yr} (\lambda_{Gr} D_{yr} \sin(C_{yr} \tan^{-1}(B_{yr} \phi_y)))] (d \cos(\lambda) \\
 &\quad + r \sin(\lambda + \zeta)) - F_{zr} d \sin(\lambda) \sin(\delta_{wr})
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

avec :

$$\hat{M}_{vr} = -F_{zr} d \sin(\lambda) \sin(\delta_{wr}) \tag{4.9}$$

Comme le montre l'équation (4.8), r_7 est basée sur des grandeurs estimées et sur des grandeurs mesurées. Le système de braquage des roues arrière étant considéré sans défaut, le résidu r_7 doit être proche de 0 si les paramètres k_{mr} , k_{xr} et k_{yr} de l'équation (4.8) sont exacts ou leurs estimations sont proches des valeurs réelles. Dans le cas où le résidu est non nul, ces paramètres diffèrent des valeurs réelles.

4.2.2 Evaluation de résidus pour l'identification

Pour évaluer le résidu précédent, nous avons supposé que la nature de la chaussée est connue de manière exacte. Dans le cas contraire, le résidu r_7 ne peut s'appliquer et dans ce cas nous allons évaluer un autre résidu r_8 , qui peut s'exprimer :

$$\begin{aligned}
 r_8 &= -J_r \hat{\delta}_{wr} - B_r \dot{\delta}_{wr} + u_r + \hat{k}'_{mr} D_{mr} \sin(C_{mr} \tan^{-1}(B_{mr} \phi)) \\
 &\quad + \left[\hat{F}'_{xr} \cos(\delta_{wr}) + \hat{F}'_{yr} \sin(\delta_{wr}) \right] (d \cos(\lambda) \\
 &\quad + r \sin(\lambda + \zeta)) - F_{zr} d \sin(\lambda) \sin(\delta_{wr})
 \end{aligned} \tag{4.10}$$

Où \hat{F}'_{xr} et \hat{F}'_{yr} représentent respectivement les estimations des forces longitudinales et latérales données par :

$$\hat{F}'_{xr} = k'_{xr} D_{xr} \sin(C_{xr} \tan^{-1}(B_{xr}\phi)) \quad (4.11)$$

$$\hat{F}'_{yr} = k'_{yr} D_{yr} \sin(C_{yr} \tan^{-1}(B_{yr}\phi_y)) \quad (4.12)$$

En remplaçant (4.11) et (4.12) dans (4.10), on obtient :

$$\begin{aligned} r_8 = & -J_r \hat{\delta}_{wr} - B_r \dot{\delta}_r + u_r + (\hat{k}'_{mr} + \hat{k}_{mr} - \hat{k}_{mr}) D_{mr} \sin(C_{mr} \tan^{-1}(B_{mr}\phi)) \\ & + ((\hat{F}'_{xr} + \hat{F}_{xr} - \hat{F}_{xr}) \cos(\delta_{wr})) (d \cos(\lambda) + r \sin(\lambda + \zeta)) \\ & + (\hat{F}'_{yr} + \hat{F}_{yr} - \hat{F}_{yr}) \sin(\delta_{wr}) (d \cos(\lambda) + r \sin(\lambda + \zeta)) \\ & - F_{zr} d \sin(\lambda) \sin(\delta_{wr}) \end{aligned} \quad (4.13)$$

avec \hat{k}_{mr} une estimation du paramètre k_{mr} .

L'équation (4.13) peut être réécrite comme suit :

$$\begin{aligned} r_8 = & -J_r \hat{\delta}_{wr} - B_r \dot{\delta}_r + u_r + \hat{k}_{mr} D_{mr} \sin(C_{mr} \tan^{-1}(B_{mr}\phi)) \\ & + \left[\hat{F}_{xr} \cos(\delta_{wr}) + \hat{F}_{yr} \sin(\delta_{wr}) \right] (d \cos(\lambda) + r \sin(\lambda + \zeta)) \\ & - F_{zr} d \sin(\lambda) \sin(\delta_{wr}) + (\hat{k}'_{mr} - \hat{k}_{mr}) D_{mr} \sin(C_{mr} \tan^{-1}(B_{mr}\phi)) \\ & + ((\hat{F}'_{xr} - \hat{F}_{xr}) \cos(\delta_{wr})) (d \cos(\lambda) + r \sin(\lambda + \zeta)) \\ & + (\hat{F}'_{yr} - \hat{F}_{yr}) \sin(\delta_{wr}) (d \cos(\lambda) + r \sin(\lambda + \zeta)) \end{aligned} \quad (4.14)$$

On remarque que le résidu r_8 peut s'écrire :

$$\begin{aligned} r_8 = & r_7 + (\hat{k}'_{mr} - \hat{k}_{mr}) D_{mr} \sin(C_{mr} \tan^{-1}(B_{mr}\phi)) \\ & + ((\hat{F}'_{xr} - \hat{F}_{xr}) \cos(\delta_{wr})) (d \cos(\lambda) + r \sin(\lambda + \zeta)) \\ & + (\hat{F}'_{yr} - \hat{F}_{yr}) \sin(\delta_{wr}) (d \cos(\lambda) + r \sin(\lambda + \zeta)) \end{aligned} \quad (4.15)$$

Si on suppose que les paramètres k_{mr} , k_{xr} et k_{yr} , sont exacts, le résidu r_7 est nul et ce qui permet d'avoir l'expression suivante du résidu r_8 :

$$\begin{aligned} r_8 = & \left(\frac{\hat{k}'_{mr}}{\hat{k}_{mr}} - 1 \right) \hat{k}_{mr} D_{mr} \sin(C_{mr} \tan^{-1}(B_{mr}\phi)) + \left(\frac{\hat{k}'_{xr}}{\hat{k}_{xr}} - 1 \right) \hat{F}_{xr} \cos(\delta_{wr}) \\ & + \left(\frac{\hat{k}'_{yr}}{\hat{k}_{yr}} - 1 \right) \hat{F}_{yr} \sin(\delta_{wr}) (d \cos(\lambda) + r \sin(\lambda + \zeta)) \end{aligned} \quad (4.16)$$

En posant

$$\begin{cases} \hat{M}_{ATr} = \hat{k}_{mr} D_{mr} \sin(C_{mr} \tan^{-1}(B_{mr} \phi)) \\ d_c = d \cos(\lambda) + r \sin(\lambda + \zeta) \end{cases} \quad (4.17)$$

l'équation (4.16) est réécrite de la manière suivante :

$$r_8 = \left(\frac{\hat{k}'_{mr}}{\hat{k}_{mr}} - 1 \right) \hat{M}_{ATr} + \left(\frac{\hat{k}'_{xr}}{\hat{k}_{xr}} - 1 \right) \hat{F}_{xr} \cos(\delta_{wr}) + \left(\frac{\hat{k}'_{yr}}{\hat{k}_{yr}} - 1 \right) \hat{F}_{yr} \sin(\delta_{wr}) d_c \quad (4.18)$$

D'après (Gillepsie, 1992), les moments \hat{M}_{ATr} , $\hat{F}_{xr} \cos(\delta_{wr}) d_c$ et $\hat{F}_{yr} \sin(\delta_{wr}) d_c$ de l'équation (4.18) ont la même direction. Ils s'opposent au mouvement de rotation du véhicule et produisent un effet de sous-virage. De plus, les paramètres \hat{k}'_{mr} , \hat{k}'_{xr} et \hat{k}'_{yr} de l'équation (4.18) varient en fonction de l'interface roue-chaussée. Si l'hypothèse d'interface roue-chaussée considérée pour calculer \hat{k}'_{mr} , \hat{k}'_{xr} et \hat{k}'_{yr} suppose que les frottements roue-chaussée sont plus importants que ceux considérés pour le calcul de \hat{k}_{mr} , \hat{k}_{xr} et \hat{k}_{yr} , on a alors $\hat{k}'_{mr} > \hat{k}_{mr}$, $\hat{k}'_{xr} > \hat{k}_{xr}$ et $\hat{k}'_{yr} > \hat{k}_{yr}$. Si on suppose qu'il y a moins de frottements roue-chaussée, les valeurs de \hat{k}'_{mr} , \hat{k}'_{xr} et \hat{k}'_{yr} sont inférieures respectivement à celles de \hat{k}_{mr} , \hat{k}_{xr} et \hat{k}_{yr} .

Nous pouvons alors conclure que lorsque les erreurs d'estimation des forces longitudinales et latérales et du moment d'auto-alignement augmentent, $\frac{\hat{k}'_{mr}}{\hat{k}_{mr}}$, $\frac{\hat{k}'_{xr}}{\hat{k}_{xr}}$ et

$\frac{\hat{k}'_{yr}}{\hat{k}_{yr}}$ s'éloignent de 1. Dans ce cas là, $|r_8|$ augmente vu que les moments \hat{M}_{ATr} ,

$\hat{F}_{xr} \cos(\delta_{wr}) d_c$ et $\hat{F}_{yr} \sin(\delta_{wr}) d_c$ de l'équation (4.18) ont la même direction. Pour chaque hypothèse d'interface roue-chaussée considérée, on obtient alors une valeur de résidu unique. En considérant un nombre fini d'hypothèses de surfaces de route déterminées hors ligne, comme pour les approches d'estimation d'interfaces roue-chaussée utilisant des observateurs (voir (Baffet et al., 2009)), on génère un nombre fini de résidus uniques. Parmi ces résidus, celui ayant la valeur absolue la plus faible

indique l'hypothèse d'interface roue-chaussée la plus proche. Nous estimons ensuite les forces longitudinales et latérales au niveau de chaque roue en utilisant le paramètre d'interface roue-chaussée identifiée. Ceci nous permet de générer par la suite les résidus structurés r_i , avec $i \in \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$, qui permettront la localisation du défaut.

4.3 Localisation de défaut actionneur pour véhicule 2WS4WD

Dans cette section, nous nous intéressons à la localisation d'un défaut d'actionneur pour un véhicule suractionné 2WS4WD. Nous utilisons pour ce faire des résidus issus de relations de redondance analytique (RRA), qui ne lient que des grandeurs connues disponibles en ligne. Ces résidus sont sensibles aux défauts des 4 actionneurs de traction et de l'actionneur de direction. Les RRA sont obtenues à partir des modèles de traction et de direction du véhicule 2WS4WD.

