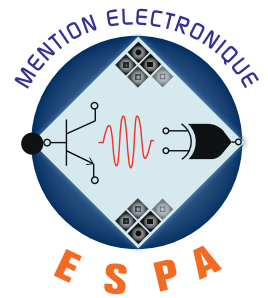




UNIVERSITE D'ANTANANARIVO  
—\*—\*—\*—\*—\*—\*—\*—\*—\*—  
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE  
—\*—\*—\*—\*—\*—\*—\*—\*—\*—  
MENTION : ELECTRONIQUE  
—\*—\*—\*—\*—\*—\*—\*—\*—\*—



Mémoire en vue de l'obtention du grade de Master 2 à Visée de Recherche.

Parcours: Système et Dispositif Electronique

# **Modélisation de commande d'un Electronic Stability Control (ESC) basé sur le Direct Yaw Control (DYC) – Simulation sous CarSim et MATLAB/SIMULINK**

Rapporté par: RAZAFINDRATSARAVAHY Davida Natolotra

Soutenu le : 17 Décembre 2016

N° d'ordre :





UNIVERSITE D'ANTANANARIVO

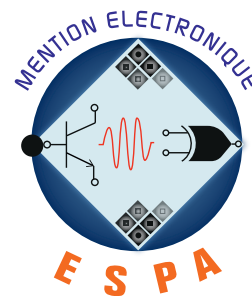
=====

ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE

=====

MENTION : ELECTRONIQUE

=====



Mémoire en vue de l'obtention du grade de Master 2 à Visée de Recherche.

Parcours: Système et Dispositif Electronique

# **Modélisation de commande d'un Electronic Stability Control (ESC) basé sur le Direct Yaw Control (DYC) – Simulation sous CarSim et MATLAB/SIMULINK**

Rapporté par: RAZAFINDRATSARAVAHY Davida Natolotra

Président de Jury : Madame RABEHERIMANANA Lyliane Irène, Maître de Conférence à l'ESPA

Directeur de mémoire : Monsieur RASTEFANO Elysée, Professeur à l'ESPA

Examineur:   Monsieur RATSIMBA Mamy Nirina, Maître de Conférence à l'ESPA  
                  Monsieur RANDRIAMAROSON Rivo Mahandrisoa, Maître de Conférence à l'ESPA  
                  Monsieur HERINANTENAINA Edmond Fils, Maître de Conférence à l'ESPA

Date de soutenance: 17 Décembre 2016

# *Remerciements*

---

Avant tout, je rends grâce à DIEU Tout Puissant qui m'a offert la force, le courage, le temps, l'opportunité et d'autres choses qu'on ne pourrait citer. C'est grâce à Lui que j'ai pu mener à terme ce mémoire. À Lui seul soit la gloire.

J'exprime également ma profonde gratitude à mes parents qui m'a vivement soutenu moralement, financièrement, matériellement et spirituellement. C'est une grande bénédiction de les avoir.

Je dédie aussi mes remerciements à mon encadreur Monsieur RASTEFANO Élisée, Professeur à l'ESPA, pour ces bonnes directives de l'acheminement à l'achèvement de ce mémoire. Je tiens à remercier aux membres de jury:

- Mme RABEHERIMANANA Lyliane Irène, Présidente et Responsable du parcours à visée de recherches Système et Dispositif Électronique;
- M. ANDRIAMANANTSOA Guy Danielson, Chef de la mention Électronique;
- M. RATSIMBA Mamy Nirina, Examineur;
- M. HERINANTENAINA Edmond Fils, Examineur;
- M. RANDRIAMAROSON Rivo Mahandrisoa, Examineur, pour l'intérêt qu'ils ont porté à mes recherches en acceptant d'examiner ce travail.

Je remercie aussi mes amis et collègues qui m'ont aidé et ont participé à l'élaboration de ce mémoire.



# RÉSUMÉ

Ce mémoire conçoit un Electronic Stability Control (ESC) utilisant la commande de stabilité du moment de lacet (Yaw Stability Control ou YSC). Une des méthodes efficaces pour le YSC est le Direct Yaw Control ou DYC. Le DYC utilise deux niveaux de commande. Le premier niveau de commande a pour but de contrôler la stabilité du lacet. Pour cela, ce contrôleur calcule de moment de lacet de correction. Ensuite, ce moment de lacet de correction est envoyé au deuxième niveau de commande. Le deuxième niveau de commande distribue individuellement les pressions de freinage à chaque roue pour appliquer le moment de lacet de correction. L'ABS ou Antilock Braking System exécute le freinage de chaque pneu en s'assurant que chaque pneu ne se bloque pas.

L'ESC utilise sept capteurs qui mesurent la vitesse des quatre roues, l'angle de braquage du volant, l'accélération latérale et la vitesse de lacet du véhicule. Les autres variables nécessaires aux commandes sont estimées par des observateurs.

La stratégie de commande du premier niveau de contrôle est le Linear Quadratic Regulator ou LQR. Cette commande utilise un modèle linéaire du véhicule pour calculer le moment de lacet de correction selon les valeurs désirées des variables d'état. La stabilité du lacet est assurée en contrôlant les deux variables d'état: la vitesse de lacet et l'angle de dérapage.

Le deuxième niveau de commande utilise plusieurs modules pour calculer les forces de freinage nécessaire à chaque roue. Il distribue la pression de freinage en fonction des besoins de l'intervention. Ce contrôleur assure l'application du moment de correction tout en respectant les contraintes physiques sur chaque pneu.

Des simulations sont faites avec CarSim et Matlab/Simulink pour analyser le comportement du véhicule équipé de l'ESC conçu dans ce mémoire. Les résultats montrent l'efficacité et l'importance de l'utilisation de l'ESC à éviter les accidents.

La conclusion offre la synthèse de tout le travail accompli dans ce mémoire. La stratégie de commande Model Predictive Control ou MPC est introduite pour ouvrir une nouvelle perspective sur la future recherche afin d'améliorer la performance de l'ESC.

Mots clés: Electronic Stability Control (ESC), Yaw Stability Control (YSC), Direct Yaw Stability Control (DYC), Linear Quadratic Regulator (LQR), CarSim.

## ABSTRACT

This thesis design an Electronic Stability Control (ESC) using yaw stability control (YSC). One of the most effective methods of controlling the Yaw moment is Direct Yaw Moment Control (DYC). DYC uses two levels of control. The aim of the upper controller is to control the yaw stability. This controller computes the corrective yaw moment. Then, this corrective yaw moment is sent to the lower controller. The lower controller distributes individually the brake pressure for each wheel in order to apply the corrective yaw moment. The Antilock Braking System (ABS) brake each wheel and ensure that each wheel doesn't lock.

The ESC uses seven sensors that measure the wheel speeds, the wheel steer angle, the lateral acceleration and the yaw rate of the vehicle. All other parameters needed for the control are estimated by observers.

The control strategy for the upper controller is the Linear Quadratic Regulator (LQR). This controller use a vehicle linear model to compute the corrective yaw moment according to the desired value of the state variables. The yaw stability is insured by controlling the states variables: the yaw rate and the side slip angle.

The lower controller uses many modules to compute brake forces needed in each wheel. It distributes the brake pressure when intervention is needed. This controller insures that the corrective yaw moment is applied under the physical constraints of each wheel.

Many simulations are done using CarSim and Matlab/Simulink. These simulations allow us to analyze the behavior of the vehicle with ESC. Results show the efficiency and the importance of ESC in its capabilities to avoid accidents.

Conclusion gives the synthesis of all works done in this thesis. The control strategy of Model Predictive Control (MPC) is introduced to open a new perspective on the future research for improving the ESC performance.

Key words. Electronic Stability Control (ESC), Yaw Stability Control (YSC), Direct Yaw Stability Control (DYC), Linear Quadratic Regulator (LQR), CarSim.

# TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ . . . . .	V
ABSTRACT . . . . .	VI
INTRODUCTION . . . . .	1
CHAPITRE 1. Généralités. . . . .	5
1.1. Processus de conception d'un ECU (Electronic Control Unit) . . . . .	5
1.1.1. La phase de recherche - Revue des littératures. . . . .	5
1.1.2. La phase de conception . . . . .	5
1.1.3. La phase de test et les méthodes de vérification . . . . .	5
1.2. État de l'Art . . . . .	8
1.2.1. Introduction. . . . .	8
1.2.2. Définition . . . . .	8
1.2.3. Historique . . . . .	8
1.2.4. Diverses dénominations . . . . .	9
1.3. Sûreté des véhicules motorisés. . . . .	9
1.3.1. Système de sûreté. . . . .	9
1.3.2. Fonctionnement de base de véhicule . . . . .	11
CHAPITRE 2. Electronic Stability Control (ESC) . . . . .	16
2.1. Introduction . . . . .	16
2.2. Conditions requises de l'ESC. . . . .	16
2.3. Tâches et mode de fonctionnement. . . . .	17
2.4. Manoeuvres . . . . .	18
2.4.1. Coup de volant et contredirection . . . . .	18
2.4.2. Changement de voie avec un freinage d'urgence . . . . .	22
2.5. Structure du contrôleur. . . . .	24
2.6. Le système et ses composants . . . . .	25
2.7. Le cycle de commande . . . . .	25
CHAPITRE 3. Revue des littératures. . . . .	27
3.1. L'évolution de l'ESC dans le temps. . . . .	27
3.2. Le concept de l'ESC . . . . .	28
3.2.1. Introduction sur l'ESC de base: l'YSC . . . . .	28
3.2.2. Les modèles de dynamique de véhicule . . . . .	29
3.2.3. Le modèle de véhicule pour la simulation . . . . .	29
3.2.4. Modèle de véhicule pour la conception de contrôleur . . . . .	31
3.2.5. Objectifs de l'YSC. . . . .	32
3.3. Le contrôle actif du châssis (Active Chassis Control) . . . . .	33

3.3.1. Le contrôle direct du moment de lacet ou DYC . . . . .	33
3.3.2. Le contrôle actif de la direction ou ASC . . . . .	34
3.3.3. Le contrôle actif intégré du châssis . . . . .	34
3.4. Les stratégies de contrôle de l'YSC . . . . .	35
3.5. Les problèmes à résoudre par l'YSC . . . . .	38
3.6. L'évaluation du contrôleur . . . . .	38
3.7. L'ESC moderne: bref introduction sur le RSC . . . . .	38
CHAPITRE 4. Modélisation de véhicule. . . . .	39
4.1. Introduction . . . . .	39
4.2. La dynamique de véhicule . . . . .	40
4.3. Repère utilisé. . . . .	41
4.3.1. Système de coordonnées fixe du véhicule . . . . .	41
4.3.2. Système de coordonnées fixe de la Terre . . . . .	42
4.3.3. Les angles d'Euler. . . . .	42
4.4. Modèle dynamique non linéaire du véhicule . . . . .	43
4.4.1. Utilité du modèle . . . . .	43
4.4.2. Équation du corps du véhicule . . . . .	44
4.4.3. Angle de glissement et rapport de glissement des pneus . . . . .	45
4.4.4. Équations du modèle combinées de pneu Latéral-Longitudinal. . . . .	45
4.4.5. Transfert de charge . . . . .	46
4.4.6. Dynamiques des roues . . . . .	46
4.5. Modèle linéaire de la dynamique . . . . .	47
4.5.1. Modèle cinématique en bicyclette du mouvement latéral d'un véhicule . . . . .	47
4.5.2. Modèle en bicyclette de la dynamique du véhicule . . . . .	49
4.5.3. Les équations du mouvement . . . . .	51
4.5.4. Validité du modèle linéaire en bicyclette. . . . .	51
4.5.5. Modèle linéaire de pneu . . . . .	52
4.6. Les variables caractéristiques. . . . .	53
4.6.1. Vitesse de lacet désirée . . . . .	53
4.6.2. Angle de dérapage désiré . . . . .	54
4.6.3. Valeurs limite supérieures de la vitesse de lacet et de l'angle de dérapage . . . . .	55
4.6.4. Représentation d'état du modèle linéaire. . . . .	56
4.7. Conclusion . . . . .	56
CHAPITRE 5. Modélisation de la commande . . . . .	57
5.1. Introduction . . . . .	57
5.2. Conception de la commande supérieure . . . . .	59
5.3. Conception du contrôleur inférieur . . . . .	62
5.3.1. Calcul des forces de freinages à chaque roue . . . . .	62
5.3.2. Calcul des pressions de freinage. . . . .	65
5.3.3. L'activateur de l'ESC . . . . .	66

5.4.	Conception du contrôleur dans Matlab/Simulink . . . . .	67
5.4.1.	Le processus de commande . . . . .	67
5.4.2.	Observation . . . . .	67
5.4.3.	Calcul de la correction . . . . .	68
5.4.4.	La distribution du freinage . . . . .	68
5.4.5.	L'exécution du freinage individuel . . . . .	68
5.5.	Implémentation dans Matlab/Simulink . . . . .	68
5.5.1.	Vue globale du système . . . . .	68
5.5.2.	Le stockage de donnée du véhicule . . . . .	70
5.5.3.	L'observateur d'état . . . . .	71
5.5.4.	Le contrôleur ESC . . . . .	72
5.5.5.	Le système à commander . . . . .	74
5.6.	Conclusion . . . . .	74
CHAPITRE 6.	Simulation dans CARSIM du modèle ESC. . . . .	75
6.1.	Introduction de CARSIM. . . . .	75
6.1.1.	Avantages . . . . .	75
6.1.2.	Limites . . . . .	76
6.2.	Modélisation du véhicule dans Carsim . . . . .	77
6.2.1.	Les caractéristiques physiques extérieures du véhicule . . . . .	77
6.2.2.	Moteur . . . . .	79
6.2.3.	Système de frein. . . . .	79
6.2.4.	Système de direction . . . . .	80
6.2.5.	Les pneus . . . . .	81
6.2.6.	Modèle de conducteur . . . . .	82
6.3.	Vérification et validation du modèle du véhicule BMW 330xi . . . . .	83
6.4.	Procédure de test . . . . .	85
6.5.	Résultats des simulations . . . . .	86
6.5.1.	ISO 3888-2 modifiée : Manoeuvre d'évitement d'obstacle . . . . .	86
6.5.2.	Manoeuvre évasive: "Elk test" . . . . .	93
6.6.	Analyse et interprétation des résultats . . . . .	96
6.6.1.	Test 1: manoeuvre d'évitement d'obstacle. . . . .	96
6.6.2.	Test 2: ISO 3888-2 inversé . . . . .	99
6.7.	Conclusion . . . . .	101
<b>CONCLUSION</b>	. . . . .	<b>102</b>
<b>ANNEXE.</b>	. . . . .	<b>105</b>
<b>RÉFÉRENCES</b>	. . . . .	<b>123</b>