Le modèle de direction des roues avant a été présenté dans le [Chapitre 2](#) du mémoire. Nous rappelons ce modèle puis nous présentons le modèle de traction des 4 roues du véhicule, comme dans (Dumont 2006).

Le modèle dynamique de direction est obtenu à partir du théorème du moment cinétique :

$$\begin{aligned} J_f \hat{\delta}_{wf} &= u_f + M_{bf} + \hat{M}_{ATf} + \hat{M}_{SAf} + \hat{M}_{vf} \\ &= u_f + M_{bf} + \hat{M}_{Tf} \end{aligned} \quad (4.19)$$

avec

$$\hat{M}_{Tf} = \hat{M}_{ATf} + \hat{M}_{SAf} + \hat{M}_{vf} \quad (4.20)$$

Pour obtenir le modèle de traction des 4 roues du véhicule, nous appliquons ce même théorème au centre de la roue i , avec $i \in \{1, 2, 3, 4\}$. Nous pouvons écrire :

$$J_i \ddot{\theta}_i = \sum M_i(\vec{F}_{ext}) \quad (4.21)$$

avec $\sum M_i(\vec{F}_{ext})$ désignant la somme des moments appliqués au centre de la roue i .

Les moments considérés dans l'équation (4.21) sont les suivants :

- Le moment généré par la force de frottement visqueux entre la roue i et le moteur de traction. Ce moment est représenté par $M_{fi} = f_i \dot{\theta}_i$.
- Le moment d'impact généré par les forces longitudinales et latérales issues du contact roue i -chaussée. Ce moment est représenté par $M_{ii} = r(F_{xi} \cos(\delta_{wi}) + F_{yi} \sin(\delta_{wi}))$, avec r le rayon de la roue.
- Le couple moteur généré par l'actionneur i . Ce couple est représenté par $M_{tri} = u_i$

Nous exprimons finalement le modèle de traction au niveau de la roue i comme suit :

$$\begin{aligned} J_i \ddot{\theta}_i &= M_{fi} + M_{ii} + M_{tri} \\ &= f_i \dot{\theta}_i + r(F_{xi} \cos(\delta_{wi}) + F_{yi} \sin(\delta_{wi})) + u_i \end{aligned} \quad (4.22)$$

Nous pouvons alors exprimer les équations modélisant la relation traction-roue-chaussée des quatre roues du véhicule comme suit :

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\theta}_1 = f_1 \dot{\theta}_1 + r(F_{x1} \cos(\delta_{wf}) + F_{y1} \sin(\delta_{wf})) + u_1 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 = f_2 \dot{\theta}_2 + r(F_{x2} \cos(\delta_{wf}) + F_{y2} \sin(\delta_{wf})) + u_2 \\ J_3 \ddot{\theta}_3 = f_3 \dot{\theta}_3 + r(F_{x3} \cos(\delta_{wr}) + F_{y3} \sin(\delta_{wr})) + u_3 \\ J_4 \ddot{\theta}_4 = f_4 \dot{\theta}_4 + r(F_{x4} \cos(\delta_{wr}) + F_{y4} \sin(\delta_{wr})) + u_4 \end{cases} \quad (4.23)$$

4.3.1.1 Génération des résidus pour le diagnostic

Les résidus sont obtenus directement à partir des modèles de traction et du modèle de direction du train avant. Ces 5 résidus sont par la suite évalués pour la détection des défauts au niveau des quatre actionneurs de traction et de l'actionneur de direction des roues avant. En se basant sur les équations (4.19) et (4.23), nous obtenons les résidus suivant :

$$\begin{aligned}
r_2 &= J_1 \ddot{\theta}_1 + f_1 \dot{\theta}_1 - u_1 - r \hat{F}_{x_1} \cos \delta_{wf} - r \hat{F}_{y_1} \sin \delta_{wf} \\
r_3 &= J_2 \ddot{\theta}_2 + f_2 \dot{\theta}_2 - u_2 - r \hat{F}_{x_2} \cos \delta_{wf} - r \hat{F}_{y_2} \sin \delta_{wf} \\
r_4 &= J_3 \ddot{\theta}_3 + f_3 \dot{\theta}_3 - u_3 - r \hat{F}_{x_3} \cos \delta_{wr} - r \hat{F}_{y_3} \sin \delta_{wr} \\
r_5 &= J_4 \ddot{\theta}_4 + f_4 \dot{\theta}_4 - u_4 - r \hat{F}_{x_4} \cos \delta_{wr} - r \hat{F}_{y_4} \sin \delta_{wr} \\
r_6 &= J_f \ddot{\delta}_{wf} + B_f \dot{\delta}_{wf} + k_f \delta_{wf} - u_f + \hat{M}_{Tf}
\end{aligned} \tag{4.24}$$

Nous remarquons de l'équation (4.24) que l'évaluation des résidus ne peut se réaliser sans l'estimation précise des forces longitudinales et latérales. Or, cette estimation exige la connaissance du paramètre interface roue-chaussée (Pacejka 2002). Comme ce paramètre inconnu a été identifié dans la section précédente, nous pouvons alors évaluer ces résidus.

4.3.1.2 Localisation du défaut

Nous utilisons dans cette partie la matrice de signature structurée pour la localisation d'un défaut d'actionneur (de traction ou de direction). Chaque ligne i de cette matrice correspond à un résidu et chaque colonne j correspond à une défaillance. Un 1 à la position (i, j) indique qu'une défaillance j est détectable par le résidu i . Le nombre binaire formé par la colonne j est appelé "signature de la défaillance j ". Dans la [Tableau 4.1](#), f_i est utilisée pour désigner la défaillance de l'actionneur i . La défaillance des actionneurs de traction est affectée de l'indice $i \in \{1, 2, 3, 4\}$ alors que la défaillance de l'actionneur de direction du train avant est affectée de l'indice $i = 5$. Le cas de défaillance de l'actionneur de direction du train arrière n'est pas présenté dans ce tableau vu que cet actionneur est supposé non défaillant. Comme cette matrice de signature est de rang plein, les signatures des défaillances sont indépendantes. Nous pouvons alors localiser tout défaut d'actionneur.

	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5
r_1	1	1	1	1	1
r_2	1	0	0	0	0
r_3	0	1	0	0	0
r_4	0	0	1	0	0
r_5	0	0	0	1	0
r_6	0	0	0	0	1

Tableau 4.1 : Matrice de signature de défauts

4.4 Reconfiguration de la commande

Une fois le défaut localisé, nous appliquons la reconfiguration matérielle au véhicule 2WS4WD. Ce type de reconfiguration consiste à changer la structure interne du système et ceci en utilisant uniquement les composants sains (voir [Chapitre 1](#)). Pour réaliser cette reconfiguration, nous calculons une loi de commande $u \in U$, établie hors ligne, permettant d'atteindre l'objectif O sous les contraintes $C(S_r, \theta_r)$, avec $(S_r, \theta_r) \in S \times \Theta$ représentant la structure et paramètres non modifiés par la défaillance et S l'ensemble des structures possibles.

Cette reconfiguration matérielle reste applicable pour le cas d'un véhicule 2WS4WD tant que l'indice de suractionnement du système est non nul. Nous rappelons que l'indice de suractionnement, défini dans le [Chapitre 3](#), est fonction de la mission donnée. Il représente le nombre d'actionneurs potentiellement utilisables mais non nécessaires pour exécuter la mission. Pour notre cas, la mission que le véhicule 2WS4WD doit accomplir est de suivre la trajectoire référence tout en garantissant des performances désirées. Pour réaliser cette mission, nous avons utilisé au départ 5 actionneurs du système : les 4 actionneurs de traction et l'actionneur de direction du train avant. L'indice de suractionnement du véhicule est

alors 1, comme l'utilisation de l'actionneur de direction du train arrière n'est pas nécessaire pour accomplir la mission. Après la détection et la localisation du défaut, nous appliquons la reconfiguration matérielle du système.

Pour ce faire, nous considérons deux stratégies de reconfiguration matérielle en fonction du défaut localisé. Si la sortie de trajectoire du véhicule est causée par un défaut de l'un des quatre actionneurs de traction du véhicule, la roue contrôlée par cet actionneur est alors laissée libre (comme dans (Dumont 2006)). La commande du véhicule est ensuite reconfigurée en déconnectant l'actionneur de traction défaillant et en utilisant uniquement les actionneurs sains. Nous continuons à contrôler l'actionneur de direction du train arrière et ceci pour garantir les performances désirées.

Dans le cas où la sortie de trajectoire du véhicule est causée par un défaut d'actionneur de direction du train avant, les roues avant sont bloquées dans la direction longitudinale du véhicule. La commande du véhicule est ensuite reconfigurée en utilisant la direction des roues arrière pour assurer le suivi de trajectoire du véhicule. La mission du véhicule est alors garantie, vu qu'on a considéré comme hypothèse de départ que 4 actionneurs de traction et 1 actionneur de direction sont suffisants pour l'accomplir.

Pour les deux cas considérés, l'indice de suractionnement du système devient nul. En effet, si l'actionneur de direction du train arrière tombe aussi en panne, on n'est plus capable d'assurer le suivi de trajectoire du véhicule avec les actionneurs restants. On doit stopper le véhicule et se mettre sur une bande d'arrêt d'urgence.

4.5 Résultats de simulation

Nous testons dans cette partie le module de diagnostic présenté dans ce chapitre. Nous utilisons pour ceci la co-simulation entre CarSim et Matlab-Simulink. Nous nous servons du logiciel CarSim pour simuler la dynamique globale du véhicule et pour assurer le contrôle des quatre actionneurs de traction et de l'actionneur de direction des roues avant. Nous implémentons sur le logiciel Matlab-Simulink le module de diagnostic élaboré dans ce chapitre ainsi que la commande de direction des roues arrière du véhicule présentée dans le [Chapitre 3](#) du mémoire. Cette commande est activée dès qu'un défaut est détecté par le module de diagnostic.