# LISTE DES ABRÉVIATIONS

4WD	Four Wheel Drive
ABS	Antilock Braking System
ASR	Anti Slip Regulator
AWD	All Wheel Drive
CAE	Computer Aided Engineering
CoG ou CG	Centre de gravité
DIL	driver-in-the-loop
DoF, DOF	Degree-of-freedom ou Degré de liberté
ECU	Electronic Control Unit
ESC	Electronic Stability Control
FWD	Front Wheel Drive
HIL	hardware-in-the-loop
IIHSNO	Insurance Institute for Highway Safety for North America
MIL	model-in-the-loop
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
NVH	Noise Vibration Harshness
RSC	Roll Stability Control
RWD	Rear Wheel Drive
RWD	Rear Wheel Drive
SAE	Society of Automotive Engineers
SIL	software-in-the-loop
TCS/ TSC/ TR-AC	Traction Control System
YSC	Direct Yaw Moment Control

# LISTE DES SYMBOLES

$F$	force
$F_{xf}$	force longitudinale exercée aux roues avants
$F_{xfl}$	force longitudinale exercée au roue avant gauche
$F_{xfr}$	force longitudinale exercée au roue avant droite
$F_{xr}$	force longitudinale exercée aux roues arrières
$F_{xrl}$	force longitudinale exercée au roue arrière gauche
$F_{xrr}$	force longitudinale exercée au roue arrière droite
$F_{yf}$	force latérale exercée aux roues avants
$F_{yfl}$	force latérale exercée au roue avant gauche
$F_{yfr}$	force latérale exercée au roue avant droite
$F_{yr}$	force latérale exercée aux roues arrières
$F_{yrl}$	force latérale exercée au roue arrière gauche
$F_{yrr}$	force latérale exercée au roue arrière droite
$F_z$	force normale
$M_{\psi b}$	moment de lacet de correction via le freinage différentiel
$L$	empatement
$l_f$	distance de l'essieu avant par rapport au centre de gravité
$l_r$	distance de l'essieu arrière par rapport au centre de gravité
$l_{wf}$	largeur du train arrière
$l_{wr}$	largeur du train avant
$m$	masse du véhicule
$I_z$	moment d'inertie par rapport à l'axe z du véhicule
$x$	axe longitudinal du véhicule
$y$	axe latéral du véhicule
$z$	axe vertical du véhicule
$(X,Y,Z)$	système d'axe de la Terre
$C, C_\alpha$	cornering stiffness (pneu)
$C_\sigma$	longitudinal stiffness (pneu)
$V, v$	vitesse du véhicule
$V_x$	vitesse longitudinale
$V_y$	vitesse latérale
$a_x$	accélération longitudinal
$a_y$	accélération latéral
$P_0$	pression de freinage venant du pedal de frein
$P_b$	pression de freinage appliquée à une roue
$P_{bfl}$	pression de freinage à la roue avant gauche
$P_{bfr}$	pression de freinage à la roue avant droite
$P_{brl}$	pression de freinage à la roue arrière gauche
$P_{brr}$	pression de freinage à la roue arrière droite
$i$	indice de numérotation de pneu

$i_s$	taux de réduction de la direction
$\alpha$	dérive d'un pneu
$\beta$	angle de dérapage du véhicule
$\beta_d, \beta_{des}$	angle de dérapage désiré du véhicule
$\beta_{upper\_bound}$	limite supérieure de l'angle de dérapage du véhicule
$\delta$	angle de braquage de pneu
$\delta_f$	angle de braquage du pneu avant (modèle en bicyclette)
$\delta_{fd}$	angle de braquage désiré du pneu avant (modèle en bicyclette)
$\delta_r$	angle de braquage du pneu arrière (modèle en bicyclette)
$\delta_H$	angle de braquage au volant
$\delta_c$	angle correctif de direction
$\psi$	angle de déplacement de lacet (autour de l'axe vertical)
$\dot{\psi}$	vitesse de lacet
$\sigma$ ou $\sigma_x$	rapport de glissement d'un pneu
$\sigma_{fl}$	rapport de glissement du pneu avant gauche
$\sigma_{fr}$	rapport de glissement du pneu avant droite
$\sigma_{rl}$	rapport de glissement du pneu arrière gauche
$\sigma_{rr}$	rapport de glissement du pneu arrière droite
$\lambda$ ( <i>dynamique de pneu</i> )	taux (pourcentage) de glissement d'un pneu
$\lambda$ ( <i>modèle de Dugoff</i> )	variable utilisé dans le modèle dynamique de pneu de Dugoff
$\omega_{fl}$	vitesse angulaire de la roue avant gauche
$\omega_{fr}$	vitesse angulaire de la roue avant droite
$\omega_{rl}$	vitesse angulaire de la roue arrière gauche
$\omega_{rr}$	vitesse angulaire de la roue arrière droite