Nous considérons le scénario suivant : Un véhicule autonome 2WS4WD circule à une vitesse constante de 60km/h. La route considérée a des caractéristiques variables. Elle est divisée en trois parties : la première et la troisième partie de la route sont en asphalté sec, alors que la deuxième est en asphalté humide. Pour $t \in [0, 2]$ et $t \in [6, 14]$ le véhicule circule sur l'asphalté sec et pour $t \in]2, 6]$ il circule sur l'asphalté humide. Le coefficient d'adhérence maximal sur l'asphalté sec est $\mu_{\max} = 1.2$, alors que le coefficient d'adhérence maximal sur l'asphalté humide est $\mu_{\max} = 0.8$. Une chute d'efficacité de l'actionneur de direction du train avant a lieu à $t = 3.3$ s. Cette chute d'efficacité mène à une déviation de trajectoire. L'erreur de position latérale dépasse le seuil adaptatif à 4.04 s comme le montre la [Figure 4.1](#).

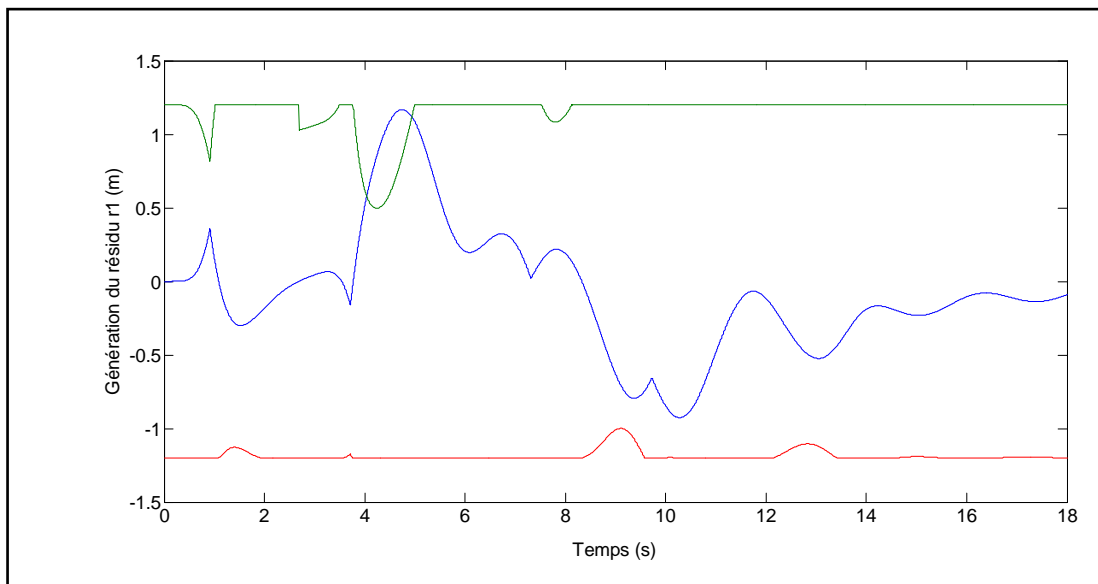


Figure 4.1 : Evaluation du résidu r_1 pour détecter une sortie de trajectoire

Le module de diagnostic détecte alors le défaut à $t = 4.04$ s et active le système de commande tolérante aux fautes basé sur la génération dynamique de références. La direction des roues arrière du véhicule est alors utilisée afin de maintenir le suivi de trajectoire. L'angle de direction désiré des roues arrière est calculé dans une boucle externe de manière à ce que l'objectif global du système soit préservé. Ensuite, la commande de l'actionneur de direction des roues arrière est calculée dans une boucle interne pour assurer le suivi de cet angle de direction désiré (voir [Chapitre 3](#)). La sécurité du véhicule est alors garantie en présence du défaut.

L'interface roue-chaussée est tout d'abord estimée en comparant les valeurs de $|r_8|$ générées pour différents types de chaussées (voir Figure 4.2). Comme dans (Villagra, et al. 2011), nous considérons cinq types de surfaces différentes. Nous remarquons dans la Figure 4.2 que pour des instants donnés, tous les résidus sont nuls. Ceci correspond au cas où l'actionneur de direction du train arrière n'est pas excité. En effet, dans l'équation (4.18), les moments \hat{M}_{ATr} , $\hat{F}_{xr} \cos(\delta_{wr}) d_c$ et $\hat{F}_{yr} \sin(\delta_{wr}) d_c$ s'opposent au mouvement de rotation du train arrière. Si le système n'est pas excité, ces moments sont nuls pour toute hypothèse d'interface roue-chaussée.

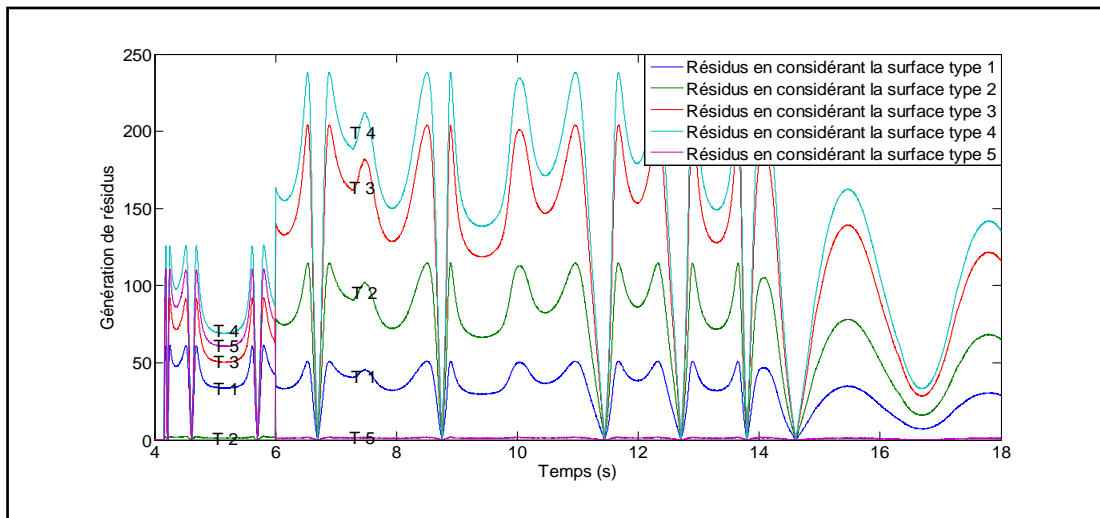


Figure 4.2 : Génération des résidus pour l'identification de l'interface roue/chaussée

En appliquant cette technique, l'interface roue-chaussée est déterminée en ligne. Le passage d'une surface de contact à une autre est de même détecté (comme le montre la Figure 4.3 lors du passage d'une surface d'asphalte humide à une surface d'asphalte sec à $t=6s$). Une fois l'information sur l'interface roue-chaussée est obtenue, elle est utilisée dans la génération des résidus r_i , avec $i \in \{2,3,4,5,6\}$.

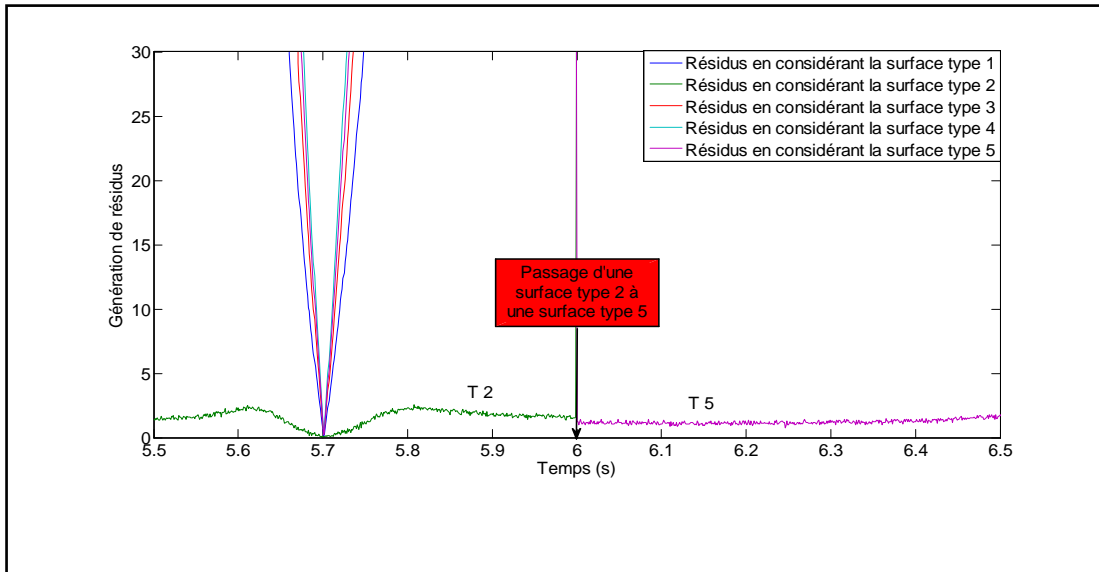


Figure 4.3 : Changement de l'interface roue-chaussée

Les résidus r_i , avec $i \in \{2,3,4,5,6\}$, sont ensuite générés. Leurs valeurs respectives sont données dans la Figure 4.4. Un dépassement du seuil statique, qui est déterminé d'une manière empirique, est détecté au niveau du résidu r_6 . La signature de la défaillance correspond alors à celle de f_5 . Ceci confirme que la défaillance provient de l'actionneur de direction du train avant.

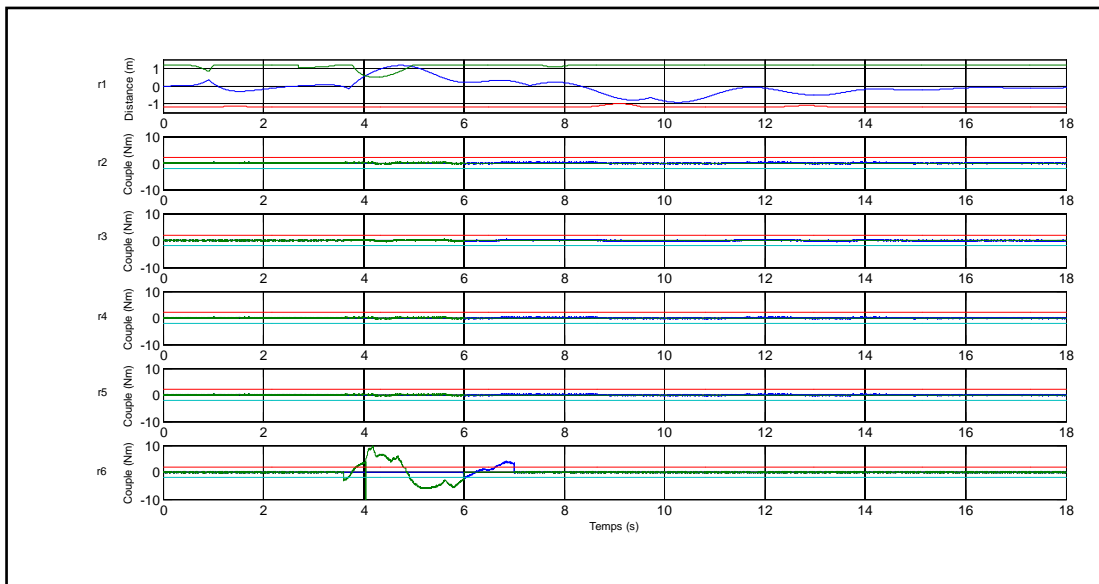


Figure 4.4 : Génération des résidus pour la localisation de la défaillance

Une fois le défaut localisé, l'actionneur défaillant est déconnecté : les roues avant sont bloquées dans la direction longitudinale du véhicule à $t=7s$.

Nous continuons à contrôler la direction des roues arrière pour garantir le suivi de trajectoire du système comme le montre la [Figure 4.5](#).

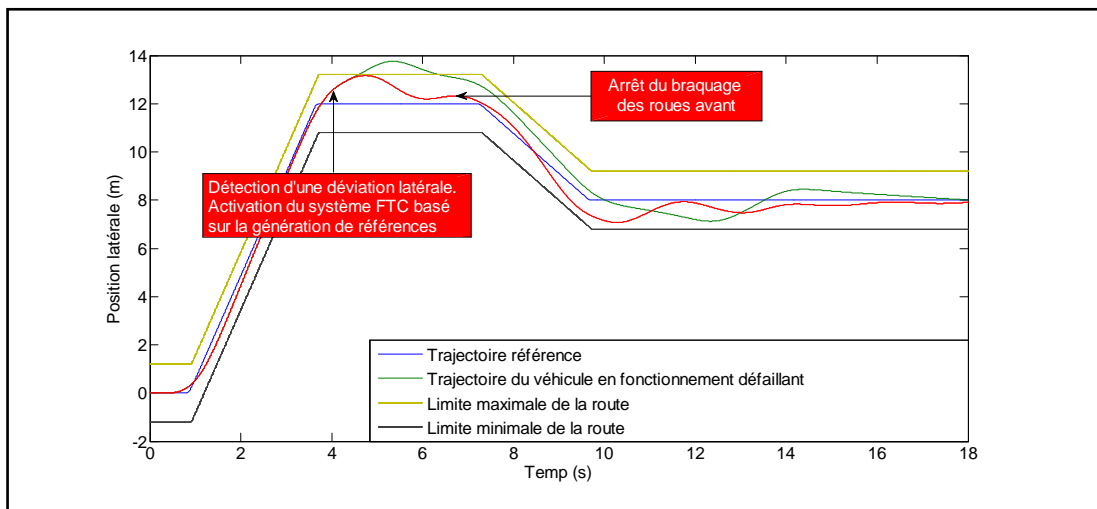


Figure 4.5 : Trajectoire du véhicule avant et après l'application du FTC

4.6 Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre un algorithme de diagnostic pour des systèmes suractionnés. Cet algorithme assure une localisation précise d'un défaut d'actionneur sans compromettre la sécurité du système. Il est activé après la détection d'un défaut et le lancement d'une commande tolérante aux fautes active qui permet de rétablir et maintenir les performances du système en présence du défaut. Une fois le défaut localisé, le système suractionné est reconfiguré de manière à éliminer le composant défaillant. Cette stratégie de diagnostic est appliquée à un véhicule autonome 2WS4WD. Pour ce type de véhicule, la localisation fine du défaut nécessite l'estimation de l'interface roues-chaussée. Pour ceci, une technique d'identification de ce paramètre est proposée. Elle repose sur l'utilisation du modèle dynamique des actionneurs de braquage des roues arrière (considérés non défaillants) pour déterminer l'interface. Un résidu est calculé avec différentes valeurs de paramètres. Le résidu le plus proche de zéro indique le paramètre le plus probable. L'algorithme de diagnostic est finalement testé en utilisant la co-simulation des logiciels CarSim et Simulink. Les résultats obtenus démontrent qu'en utilisant

cette approche la localisation précise du défaut est garantie sans compromettre la sécurité du véhicule.

Conclusion générale et perspectives

Conclusion

Nous avons présenté dans ce mémoire une stratégie de commande tolérante aux fautes actives constituées de 4 étapes : détection du défaut, activation d'une commande tolérante aux fautes qui assure le suivi de trajectoire du système en présence du défaut, localisation précise du défaut et finalement reconfiguration du système en utilisant que les composants non défectueux.

Les deux premières étapes sont présentées dans le [Chapitre 3](#) de la thèse. Lorsque l'objectif global du système n'est plus atteint, un défaut est signalé par le module de diagnostic. Une commande tolérante aux fautes basée sur la génération dynamique de références est alors activée. Cette commande garantit les performances désirées du système global pendant la phase de localisation précise du défaut. Cette approche a été appliquée à un véhicule autonome suractionné du type 2WS4WD. Elle consiste à redistribuer en ligne les tâches entre les actionneurs sains, non utilisés en fonctionnement normal. Le suivi de de trajectoire du véhicule est assuré initialement par quatre actionneurs de traction et un actionneur de direction du train avant. Lorsqu'un défaut apparaît sur l'un des cinq actionneurs, l'actionneur de direction du train arrière est contrôlé de manière à rétablir et maintenir le suivi de trajectoire. Pour calculer la loi de commande en présence du défaut, deux boucles interconnectées sont utilisées. La première boucle, appelée boucle externe, assure le calcul de nouveaux objectifs locaux nécessaires pour atteindre l'objectif global du système. La seconde boucle, appelée boucle interne, assure le calcul de la loi de commande nécessaire pour le suivi des objectifs locaux élaborés dans la boucle externe.

La localisation précise du défaut et la reconfiguration du système global sont réalisées dans le [Chapitre 4](#). L'algorithme de localisation de défaut est

activé après la détection d'un défaut et l'activation de la commande tolérante aux fautes qui assure le suivi de trajectoire du système en présence du défaut. Une fois le défaut localisé, le composant défaillant est déconnecté et le système de commande global du véhicule est alors reconfiguré.

Les algorithmes de diagnostic et de commande tolérante aux fautes active sont finalement testés en utilisant une co-simulation de CarSim et de Matlab/Simulink. L'efficacité de ces algorithmes est présentée en comparant les performances du véhicule en présence d'un actionneur défaillant avant et après l'activation de notre loi de commande.

Perspectives

Il est bien nécessaire de poursuivre l'étude réalisée dans ce mémoire pour déterminer les limites de l'approche conçue. De nouvelles pistes peuvent être envisagées au niveau de la stratégie de commande élaborée, des techniques considérées pour aboutir à la loi de commande tolérante aux fautes et des défauts considérés.

La stratégie de commande élaborée dans ce mémoire consiste à redistribuer en ligne les tâches entre les actionneurs sains, non utilisés en fonctionnement normal, afin de compenser l'effet d'un défaut d'actionneur. Cette stratégie doit être complétée par un module de reconfiguration qui déterminera en ligne le nombre minimal d'actionneurs sains à activer pour compenser le défaut. Cet algorithme doit assurer l'utilisation optimale des actionneurs nécessaire pour accomplir la mission.

Dans notre étude, nous n'avons considéré que les défauts d'actionneurs pour des systèmes suractionnés. Des scénarios de défaut de capteur et/ou de système pour des systèmes suractionnés peuvent être envisagés prochainement. Cette étude va permettre de vérifier la possibilité d'appliquer une stratégie de commande tolérante aux fautes globale considérant les défauts d'actionneurs, de capteurs et de système.

La théorie de Lyapunov et la technique de backstepping ont été appliquées pour assurer le suivi de trajectoire du système global. D'autres

techniques peuvent être envisagées telles que le backstepping robuste, la commande par mode glissant, la commande prédictive...

Par ailleurs, le modèle de véhicule utilisé pour appliquer notre stratégie ne constitue pas un modèle complet de dynamique de véhicule vu que plusieurs approximations ont été considérées. Il serait intéressant de considérer dans de prochains travaux les dynamiques de roulis et de tangage. Le contrôle de ces variables est essentiel pour assurer le confort des passagers.

Annexe

Calcul des forces longitudinales et latérales

Il existe dans la littérature plusieurs modèles élaborés pour le calcul des forces longitudinales et latérales. Nous avons utilisé dans ce mémoire le modèle Pacejka, comme dans (Pacejka, 2002), largement utilisé dans le domaine d'automobile, et qui est considéré comme le meilleur modèle représentant le comportement du pneumatique (Seddiki et al., 2006). Il existe de même d'autres modèles utilisés dans la littérature pour le calcul des forces longitudinales et latérales, et qui n'ont pas été considérés dans ce mémoire (voir (Seddiki et al., 2006)). Avant de présenter dans ce qui suit des modèles établis, commençons par détailler deux paramètres présents dans ces modèles.

1- Le glissement longitudinal des pneus pour une roue i défini par :

$$G_i = -\left(\frac{V_i - r\dot{\theta}}{V_i}\right)$$

avec V_i la vitesse au niveau de la roue i .

Le glissement G_i est créé par le couple de traction appliqué sur la roue i . Il a une valeur positive lorsque la force de traction longitudinale F_{xt} est positive. Dans ce cas, la vitesse angulaire de la roue augmente, ce qui fait que $V_G < r\dot{\theta}$. Lorsque le véhicule circule sur une surface glissante, G_i atteint des valeurs importantes.