# LISTE DES FIGURES

figure 1.1.	Processus de conception . . . . .	5
figure 1.2.	Précision des tests sur les différents niveaux d'intégration . . . . .	6
figure 1.3.	Flux de production d'un ECU utilisant CarSim . . . . .	7
figure 1.4.	Systèmes de sureté d'un véhicule. . . . .	10
figure 1.5.	Graphe de phase de sécurité . . . . .	11
figure 1.6.	Système global de « conducteur – véhicule – environnement » . . . . .	13
figure 2.1.	Réponse dynamique latérale d'une voiture passagère sans ESC . . . . .	17
figure 2.2.	Réponse dynamique latérale d'une voiture particulière avec un ESC . . . . .	18
figure 2.3.	Les courbes des paramètres de réaction dynamique pendant une séquence de virage de droite à gauche . . . . .	20
figure 2.4.	Suivi de véhicule durant une séquence de virage de droite à gauche. . . . .	21
figure 2.5.	Les comportements de survirage et sous-virage dans un virage . . . . .	22
figure 2.6.	A - changement de voie pendant un freinage d'urgence B - courbes des réponses des paramètres dynamiques de l'opération . . . . .	23
figure 2.7.	Schéma de la boucle de commande "Conducteur – Véhicule – Environnement" d'après la source . . . . .	24
figure 2.8.	Vue générale des composants d'un ESC proposé par Bosch . . . . .	25
figure 2.9.	Présentation du cycle de commande . . . . .	26
figure 3.1.	Le système YSC pour la dynamique latérale d'un véhicule . . . . .	28
figure 3.2.	Les modèles dynamiques de véhicule . . . . .	29
figure 3.3.	Modèle non linéaire de véhicule . . . . .	30
figure 3.4.	Modèle en bicyclette. . . . .	32
figure 3.5.	Les objectifs du contrôle de stabilité de lacet (YSC) . . . . .	32
figure 3.6.	Le contrôle actif du châssis ou Active chassis contrôle (ACC) . . . . .	33
figure 3.7.	Contrôle direct du moment de lacet. . . . .	34
figure 3.8.	Contrôle actif de la direction avant . . . . .	34
figure 3.9.	Contrôle intégré de l'AFS et de l'YSC . . . . .	35
figure 4.1.	Dynamiques de véhicule: l'environnement et les composants liés . . . . .	40
figure 4.2.	Système d'axe d'un véhicule selon la norme SAE J670e (2008) et l'ISO 8855 . . . . .	41
figure 4.3.	Véhicule sur le système de coordonnées fixe terrestre . . . . .	42
figure 4.4.	Les sept degrés de liberté du modèle de véhicule. . . . .	43
figure 4.5.	Utilisation du modèle non linéaire à 7 DoF. . . . .	43
figure 4.6.	Schéma de la dynamique latérale longitudinale . . . . .	44
figure 4.7.	Cinématique du mouvement latéral d'un véhicule en single track . . . . .	48
figure 4.8.	Le système dynamique du modèle linéaire . . . . .	49
figure 4.9.	Modèle dynamiques latérales en bicyclette du véhicule.. . . .	50
figure 4.10.	La distribution des charges dans le modèle en bicyclette . . . . .	51
figure 4.11.	Relation entre la force latérale et l'angle de glissement. . . . .	52
figure 5.1.	Schéma fonctionnel de la commande de l'ESC [12] . . . . .	57
figure 5.2.	Architecture de la commande . . . . .	58
figure 5.3.	Schéma fonctionnel de l'ESP, proposé par Bosch. . . . .	59
figure 5.4.	Schéma bloc d'un ESC . . . . .	60
figure 5.5.	Définition des bras de levier . . . . .	63
figure 5.6.	Le cercle de friction de pneus . . . . .	64
figure 5.7.	Force latérale d'un pneu. . . . .	65
figure 5.8.	Le processus de commande d'un ESC utilisé dans ce mémoire. . . . .	67
figure 5.9.	Vue globale du système en boucle fermé ESC et CarSim . . . . .	69

figure 5.10. Le module de stockage des données du véhicule . . . . .	70
figure 5.11. L'interface de l'observateur d'état . . . . .	71
figure 5.12. Le premier niveau de contrôle . . . . .	72
figure 5.13. Le deuxième niveau de contrôle dans Simulink . . . . .	73
figure 5.14. Représentation du système à commander avec les variables d'entrées/sorties. . .	74
figure 6.1. Interface de CarSim montrant les résultats d'une simulation . . . . .	75
figure 6.2. Photo d'un BMW 330xi. . . . .	77
figure 6.3. Dimensions du BMW 330xi en mm. . . . .	78
figure 6.4. Fenêtre de paramétrage du moteur . . . . .	79
figure 6.5. Configuration du système de frein dans CarSim. . . . .	80
figure 6.6. Configuration des paramètres du système de direction dans CarSim . . . . .	80
figure 6.7. Configuration du pneu 205/55R16 dans CarSim. . . . .	81
figure 6.8. Les courbes de $F_x$ en fonction de $\kappa$ et de $F_z$ . . . . .	81
figure 6.9. Courbes de $F_y$ en fonction de $\alpha$ et de $F_z$ . . . . .	82
figure 6.10. Configuration du modèle de conducteur dans CarSim . . . . .	82
figure 6.11. Le double changement de file (Double Lane Change ou DLC) . . . . .	83
figure 6.12. Caractéristiques du pneu 205/55R16, fourni avec CarSim . . . . .	84
figure 6.13. Caractéristiques du pneu 205/50R17, fourni par. . . . .	84
figure 6.14. Les angles de dérapages (à gauche) et les vitesses de lacet (à droite) pendant un double changement de file avec un écart de 3,5 m à 150 km/h.. . . .	85
figure 6.15. Piste de la manoeuvre de test ISO 3888-2 (Emergency double lane-change) . . .	85
figure 6.16. Test ISO 3888-2 modifié . . . . .	86
figure 6.17. La manoeuvre évasive "Elk test". . . . .	86
figure 6.18. Mouvement latéral des deux véhicules sur l'ISO 3888-2 modifiée à 70 km/h. . .	87
figure 6.19. Courbes de variation des accélérations latérales en fonction du temps . . . . .	87
figure 6.20. Courbes de variation de $\beta$ en fonction du temps. . . . .	88
figure 6.21. Courbes de variation de $\dot{\psi}$ en fonction du temps . . . . .	88
figure 6.22. Courbes de variations de l'angle du volant entré par le conducteur . . . . .	89
figure 6.23. Pressions de freinage de chaque roue . . . . .	89
figure 6.24. Les deux véhicules exécutant de test ISO 3888-2 modifiée dans l'environnement simulé de CarSim . . . . .	89
figure 6.25. Mouvement latéral des deux véhicules sur la piste ISO 3888-2 modifié à 80 km/h	90
figure 6.26. Courbes de variation des accélérations latérales en fonction du temps . . . . .	90
figure 6.27. Courbes d'évolution de braquage de volant. . . . .	91
figure 6.28. Courbes de variation de $\beta$ des deux véhicules . . . . .	91
figure 6.29. Courbe de variation de $\dot{\psi}$ pour les deux voitures. . . . .	92
figure 6.30. Variation des pressions de freinage de chaque roue en fonction du temps . . . .	92
figure 6.31. Courbes de trajectoires des deux véhicules . . . . .	93
figure 6.32. Courbes de variations de l'accélération latérale. . . . .	94
figure 6.33. Courbes de variations du braquage de volant. . . . .	94
figure 6.34. Courbes de variations du dérapage $\beta$ . . . . .	95
figure 6.35. Courbes de variations de la vitesse de lacet. . . . .	95
figure 6.36. Courbes de variations des pressions de freinage . . . . .	96
figure 6.37. $\dot{\psi}_{act}$ des véhicules avec et sans ESC comparés à $\dot{\psi}_{des}$ . . . . .	97
figure 6.38. Représentation interprétée de la manoeuvre d'évitement d'obstacle à 70 km/h. .	98
figure 6.39. Comparaison de $\beta_{act}$ , $\beta_{des}$ et $\beta_{lim}$ pour le véhicule équipé d'ESC à 80 km/h. . . .	99
figure 6.40. Interprétation des comportements des véhicules avec et sans ESC. . . . .	100
figure 6.41. Comparaison des angles de dérapage actuel et limites. . . . .	100
figure .44. Les forces et moments agissants sur un véhicule . . . . .	109

# LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.	Dénomination de l'ESC selon les constructeurs d'automobile . . . . .	9
Tableau II.	Nombre de DOF des modèles non linéaires de véhicule . . . . .	31
Tableau III.	Types of active chassis control. . . . .	36
Tableau IV.	Yaw stability control algorithms. . . . .	37
Tableau V.	Résumé des équations du modèle cinématique . . . . .	49
Tableau VI.	Expression des bras de levier des roues avants en fonction du sens de $\delta$ . .	64
Tableau VII.	Méthode de distribution de la force de freinage. . . . .	66
Tableau VIII.	Tableau des données stockées et ses variables associées sortant du module	70
Tableau IX.	Le premier niveau de contrôle avec les entrées/sorties et ses variables associées . . . . .	72
Tableau X.	Le deuxième niveau de contrôle: les entrées et ses variables associées . . .	73
Tableau XI.	Dimension et forme de la BMW 330xi . . . . .	78
Tableau XII.	Dimensions des pistes de test, dérivé de l'ISO 3888-1 et ISO 3888-2 . . .	119

# INTRODUCTION

---

La traduction des termes et expressions anglais utilisés dans ce manuscrit est tirée des dictionnaires spécialisés référés dans [1][2].

## Motivation

Selon les sources gouvernementales malagasy, publiés par le Ministère de Transport et de Météorologique, les accidents de route sont les premières causes de traumatisme à Madagascar [3]. De 2008 à 2011, 4 440 cas d'accidents de circulation ont été recensés dont 29% sont fatals. Publié par la presse Midi Madagasikara, le Comité d'Entreprise pour les Assurances Madagascar (CEAM) a recensé 10 820 accidents en 2014 et 10 122 accidents en 2015 soit un taux de 28 accidents par jours [4]. D'après des statistiques internationales, Madagascar fait partie des pays qui possèdent un taux de mortalité parmi les plus élevés au monde, dû aux accidents de la route [5]. Des statistiques internationales montrent que les accidents mortels seraient de l'ordre de 33,7% sur 100.000 habitants [5][6]. Il y aurait donc en moyenne 5 morts et 20 blessés chaque jour dus aux accidents routiers. Les articles des médias témoignent de cette situation. Certes, le non-respect du Code de la route ou tout simplement l'ignorance pour tous les usagers de la route, notamment le port obligatoire de casque pour les motards, l'excès de vitesse, sont les principales causes de ces accidents mortels. À cela s'ajoute l'état d'ébriété des conducteurs, les défaillances techniques des véhicules et l'absence de prudence de beaucoup de chauffeurs. Après les voitures particulières, les taxis-be et taxis-brousse se trouvent en deuxième place à avoir fait des accidents.

Étant conscient de la gravité de la situation présentée par ces statistiques alarmantes, le présent mémoire développe un système électronique de stabilité pour les véhicules. Le concept étudié permet d'éviter de nombreux accidents parfois mortels. En effet, ce système électronique permet de ramener le véhicule sous le contrôle du conducteur dans les situations critiques. Nombreuses sont les études, les tests et validations menés par des institutions internationales montrant l'efficacité de l'ESC (Electronic Stability Control). La National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) aux États-Unis a estimé que l'installation de l'ESC réduit de 34% les accidents de voiture particulière et de 59% pour les SUVs (Sport Utility Vehicle) [7][8]. La NHTSA a exigé l'installation d'ESC en tant qu'équipement normal pour tous les véhicules légers neufs aux États-Unis depuis 2012. Ils estiment que l'application de la nouvelle norme aidera à éviter la fatalité entre 5300 et 9600 annuelle, une fois que toutes les voitures particulières sont équipées d'ESC. Selon une étude de 10 ans menée par l'Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) aux États-Unis, avec les données prises entre 1999 à 2008 sur 50 États, l'ESC a prouvé la réduction de risque de 33% des accidents mortels, 73% des accidents de retournements d'une voiture et de 59% des risques d'accident mortel d'un seul véhicule sur les routes humides ou glissantes.

Le concept de contrôle de stabilité de véhicule, connu sous différent nom selon les constructeurs est introduit pour la première fois en 1995. Ce concept a été étudié profondément comme un dispositif de sécurité actif pour améliorer la stabilité et la maniabilité du véhicule. Le concept est l'extension naturelle de l'ABS (Antilock Braking System) et du TCS (Traction

Control System). Quand un “freinage différentiel” est appliqué, c’est à dire des forces de freinage différentes appliquées aux pneus du côté gauche et droit, un moment de lacet est produit. Ce moment de lacet ralenti alors le véhicule et influence le mouvement de partie latérale/lacet/roulis du véhicule. En tirant profit des matériels ABS qui sont à la fois matures et largement disponibles, cette fonction de freinage différentiel en est ajoutée dessus avec un cout additionnel minime. Par conséquent, ce système de contrôle de véhicule a joui une acceptation rapide du marché [9].

## **But à atteindre**

Le but de ce mémoire est de développer un système de commande électronique pour la stabilité d’automobile, l’ESC. Le but ultime, qui n’est pas réalisé dans ce mémoire est la réalisation et l’implémentation du module ESC dans les véhicules indépendamment des marques du constructeur. Pour concevoir un ESC, de nombreuses étapes doivent être planifiées et suivies. Certains problèmes liés à la conception doivent être résolus ainsi pour rester le plus réalistes possible.

Généralement, la « résolution » d’un problème de conception de commande signifie trouver la représentation mathématique appropriée d’une action de commande qui rencontre un ensemble de critères de performance désirée. En réalité, c’est seulement une part de la solution (quoiqu’une part importante). Le processus de développement des systèmes de commande inclut également des étapes pour choisir le matériel correct (chargé avec le logiciel approprié) pour le module de contrôleur, qui est le vrai produit final de ce processus.

Le processus de développement d’un système de contrôle commence par un haut niveau de développement du système requis. La figure .1 montre le processus de base d’un design d’un contrôleur basé sur le modèle. La description sur cette figure est basée sur les parties de développement et contrôle qui progressent en parallèle et agissent l’un sur l’autre continuellement dans tout le cycle de développement. Ce processus a servi de guide pour la conception d’un modèle d’ESC dans le présent travail. Ainsi, le présent mémoire sera divisé en six chapitres.

Le premier chapitre abordera les généralités sur l’ESC. Comme l’ESC est une unité de commande électronique ou Electronic Control Unit (ECU), le processus de conception d’un ECU sera d’abord présenté. L’état de l’art présentera quelques notions indispensables sur l’ESC. La notion sur la sureté des véhicules motorisés sera introduite. Ces notions permettent d’acquérir la connaissance sur l’ESC dans son environnement et démontreront sa nécessité dans le monde réel.