Lors du freinage, la vitesse du véhicule devient supérieure à $r\dot{\theta}$. La valeur du glissement est alors négative et continue de diminuer jusqu'à atteindre la valeur -1 lors du blocage de la roue i .

2- L'angle de dérive, appelée aussi caractéristique d'adhérence transversale du

$$\text{pneumatique : } \tan \alpha_i = -\frac{V_{yi}}{V_{xi}}$$

V_{yi} et V_{xi} sont simultanément les vitesses latérales et longitudinales au centre de la roue i . L'angle α_i permet de générer des accélérations transversales et peut causer soit le sous-virage lorsqu'il a une valeur négative, soit le survirage lorsqu'il a une valeur positive.

Après la présentation de ces deux notations, passons aux modèles de représentation des forces longitudinales et latérales F_{xi} et F_{yi} exprimés en fonctions de G_i et α_i .

Le modèle de Dugoff

Le modèle Dugoff décrit une relation analytique entre les forces longitudinales F_{xi} et latérales F_{yi} en utilisant : la force verticale F_{zi} , le glissement G_i , et l'angle de dérive α_i . Il exprime les forces longitudinales et latérales comme suit :

$$F_{xi} = K_{xi} \frac{G_i}{1-G_i} \tau$$

$$F_{yi} = K_{yi} \frac{\tan(\alpha_i)}{1-G_i} \tau$$

avec :

$$\tau = \begin{cases} (2-\sigma)\sigma & \text{lorsque } \sigma < 1 \\ 1 & \end{cases}$$

$$\sigma = \frac{(1-G_i)\mu F_{zi}}{2\sqrt{K_x^2 G_i^2 + K_y^2 \tan^2(\alpha_i)}}$$

K_{xi} et K_{yi} étant respectivement les constantes de raideur longitudinales et latérales.

Le modèle de Gim

Le modèle de Gim ne considère pas de couplage entre G_i et α_i . Il suppose que l'aire de contact se répartit en forme de rectangle et que la force verticale peut être calculée à partir de l'intégration de la pression à la surface de contact.

Les forces longitudinales et latérales sont fonction : de la charge verticale F_{zi} , du glissement longitudinal G_i et l'angle de dérive α_i , la longueur de la surface de contact, la rigidité longitudinale et latérale et le coefficient de frottement.

Ce modèle est établi comme suit :

$$F_{xi} = C_s G_i l_n^2 + \mu_x F_z (1 - l_n^2 + 2l_n^3)$$

$$F_{yi} = C_\alpha G_i l_n^2 + \mu_y F_z (1 - 3l_n^2 + 2l_n^3)$$

avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} C_s = \frac{K_x W}{2} \\ C_\alpha = \frac{K_y W}{2} \\ l_n = 2l_r \left(1 - \frac{2Wl_r^2}{3\mu F_z} \left((K_x G_i)^2 + (K_y G_i)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right) \end{array} \right.$$

l_n étant la longueur de surface de contact et W la largeur du pneumatique.

Le modèle de Kiencke

Le modèle de Kiencke calcule le coefficient de frottement en utilisant le modèle de Burckhardt étendue. Ce coefficient est fonction du glissement longitudinal G_i , et de la force verticale F_{zi} et de la vitesse du centre de gravité du véhicule.

Le modèle est établi comme suit :

$$F_{xi} = \mu \frac{F_z}{S} (G_i \cos(\alpha_i) - c_\mu \kappa_i \sin(\alpha_i))$$

$$F_{yi} = \mu \frac{F_z}{S} (c_\mu \kappa_t \cos(\alpha_i) + G_i \sin(\alpha_i))$$

avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \mu = (c_1(1 - \exp(-c_2 S)) - c_3 S \exp(-c_4 S V_G))(1 - c_5 F_z^2) \\ S = (G_i^2 + \kappa_t^2)^{\frac{1}{2}} \\ \kappa_t = \tan(\alpha_i) \text{ pour freinage et } \kappa_t = (1 - G_i) \tan(\alpha_i) \text{ pour traction} \end{array} \right.$$

Tel que :

μ : coefficient de frottement.

c_μ : coefficient de pondération.

c_1, c_2, c_3 : paramètres dépendant du sol.

c_4 : paramètre dépendant de la vitesse du véhicule.

c_5 : paramètre dépendant de la charge de la roue.

S : glissement total.

Le modèle Pacejka

Le modèle Pacejka est l'un des modèles les plus utilisés dans le domaine automobile. Ce modèle permet l'estimation de paramètres obtenues à partir de mesures hors lignes, et qui correspondent à des caractéristiques physiques obtenues du contact entre le pneu et la chaussée. Plusieurs améliorations ont été apportées à ce modèle depuis son élaboration en 1987. Ceci a permis de l'approcher au mieux du comportement réel du véhicule.

Le modèle est établi comme suit :

$$F_{xr} = k_{xr} D_{xr} \sin(C_{xr} \tan^{-1}(B_{xr} \phi_x))$$

$$F_{yr} = k_{yr} D_{yr} \sin(C_{yr} \tan^{-1}(B_{yr} \phi_y))$$

avec :

$$\phi_x = (1 - E_{xr}) G_r + \frac{E_{xr}}{B_{xr}} \tan^{-1} B_{xr} G_r$$

$$\phi_y = (1 - E_{yr})(\alpha_r + S_{hyr}) + \frac{E_{yr}}{B_{yr}} \tan^{-1}(B_{yr}(\alpha_r + S_{hyr}))$$

B : coefficient de raideur.

C : facteur de forme.

D : valeur maximale de la courbe.

E : courbure.

Bibliographie

Aitouche, A. "Détection et localisation de défaillances de capteurs." Doctorat de l'Université de Nancy I, Nancy, France, 1990.

Anderson, B. D., and J. B. Moore. *Optimal control: linear quadratic methods*. Courier Dover Publications, 2007.

Baffet, G., A. Charara, and D. Lechner. "Estimation of vehicle sideslip, tire force and wheel cornering stiffness." *Control Engineering Practice* 17, no. 11, pp.1255-1264, 2009.

Baille, G., P. Garnier, H. Mathieu, and R. Pissard-Gibollet. *Le Cycab de l'INRIA Rhône-Alpes*. Rapport technique num. 0229, 90 pages, 1999.

Bartolini, G., A. Ferrara, and E. Usani. "Chattering avoidance by second-order sliding mode control." *IEEE Transactions on Automatic control* 43, no. 2, pp. 241-246, 1998.

Bask, M. "Dynamic threshold generators for robust fault detection." PHD Thesis, Luleå University of Technology, Luleå, Sweden, 2005.

Besselink, B. C. "Computer controlled steering system for vehicles having two independently driven wheels." *Computers and Electronics in Agriculture* 39, no. 3, pp. 209-226, 2003.

Blanke, M., and J. S. Thomsen. "Electrical steering of vehicles-fault-tolerant analysis and design. ." *Microelectronics reliability* 46, no. 9, pp. 1421-1432, 2006.

Blanke, M., C. Frei, F. Kraus, R. J. Patton, and M. Staroswiecki. "What is fault-tolerant control?" *Proceedings of IFAC Symposium on SAFEPROCESS'00*. pp. 40-51, 2000.

Blanke, M., M. Staroswiecki, and N. E. Wu. "Concepts and Methods in Fault-Tolerant Control." *Proceedings of the American Control Conference* 4, pp. 2606-2620, 2001.

Bodson, M. "Evaluation of Optimization Methods for Control Allocation." *Journal of Guidance, Control and Dynamics* 25, no. 4, pp. 703-711, 2002.

Bokor, J., and Z. Szabó. "Fault detection and isolation in nonlinear systems." *Annual Reviews in Control* 33, no. 2, pp. 113-123, 2009.

Bosh GmbH, Robert. *Automotive Handbook, 3rd Edition*. Stuttgart: Robert Bosch, 1993.

Bregeault, V. "Quelques contributions à la théorie de la commande par modes glissants." Doctorat, Ecole centrale de Nantes, Nantes, France, 2010.

Cameron, S, and P. Probert. *Advanced Guided Vehicles, Aspects of the Oxford AGV Project*. World Scientific series in robotics and automated systems, 1994.

Canudas-de-Wit, C., M. L. Petersen, and A. Shiriaev. "A new nonlinear observer for Tire/road distributed contact friction." *Proceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control* 3, pp. 2246-2251, 2003.

Casavola, A., and E. Garone. "Adaptive fault tolerant control allocation strategies for autonomous overactuated vehicles." *2nd IFAC Workshop Navigation, Guidance and Control of Underwater Vehicles* 2, no. 1, pp. 143-148, 2008.

Chai, H. D. *Electromechanical Motion Devices*. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall PTR, 1998.

Chen, C. "Backstepping Control Design and Its Applications to Vehicle Lateral Control in Automated Highway Systems." PHD Thesis, University of California at Berkely, USA, 1996.

Chen, Y., and Y. Wang. "A Global Optimization Algorithm for Energy-Efficient Control Allocation of Over-Actuated Systems." *Proceedings of the American Control Conference*, pp. 5300-5305, 2011.

Cheung, B., G. Kumar, Sudarshan A., and S.A. Rao. "Statistical Algorithms in Fault Detection and Prediction: Toward a Healthier Network." *Bell Labs Technical Journal, Special Issue: Lucent Worldwide Services* 9, no. 4, pp. 171-185, 2005.

Chow, E., and A. Willsky. "Analytical redundancy and the design of robust failure detection system." *IEEE Transactions on Automatic Control* 29, no. 7, pp. 603-614, 1984.

Christophe, C., V. Cocquempot, and B. Jiang. "Link between high gain observer-based residual and parity space one." *Proceedings of the 2002 American Control Conference*, pp. 2100-2105, 2002.

Cocquempot, V., J.P Cassar, and M Staroswiecki. "Generation of robust analytical redundancy relations." *European Control Conference*, pp. 309-314, 1991.

Cocquempot, V., T. El Mezyani, and M. Staroswiecki. "Fault detection and isolation for hybrid systems using structured parity residuals." *5th Asian Control Conference*, pp.1204-1212, 2004.

Cox, H. "On the estimation of state variables and parameters for noisy dynamic systems." *IEEE Transactions on Automatic Control* 9, no. 1, pp. 5-12, 1964.

Da Ronch, A., et al. "A Framework for Constrained Control Allocation Using CFD-based Tabular Data." 49th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exhibition, 18 pages, 2011.

Dakhlallah, J., S. Glaser, S. Mammar, and Y. Sebsadji. "Tire-road forces estimation using extended Kalman filter and sideslip angle evaluation." *Proceedings of the American Control Conference*, pp. 4597-4602, 2008.

Dashkovskiy, S. N., B. S. Rüffer, and F. R. Wirth. "Small gain theorems for large scale systems and construction of ISS Lyapunov functions." *SIAM Journal on Control and Optimization* 48, no. 6, pp. 4089-4118, 2010.

Dauphin-Tanguy, G., J. P. Richard, F. Rotella, and I. Zambettakis. *Commande et optimisation des processus*. Paris: Editions Technip, 1990.

De Luca, A., G. Oriolo, and C. Samson. "Feedback control of a non-holonomic car-like robot." In *Robot Motion Planning and Control*, 171-253. chapitre 4, J.P Laumond Ed., 1998.

De Persis, C., and A. Isidori. "A geometric approach to nonlinear fault detection and isolation." *IEEE Transactions on Automatic Control* 46, no. 6, pp. 853-865, 2001.

Depold, H. R., R. Rajamani, W. H. Morrison, and K. R. Pattipati. "A unified metric for fault detection and isolation in engines." *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2006.

Doyle, J.C., P.P. Khargonekar, and B.A. Francis. "State-space solutions to standard and control problems." *IEEE Transactions on Automatic Control* 34, no. 8, pp. 831-847, 1989.

Dubuisson, B. *Diagnostic et reconnaissance des formes*. Hermes Science Publications, 1990.

Duda, R. O., P. E. Hart, and D. G. Stork. *Pattern classification*. . John Wiley & Sons, 2012.

Dugard, L., and I., D. Landau. *Commande adaptative : méthodologie et applications*. Edited by Hermès. Vol. 1. Paris, 1988.

Dumont, P. E. "Tolérance active aux fautes des systèmes d'instrumentation." Doctorat de l'Université de Lille 1, Lille, 2006, 2006.

Dunbar, W. B., R. A. De Callafon, and J. B. Kosmatka. "Coulomb and viscous friction fault detection with application to a pneumatic actuator." *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, pp. 1239-1244, . 2001.

Durham, W. "Attainable Moments for the Constrained Control Allocation Problem." *Journal of Guidance, Control and Dynamics* 17, no. 6, pp. 1371-1373, 1994.

Durham, W. "Constrained Control Allocation." *Journal of Guidance, Control and Dynamics* 16, no. 4, pp. 717-725, 1993.

Edwards, C., S. K. Spurgeon, and R. J. Patton. "Sliding mode observers for fault detection and isolation." *Automatica* 36, no. 4, pp. 541-553, 2000.

El Sherief, H., and N. K. Sinha. "Determination of the structure of a system ." *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetic* 12, pp. 568-673, 1982.

Esmailzadeh, E., A. Goodarzi, and G. R. Vossoughi. "Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling." *Mechatronics* 13, no. 7, pp. 659-675, 2003.

Falcone, P., F. Borrelli, H. E. Tsengz, and J. Asgari. "A Hierarchical Model Predictive Control Framework for Autonomous Ground Vehicles." *Proceedings of the American Control Conference*, pp. 3719-3724, 2008.

Fang, H., L. Dou, J. Chen, R. Lenain, B. Thuilot, and P. Martinet. "Robust anti-sliding control of autonomous vehicles in presence of lateral disturbances." *Control Engineering Practice* 19, no. 5 pp. 468-478, 2011.

Fischer, D., M. Börner, J. Schmitt, and R. Isermann. "Fault detection for lateral and vertical vehicle dynamics." *Control Engineering Practice* 15, no. 3, pp. 315-324, 2007.

Fliess, M., and H. Sira-Ramirez. "Closed-loop parametric identification for continuous-time linear systems via new algebraic techniques." In *Identification of Continuous-time Models from sampled Data*. London: Springer , pp. 363-391, 2008.

Fliess, M., J. Lévine, P. Martin, and P. Rouchon. "Flatness and defect of nonlinear systems: Introductory theory and examples." CAS internal Report A-284., 1994.

Fliess, M., J. Levine, P. Martin, and P. Rouchon. "Sur les systèmes non linéaires différentiellement plats." *C. R. Acad. Sci. Paris Sér. I Math.* 315, no. 1 1992.

Fliess, M., J. Levine, P. Martin, F. Ollivier, and P. Rouchon. "Controlling nonlinear systems by flatness. In Systems and control in the twenty-first century." *Progress in Systems and Control Theory*, pp. 137-154, 1997.

Floquet, T., J. Barrot, W. Perruquetti, and M. Djemai. "On the robust fault detection via a sliding mode observer." *International Journal of Control* 77, pp. 622-629, 2004.

Foucard, T. (2000). *Introduction aux tests statistiques, enseignement assisté par ordinateur*. Technip.

Frank, P. M., and B. Köppen-Seliger. "Fuzzy logic and neural network applications to fault diagnosis." *International Journal of Approximate Reasoning* 16, no. 1, pp. 67-88, 1997.

Frank, P.M., J. Wunnenberg, R.J. Patton, and R. Clark. "Robust diagnosis using unknown input observer schemes." *In fault diagnosis in dynamic systems: theory and application*, pp. 47-98, 1989.

Gentil, S. "Intelligence artificielle pour la surveillance des procédés continus." *Actes de L'école D'été D'automatique de Grenoble* 1, pp. 2011-2116, 1996.

Gentil, S. *Supervision des procédés complexes*. Lavoisier, 2007.

Gertler, J. "Analytical redundancy methods in fault detection and isolation : survey and synthesis." *IFAC symposium on online fault detection and supervision in the chemical process industries* 1, pp. 9-12, 1991.

Gertler, J. *Fault detection and diagnosis in engineering systems*. Press, CRC, 1998.

Gertler, J. "Fault detection and isolation using parity relations." *Control engineering practice* 5, no. 5, pp. 653-661, 1997.

Gillepsie, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE International, 1992.

Grip, H. F., L. Imsland, T. A. Johansen, T. I. Fossen, J. C. Kalkkuhl, and A. Suissa. "Nonlinear vehicle sideslip estimation with friction adaptation ." *Automatica* 44, no. 3, pp. 611-622, 2008.

Guo, Y., B. Jiang, and Y. Zhang. "Actuator fault compensation via multiple model based adaptive control." *7th World Congress on Intelligent Control and Automation*, pp. 4246-4250, 2008..

Gustafsson, F. *Adaptive Filtering and Change Detection*. Edited by Wiley-Blackwell. 2000.

Hac, A., D. Doman, and M. Oppenheimer. "Unified Control of Brake- and Steer-by-Wire Systems Using Optimal Control Allocation Methods." *Proceedings of the 2006 Society of Automotive Engineers World Congress*, SAE-2006-01-0924, 2006.

Haddad, A., A. Aitouche, and V. Cocquempot. "Fault Tolerant Control for Autonomous Vehicle by Generating References for Rear Wheels Steering." *13th IFAC Symposium on Control in Transportation Systems* 13, no. 1, pp. 328-333, 2012.

Haddad, A., A. Aitouche, and V. Cocquempot. "Fault Tolerant Control Strategy for an Overactuated Autonomous Vehicle Path Tracking." *The 19th World Congress of the International Federation of Automatic Control*, 2014.

Haddad, A., A. Aitouche, and V. Cocquempot. "Hierarchical Diagnosis for an overactuated autonomous vehicle." *Proceedings of the IEEE 2013 Conference on Control and Fault-Tolerant systems*, pp. 613-618, 2013.

Haddad, A., A. Aitouche, V. Cocquempot, and A. Glumineau. "Tolerant control for an autonomous vehicle subject to faulty steering system." *Proceedings of the IEEE 2013 international conference on Communications, Computing, and Control Applications*, pp. 1-6, 2011.

Hanus, R. "Systèmes d'anti-emballement des régulateurs." In *Systemes de Régulation*, 55-83. Paris: Masson & Cie, 1996.

Hao Fang, H., L. Dou, J. Chen, R. Lenain, B. Thuilot, and P. Martinet. "Robust anti-sliding control of autonomous vehicles in presence of lateral disturbances." *Control Engineering Practice* 19, no. 5, pp. 468-478, 2011.

Härkegård, O. "Backstepping and control allocation with application to flight control." PHD Thesis, University of Utah, Utah, USA, 2003.

Härkegård, O., and S. T. Glad. "Resolving actuator redundancy—optimal control vs. control allocation." *Automatica* 41, no. 1, pp. 137-144, 2005.

Härkegård, O., and T. Glad. "Vector backstepping design for flight control." *Proceedings of the 2007 AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference and Exhibit, Chapter DOI: 10.2514/6.2007-6421.*, 2007.

Heckerman, D. "An empirical comparison of three inference methods." *Fourth Conference on Uncertainty in Artificial Intelligence*, pp. 158-169, 2013.

Hétel, L. "Stabilité et commande robuste des systèmes à commutation." Doctorat de l'Université de Nancy I, Nancy, France, 2007.

Hiraoka, T., O. Nishihara, and H. Kumamoto. "Automatic path-tracking controller of a four-wheel steering vehicle." *Vehicle System Dynamics* 47, no. 10, pp. 1205-1227, 2009.

Hoblos, G. "Contribution à l'analyse de la tolérance aux fautes des systèmes d'instrumentation." Doctorat de l'Université de Lille 1, Lille, France, 2001.

Houpis, C. H., S. J. Rasmussen, and M. Garcia-Sanz. *Quantitative feedback theory: fundamentals and applications*. Edited by CRC Press. 2005.

Isermann, R. *Fault-diagnosis systems*. Berlin: Springer, 2006.

Isermann, R. "Mechatronic System : A Challenge for Control Engineering." *Proceedings of the American Control Conference* 5, pp. 2617-2632, 1997.