Le deuxième chapitre va introduire les fondamentaux sur l’ESC. Le système requis sera abordé dans ce chapitre. Les tâches et le mode de fonctionnement de l’ESC seront exposés et mis en évidence à travers les comportements du véhicule dans diverses manoeuvres. La structure interne du contrôleur, ainsi que ses composants physiques seront présentés.

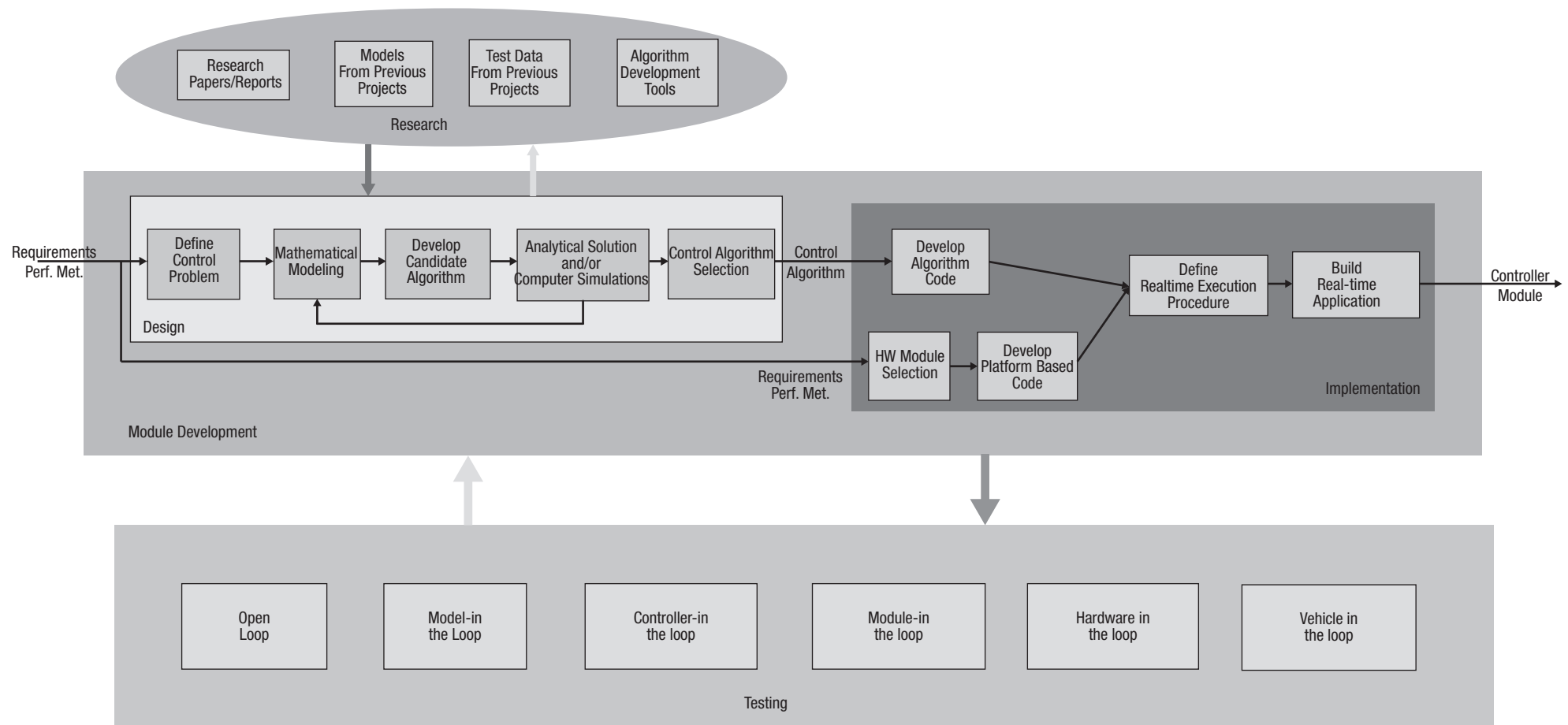


FIGURE .1.Processus général de développement d'un système de commande électronique [9]

La revue des littératures sera introduite dans le troisième chapitre. Elle servira de repère sur ce que les chercheurs ont déjà éclairés. Ce chapitre résume la modélisation de véhicule, les stratégies de commande à utiliser selon l'objectif à atteindre, les méthodes d'implémentation, les problèmes qu'un ESC rencontrera et quelques solutions. Comme l'ESC est toujours en cours de recherche et de développement, toutes les informations ne peuvent pas être incluses dans cette revue de littérature.

Le quatrième chapitre va être consacré sur la modélisation du système à contrôler: le véhicule. La modélisation de véhicule est nécessaire pour connaître le système à contrôler à travers les lois mathématiques qui le régissent. Deux modèles seront construits. Le modèle non linéaire représentera le système réel. Ce modèle non linéaire servira d'introduction sur le comportement latéral réel d'un véhicule. Le modèle linéaire est obtenu en linéarisant le système non linéaire selon des hypothèses simplificatrices. Ce modèle servira de référence sur le comportement latéral désiré d'un véhicule. C'est à partir de ce modèle que la commande va se baser.

Le cinquième chapitre exposera la modélisation de la commande d'un ESC. L'ESC qui sera conçu est basé sur l'YSC ou Yaw Stability Control. L'YSC qu'on modélisera est réalisé via le DYC ou Direct Yaw Control. Pour réaliser le DYC, deux niveaux de commande sont nécessaires. Le premier niveau de commande est basé sur la commande d'état. Dans ce mémoire, on utilisera le LQR ou Linear Quadratic Control comme stratégie de commande. Le premier niveau de commande livrera au deuxième niveau de commande la correction nécessaire pour stabiliser le véhicule. Le deuxième niveau de commande effectue la distribution des freinages selon la correction requise tout en respectant les contraintes imposées par la limite du véhicule. Cette commande est composée d'un distributeur de forces de freinage et d'un ABS. Le module entier de commande sera implémenté dans Matlab/Simulink pour être testé et validé.

Le sixième chapitre couvre essentiellement la simulation de la commande dans CarSim. CarSim est un logiciel très connu et fortement implanté dans le monde automobile. Ce logiciel va simuler un environnement virtuel de conduite. On utilisera un modèle de conducteur intégré dans CarSim qui se comportera comme un conducteur réel. Le véhicule BMW 330xi sera modélisé dans CarSim pour simuler un véhicule réel dans sa complexité. Ainsi, le comportement du véhicule virtuel est similaire à ce qui est réel. Les tests qu'on va entamer sont basés sur la manoeuvre ISO 3888-2. Les résultats des simulations seront présentés et seront interprétés pour analyser les comportements d'un véhicule avec et sans ESC. Les différents problèmes d'instabilité latérale seront discutés, notamment le survirage et le sous-virage. Le comportement du véhicule jugera l'efficacité et la performance de la commande de l'ESC. Il montrera aussi l'avantage et la limite du contrôleur.