Isermann, R. "Model-based fault-detection and diagnosis—status and applications. , 29(1), ." 29, no. 1 (2005): 71-85.

Isermann, R. "Process fault detection based on modelling and estimation methods - a survey." *Automatica* 20, no. 4, pp. 387-404, 1984.

Isermann, R. "Supervision, fault-detection and fault-diagnosis methods—an introduction." *Control engineering practice* 5, no. 5, pp. 639-652, 1997.

Isermann, R., and M. Münchhof. "Parameter Estimation for Non-Linear Systems." In *Identification of Dynamic Systems*, 453-468. Springer, 2011.

Jiang, B., M. Staroswiecki, and V. Cocquempot. "Active fault tolerant control for a class of nonlinear systems." *Fault Detection, Supervision and Safety of Technical Processes 2003 (SAFEPROCESS 2003)*. 2003.

Jiang, B., M. Staroswiecki, and V. Cocquempot. "Fault diagnosis based on adaptive observer for a class of non-linear systems with unknown parameters." *International Journal of Control* 77, no. 4, pp. 367-383, 2004.

Johansson, A, and T. Norlander. "Parametric uncertainty in sensor fault detection for a turbofan jet engine." *Proceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control*, pp. 1950–1955, 2003.

Jones, C. N. "Reconfigurable flight control First year report." First year report for PHD research program, University of Cambridge, England, 2005.

Kalat, I. S., A. Chamseddine, Y. Zhang, and D. Theilliol. "Control allocation and reallocation for a modified quadrotor helicopter against actuator faults." *Proceedings of the 8th IFAC Symposium on Fault Detection, Supervision and Safety of Technichal Processes* 8, no. 1, pp. 247-252, 2012.

Karnopp, D., D. Margolis, and R. Rosenberg. *System Dynamics: Modeling and Simulation of Mechatronic Systems*. New York, NY: John Wiley & Sons, Inc., 2000.

Khalil, H. K. *Nonlinear Systems*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, third edition, 2002.

Kiencke, U., and L. Nielsen. *Automotive control systems : for engine, driveline and vehicle*. Berlin: Ed. Springer, 2000.

Kim, K. S., K. J. Lee, and Y. Kim. "Reconfigurable flight control system design using direct adaptive method." *Journal of guidance, control and dynamics* 26, no. 4, 543-550, 2003.

Klomp, M. "Longitudinal force distribution and road vehicle handling." PHD Thesis, Chalmers University of Technology, Gothenbourg, Sweede, 2010.

Koenig, D., and S. Mammar. "Design of a proportional integral observer for unknown input descriptor systems." *IEEE Transactions on Automatic Control* 47, no. 12, pp. 2057- 2063, 2002.

Leith, D. J., and W. E. Leithead. "Survey of gain-scheduling analysis design." *International Journal of Control* 73, pp. 1001-1025, 1999.

Leonhardt, L., and M. Ayoubi. "Methods of Fault Diagnosis." *Control Engineering Practice* 5, no. 5, 683-692, 1997.

Leuschen, M. L., I. D. Walker, and J. R. Cavallaro. "Fault residual generation via nonlinear analytical redundancy." *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 13, no. 3, 452-458, 2005.

Levine, W. S. *The Control Handbook, Second Edition: Control System Applications, Second Edition*. CRC Press, 2 edition, 2010.

Lewis, F. L., and V. L. Syrmos. *Optimal Control*. New York, NY: John Wiley & Sons, Inc., 1995.

Li, D. Y., Y. D. Song, D. Huang, and H. N. Chen. "Model-independent adaptive fault-tolerant output tracking control of 4WS4WD road vehicle." *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 14, no. 1, 169-179, 2013.

Li, T., Y. Zhang, and B. W. Gordon. "Passive and active nonlinear fault-tolerant control of a quadrotor unmanned aerial vehicle based on the sliding mode control technique." *In Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering* 227, pp. 12-23, 2012.

Litman, T. "The New Transportation Planning Paradigm." *Institute of Transportation Engineers Journal* 83, no. 6, 20-28, 2013.

Liu, G. P., and R. J. Patton. *Eigenstructure Assignment for Control Systems Design*. 1998.

Liu, H., C. Lu, W. Hou, and S. Wang. "An adaptive threshold based on support vector machine for fault diagnosis." *8th International Conference on Reliability, Maintainability and Safety*, 907-911, 2009.

Luenberger, D. G. "An introduction to observers." *IEEE Transactions on Automatic Control* 16, no. 6, 596-602, 1971.

Luo, Y., A. Serrani, S. Yurkovich, and D. B. Doman. "Model Predictive Dynamic Control Allocation with Actuator Dynamics." *Proceedings of the 2004 American Control Conference* 2, pp. 1695-1700, 2004.

Mammar, S., and M. Netto. "Coordinated ramp metering via second order sliding mode control." *In Intelligent Transportation Systems Conference*, pp. 261-266, 2006.

Maquin, D., and J. Ragot. *Diagnostic des systèmes linéaires*. Paris: Hermes Science Europe, 2000.

Maquin, D., V. Cocquempot, J. P. Cassar, M. Staroswiecki, and J. Ragot. "Generation of analytical redundancy relations for FDI purposes." *IFAC Symposium on Diagnostics for Electrical Machines, Power Electronics and Drives*, pp. 86-93, 1997.

Mariton, M. "Detection delays, false alarm rates and the reconfiguration of control systems." *International Journal of Control* 49, no. 3, 981-992, 1989.

Matsumoto, N., and M. Tmizuka. "Vehicle lateral velocity and yaw rate control with two independent control inputs." *Proceedings of the American Control Conference*, pp. 1868-1875, 1990.

McCoy, G. A., and J. G. Douglas. *Energy Efficient Electric Motor Selection Handbook*. University of Michigan Library, USA, 1996.

Mian, A. A., and W. Daobo. "Modeling and Backstepping-based Nonlinear Control Strategy for a 6 DOF Quadrotor Helicopter." *Chinese Journal of Aeronautics* 21, no. 3, pp. 261-268, 2008.

Michellod, Y. "Overactuated systems coordination." Ecole polytechnique fédérale de Lausanne, Suisse, 2009, 2009.

Oppenheimer, M., Doman, D. B. W., and M. A. Bolender. "Control allocation for over-actuated systems." *4th Mediterranean Conference on Control and Automation*, pp. 1-6, 2006.

Oustaloup, A., X. Moreau, and B. Mathieu. *Commande CRONE: principes et exemples d'application*. Edited by Techniques de l'ingénieur. Informatique industrielle. Vol. 2. R7422 vols. 1997.

Pacejka, H. *Tyre and vehicle dynamics*. Elsevier Butterworth-Heinemann, 2002.

Patton, R. J. "Fault detection and diagnosis in aerospace systems using analytical redundancy." *Computing & Control Engineering Journal* 2, no. 3, pp. 127-136, 1991.

Patton, R. J. "Fault-tolerant control systems: The 1997 situation." *IFAC Symposium on fault detection supervision and safety for technical processes*, pp. 1033-1054, 1997.

Patton, R. J., P. M. Frank, and R. N. Clark. *Issues of Fault Diagnosis for Dynamic Systems*. Springer, 2000.

Pavol, B. "A classification of linear controllable systems." *Kybernetika* 6, no. 3, pp. 173-188, 1970.

Pisu, P., A. Serrani, S. You, and L. Jalics. "Adaptive threshold based diagnostics for steer-by-wire systems." *Journal of dynamic systems, measurement, and control* 128, no. 2, 428-435, 2006.

Plumlee, J. H., D. M. Bevly, and A. S. Hodel. "Control of a ground vehicle using quadratic programming based control allocation technique." *Proceedings of the 2004 American Control Conference* 5, pp. 4704-4709, 2004.

Proca, A. B, and A. Keyhani. "Identification of power steering system dynamic models." *Mechatronics* 8, no. 3, pp. 255-270, 1998.

Puthenpura, S., and N. K. Sinha. "Robust bootstrap method for joint estimation of states and parameters of linear systems." *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control* 108, pp. 255-263, 1986.

Raffo, G. V., M. G. Ortega, and F. R. Rubio. "Backstepping/nonlinear H_∞ control for path tracking of a quadrotor unmanned aerial vehicle." *Proceedings of the American Control Conference*, pp. 3356-3361, 2008.

Rajamani, R., C. Zhu, and L. Alexander. "Lateral Control of a backward driven front-steering vehicle." *Control Engineering Practice* 11, no. 5, pp. 531-540, 2003.

Ramos, C., M. Martínez, J. Sanchis, and V. Salcedo. "Robust LQR via bounded data uncertainties." *Proceedings of the European Control Conference*, pp. 2078-2083, 2007.

Ray, L. R. "Nonlinear Tire Force Estimation and Road Friction Identification: Simulation and experiments." *Automatica*, pp. 1819-1833, 1997.

Rebouças, D. L., de Araújo, F. M. U., and A. L. Maitelli. "Use of artificial neural networks to fault detection and diagnosis." *ABCMS Symposium Series in Mechatronics*. 2012.

Respondek, W. "Introduction to geometric nonlinear control ; linearisation, observability, decoupling." Summer School on Mathematical Control Theory, Trieste, 2001.

Roche, E. "Commande robuste d'un véhicule sous-marin autonome." Mémoire de Thèse, 2008.

Rong, Q., S. F. McLoone, and G. W. Irwin. "Hidden coupling in multiple model based PID controller networks." *Proceedings of the 15th World Congress of the International Federation of Automatic Control* 15, no. 1, pp. 117-122, 2002.

Sakai, S., H. Sado, and Y. Hori. "Motion control in an electric vehicle with four independently driven in-wheels motors." *Proceedings of IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 4, no. 1, pp. 9-16, 1999.

Scattolini, R., P. Colaneri, and D. De Vito. "A switched MPC approach to hierarchical Control." *Proceedings of the 17th IFAC World Congress* 17, no. 1, pp. 7790-7795, 2008.

Scorletti, G., and F. Vincent. "Introduction à la commande multivariable des systèmes : méthodes de synthèse fréquentielle." Cour de 3ème cycle, 2003.