# CHAPITRE 1. GÉNÉRALITÉS

## 1.1. Processus de conception d'un ECU (Electronic Control Unit)

### 1.1.1. La phase de recherche - Revue des littératures

Nombreux sont les livres scientifiques, techniques et académiques lus et revus lors de la recherche entreprise dans le présent mémoire. Ils ont été utiles, non seulement dans la compréhension du monde relatif à l'ESC, mais ont aussi participé à la mise en oeuvre des travaux de recherche accomplis dans ce mémoire.

### 1.1.2. La phase de conception

Cette étape consiste à modéliser les différentes parties du système, à savoir: la modélisation de la dynamique de véhicule, la dynamique de roue et la commande à utiliser qui définira l'algorithme. La figure 1.1 montre le processus de conception.

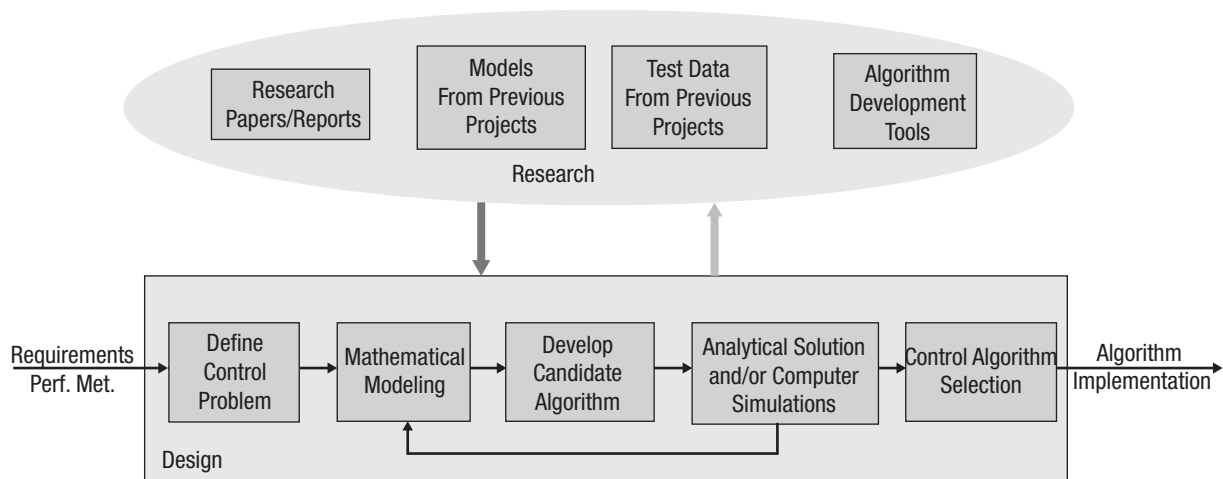


FIGURE 1.1. Processus de conception [9]

### 1.1.3. La phase de test et les méthodes de vérification [10]

Selon l'étape du processus de développement dans lequel une fonction de commande est différente, les méthodes CAE sont employées pour vérifier sa qualité et sûreté fonctionnelle. Ces méthodes incluent (mais n'y sont pas limitées), le lancement de simulations avec les "model-in-the-loop" (MIL), "software-in-the-loop" (SIL), "hardware-in-the-loop" (HIL) et driver-in-the-loop (DIL).

La figure 1.2 montre un processus général de test suivant un modèle de conception en V.



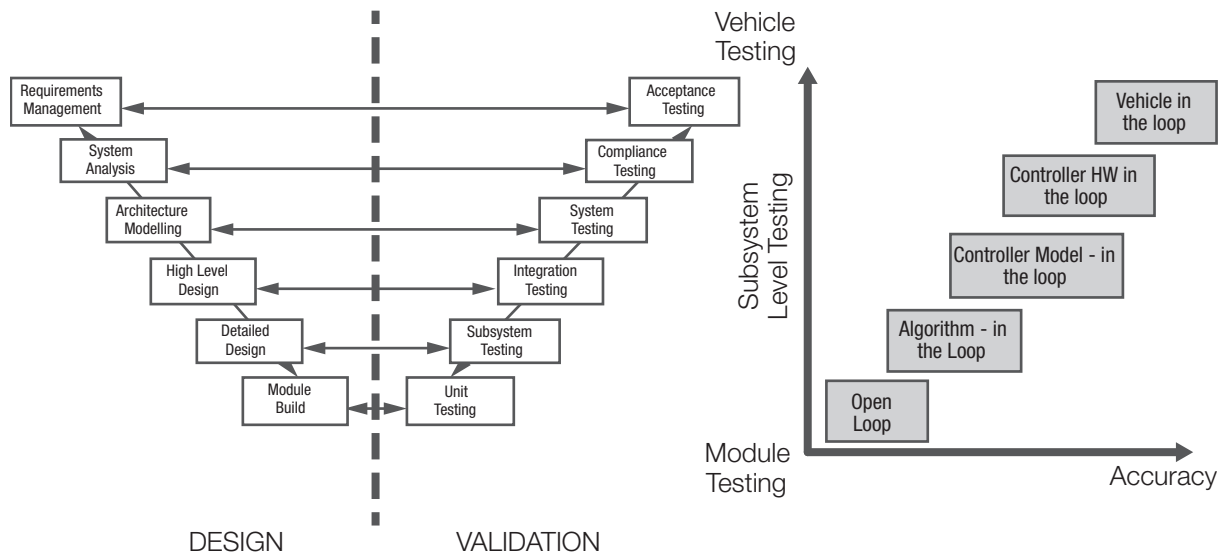


FIGURE 1.2. Précision des tests sur les différents niveaux d'intégration [9]

Les simulations MIL sont lancées quand la fonction de commande est toujours dans son étape de conception sous forme d'algorithme simple. La fonction est simulée avec les entrées et les sorties (I/O) dans un environnement simulé, représenté par un modèle comme Simulink.

En effectuant un test SIL, le modèle de commande a atteint un plus haut niveau de maturité et est correctement codé dans un programme informatique, implantable dans un ECU. La fonction est maintenant simulée avec de l'I/O à temps discret dans un environnement simulé.

Le HIL assure les tests quand le logiciel est implémenté dans un ou plusieurs ECU et est examiné en temps réel avec de l'I/O à un modèle de simulation. Les fonctions de commande peuvent également être évaluées dans un environnement DIL, où le conducteur fait partie de la boucle, par exemple un simulateur moteur.