Seddiki, L., A. A. Rabhi, N. K. M'Sirdi, and Y. Delanne. "Analyse comparative des modèles de contact pneu chaussée." *Revue électronique des Sciences et des Technologies de l'Automatique e-STA* 3, no. 2, 2006.

Sheppard, J. W. "Inducing diagnostic inference models from case data ." In *Research Perspectives and Case Studies in System Test and Diagnosis*, (pp. 69-102). Springer, 1998.

Snider, J. M. *Automatic steering methods for autonomous automobile path tracking*. Technical report CMU-RI-TR-09-08, Robotics Institute, Carnegie Mellon University, 78 pages, 2009.

Song, J., and W. S. Che. "Comparison between braking and steering yaw moment controllers considering ABS control aspects." *Mechatronics* 19, no. 7, pp. 1126-1133, 2009.

Sotelo, M. A. "Lateral control strategy for autonomous steering of Ackerman-like vehicles." *Control Engineering Practice* 45, no. 3-4, pp. 223-233, 2003.

Staroswiecki, M, and G. Comtet-Varga. "Analytical redundancy relations for fault detection and isolation." *Automatica* 37, no. 5, pp. 687-699, 2001.

Staroswiecki, M. "Fault Tolerant Control : the pseudo-inverse method revisited." *Proceedings of the 16th IFAC World Congress* 16, no. 1, pp. 1871-1876, 2005.

Staroswiecki, M., and A. L. Gehin. "From Control to supervision." *Annual reviews in control* 25, pp. 1-11, 2001.

Stephant, J., A. Charara, and D. Meizel. "Evaluation of a sliding mode observer for vehicle sideslip angle." *Control Engineering Practice* 15, no. 7, pp. 803-812, 2007.

Stoustrup, J., and M. Komareji. "A parameterization of observer-based controllers: Bumpless transfer by covariance interpolation", pp. 1871-1875, 2009.

Takagi, T., and M. Sugeno. "Fuzzy identification of systems and its applications to modeling and control." *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics* 15, no. 1, 1985.

Toscano, R. *Commande et diagnostic des systèmes dynamiques*. Ellipses Marketing, 2011.

Toscao, R. *Commande et diagnostic des systèmes dynamiques : Modelisation, analyse, commande par PID et par retour d'état, diagnostic*. Ellipse edition Marketing, 2005.

Trevathan, V. *A Guide to the Automation Body of Knowledge, 2nd Edition*. ISA-Instrumentation, Systems & Automation Society, 2006.

Turner, M. C., and D. J. Walker. "Linear quadratic bumpless transfer." *Automatica* 36, no. 8, 1089-1101, 2000.

Utkin, V., and H. Lee. "Chattering problem in sliding mode control systems." *Proceedings of IEEE, International Workshop on Variable Structure Systems*, pp.346-350, 2006.

Venkatasubramanian, V., R. Rengaswamy, K. Yin, and S. N. Kavuri. "A review of process fault detection and diagnosis. Part I. Quantitative model based methods." *Computers and Chemical Engineering* 27, no. 3, pp. 293-311, 2003a.

Venkatasubramanian, V., R. Rengaswamy, and S. N. Kavuri. "A review of process fault detection and diagnosis. Part II. Qualitative models and search strategies." *Computers and Chemical Engineering* 2, no. 3, pp. 313-326, 2003b.

Venkatasubramanian, V., R. Rengaswamy, S. N. Kavuri, and K. Yin. "A review of process fault detection and diagnosis. Part III. Process history based methods." *Computers and Chemical Engineering* 27, no. 3, pp. 327-346, 2003c.

Vermillon, C. "Optimal Modular Control of Overactuated Systems - Theory and Applications." PHD Thesis, University of Michigan, USA, 2009.

Villagra, J., B. D'Andrea Novel, M. Fliess, and H. Mounier. "A diagnosis-based approach for tire-road forces and maximum friction estimation." *Control Engineering Practice* 19, no. 2, pp. 174-184, 2011.

Vissers, J. P. M. "The control design for an overactuated vehicle." Master's Thesis, Technical University of Eindhoven, Pays-Bas, 2005.

Wang, D., M. Pham, C. B. Low, and C. Tan. "Developpement and implementation of a fault-tolerant vehicle following controller for a four-wheel-steering vehicle." *Proceedings of the 2006 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pp. 13-18, 2006.

Wang, H., and S. Daley. "Actuator fault diagnosis: an adaptive observer-based technique." *IEEE Transactions on Automatic Control* 41, no. 7, pp. 1073-1078, 1996.

Wang, R. *Fault-Tolerant Control and Fault-Diagnosis Design for Over-Actuated Systems with Applications to Electric Ground Vehicles*. PHD Thesis, Ohio state University, USA, 2013.

Wong, W. E., V. Debroy, and A. Restrepo. "The role of Software in Recent catastrophic accidents." (Annual technology report of the IEEE reliability society) 59, no. 3, pp. 449-482, 2010.

Yamé, J. J., and M. Kinnaert. "On bumps and reduction of switching transients in multicontroller systems." *Mathematical problems in Engineering*, 17 pages, 2007.

Yan, X. G., and C. Edwards. "Robust sliding mode observer-based actuator fault detection and isolation for a class of nonlinear systems." *International Journal of Systems Science* 39, no. 4, 349-359, 2008.

Yang, G. H., J. L. Wang, and Y. C. Soh. "Reliable controller design for linear systems." *Automatica* 37, no. 5, pp. 717-725, 2001.

Yang, H., B. Jiang, and V. Cocquempot. *Fault tolerant control design for hybrid systems*. Edited by Springer. Vol. 397. Berlin, 2010a.

Yang, H., B. Jiang, V. Cocquempot, and M. Chen. "Spacecraft formation stabilization and fault tolerance: a state-varying switched system approach." *Systems & Control Letters* 62, no. 9, pp. 715-722, 2013.

Yang, H., V. Cocquempot, and B. Jiang. "Optimal Fault-Tolerant Path-Tracking Control for 4WS4WD Electric Vehicles." *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 11, no. 1, pp. 237-243, 2010b.

Zaccarian, L., and A. R. Teel. "A common framework for anti-windup, bumpless transfer and reliable designs." *Automatica* 38, no. 10, 1735-1744, 2002.

Zhang, Q, and A. Xu. "Global adaptive observer for a class of nonlinear systems." Rapport de Recherche numéro 4246, INRIA, 17pages, 2001.

Zhang, X., Cocquempot, V. "Fault Tolerant Control for an Electric 4WD Vehicle's Path Tracking with Active Fault Diagnosis." *19th IFAC World Congress*, pp. 6728-6734, 2014.

Zhang, Y., and J. Jiang. "Bibliographical review on reconfigurable fault-tolerant control systems." *Annual Reviews in Control* 32, no. 2, pp. 229-252, 2008.

Zhong, M., S. X. Ding, B. Tang, P. Zhang, and T. Jeinsch. "An LMI approach to robust fault detection filter design for discrete-time systems with model uncertainty." *Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control*, pp. 3613–3618, 2001.

Zhou, Q., F. Wang, and L. Li. "Robust sliding mode control of 4WS vehicles for automatic path tracking." *Proceedings IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, pp. 819-826, 2005.

Résumé : Une stratégie de commande tolérante aux fautes active pour des systèmes suractionnés est présentée dans ce mémoire de thèse. Elle est formée de 4 étapes : détection rapide du défaut, activation d'une commande tolérante aux fautes qui assure le suivi de trajectoire du système en présence du défaut, localisation précise du défaut et finalement reconfiguration du système en déconnectant ou en bloquant dans une position déterminée, le composant défaillant. Cette stratégie de commande s'applique à un véhicule autonome de type 2WS4WD : lorsque la déviation latérale du véhicule dépasse un seuil de sécurité dynamique, une commande tolérante aux fautes basée sur la génération de références est activée. Son objectif est d'assurer la redistribution des tâches au niveau des actionneurs sains, non utilisés en fonctionnement normal, pour compenser l'effet du défaut. La loi de commande est élaborée en utilisant la théorie de Lyapunov et la technique du backstepping et calculée par deux boucles interconnectées. La première boucle, appelée boucle externe, calcule les nouveaux objectifs locaux nécessaires pour atteindre l'objectif global du système. La seconde boucle, appelée boucle interne, calcule la loi de commande nécessaire pour assurer le suivi des objectifs locaux élaborés dans la boucle externe. Un algorithme de localisation précise de défaut est ensuite appliqué pour déterminer le composant défaillant. Une fois ce composant identifié, le système suractionné est reconfiguré en utilisant uniquement les composants sains. Les algorithmes de diagnostic et de commande tolérante aux fautes sont finalement validés en utilisant une co-simulation des logiciels CarSim et Matlab/Simulink.

Descripteurs : commande tolérante aux fautes active, diagnostic, système suractionné, allocation, véhicule autonome, commande non linéaire, théorie de Lyapunov, backstepping, boucle externe, boucle interne.

Abstract: An active fault tolerant control (AFTC) strategy for overactuated systems is presented in this thesis. It consists of four steps: detecting very quickly the fault, activating a fault tolerant control law for preserving the stability of the overactuated system in presence of the fault, localizing precisely the faulty component, and finally reconfiguring the system by maintaining only the healthy components. This strategy is applied to an autonomous 2WS4WD vehicle : when the vehicle's lateral deviation exceeds a dynamic security threshold, the fault tolerant control algorithm is activated. It is based on a dynamic reference generation and consists in controlling the redundant actuators which are not used in normal behavior. The control law used for this task is designed using Lyapunov theory and backstepping technique. It consists of two interconnected control loops: an outer loop and an inner loop. The outer loop ensures the computation of dynamic references necessary for preserving the trajectory tracking of the vehicle. The inner loop ensures the tracking of the dynamic references generated in the outer loop. A fault isolation module is then applied to determine precisely the faulty component. Once it is isolated, the system is controlled by using only healthy components. The diagnosis and fault tolerant control schemes are validated on a realistic vehicle model using a co-simulation between CarSim and Matlab/Simulink softwares.

Keywords : diagnosis, active fault tolerant control, over-actuated system, allocation, autonomous vehicle, nonlinear control, Lyapunov theory, backstepping, external loop, internal loop.