Le développement est le plus rapide pendant les simulations MIL mais seulement les problèmes induits par l'algorithme stratégique lui-même sont découverts à ce stade. L'essai de SIL est exigé pour détecter des erreurs et des bogues de logiciel dans le code. De plus, le test HIL est nécessaire pour capturer des erreurs électriques et matérielles. Les simulations DIL ne sont pas aussi employées couramment que les trois types décrits précédemment. Cependant, la rétroaction d'un conducteur réel peut s'avérer utile, car la sensation du véhicule est un terme vague, parfois difficile à quantifier et évaluer dans des simulations CAE. Ces méthodes peuvent également être employées pour analyser comment la fonction répond aux modes de défaillance telles que des pertes de signal et erreurs en les présentant exprès à la simulation.

Un processus simplifié du flux de production marquant les niveaux de tests MIL, SIL, HIL, DIL utilisant CarSim est présenté par la figure 1.3.

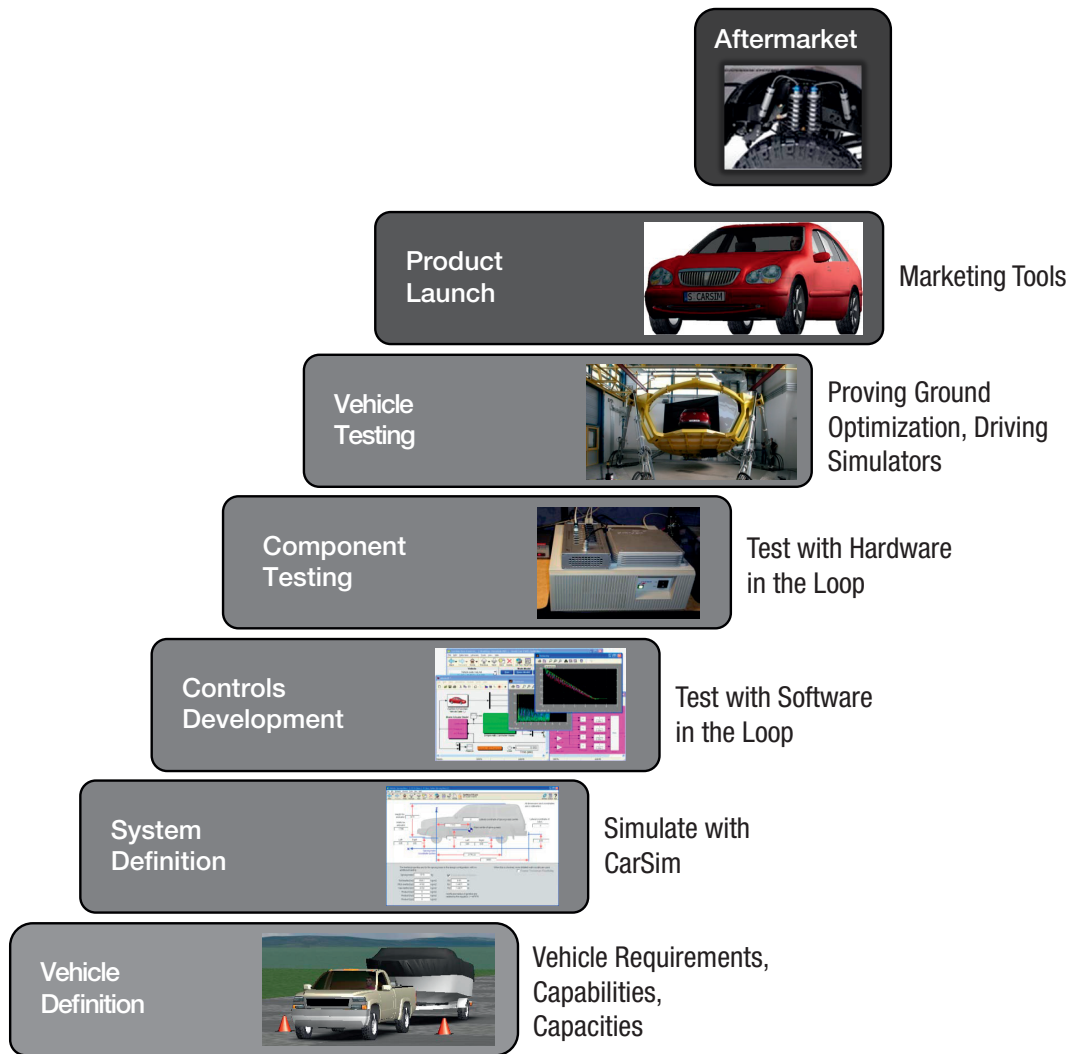


FIGURE 1.3. Flux de production d'un ECU utilisant CarSim [11]

Dans le présent manuscrit présentera les tests de simulations MIL et SIL avec Matlab/ Simulink - CarSim d'un modèle d'ESC. La validation de la conception est donc partielle.

## 1.2. État de l'Art

### 1.2.1. Introduction

L'erreur humaine est la cause pour une grande partie des accidents de la route. En raison des circonstances externes, telles qu'un obstacle apparaissant soudainement sur la route ou une conduite à une vitesse non convenable, le véhicule peut atteindre ses limites critiques et devient incontrôlable. Les forces d'accélération latérale agissant sur le véhicule atteignent des valeurs qui surchargent le conducteur. Les systèmes électroniques peuvent apporter une contribution importante à la sécurité de la conduite d'automobile. [12]

De nombreuses études à travers le monde sont conduites à investiguer l'efficacité de l'ESC en aidant le conducteur à maintenir le contrôle de son véhicule. En conséquence, les nombres et sévérités d'accidents sont réduits. Selon une investigation menée par l'université de Cologne, 4000 vies peuvent être sauvées et 100 000 accidents évités si toutes les voitures européennes ont de l'ESC [13]. Une étude similaire faite par l'IIHSNO montre que l'ESC peut prévenir environ le tiers (10 000) de tous les accidents fatals.

### 1.2.2. Définition

La SAE définit l'ESC comme un système qui a tous les attributs suivants [14][15]:

- l'ESC augmente la stabilité directionnelle du véhicule en appliquant et ajustant les freins du véhicule individuellement pour induire le couple de lacets de correction au véhicule;
- l'ESC est un système assisté par ordinateur qui utilise un algorithme de boucle fermée pour limiter le sous-vireur et le survireur du véhicule quand cela s'avère approprié;
- l'ESC est capable d'estimer la vitesse de lacet du véhicule ainsi que le dérapage, et observe la direction entrée par le conducteur;
- l'ESC doit être opérationnel sur toutes les plages de vitesse du véhicule.

Le système de l'ESC aide le conducteur à maintenir le bon contrôle et la stabilité latérale sans être affecté par les conditions de la route dans de larges variétés de manoeuvres.

### 1.2.3. Historique

En 1987, les premiers innovateurs de la commande électronique de stabilité, Mercedes-Benz et BMW, ont présenté leurs premiers systèmes de contrôle de traction. La commande de traction fonctionne en appliquant un freinage individuel sur chaque roue et sur l'actionneur des roues pour garder la traction pendant l'accélération, mais, à la différence de l'ESC, elle n'est pas conçue pour faciliter la direction. BMW, en collaboration avec Robert Bosch GmbH et Continental Automotive Systems, a développé un système pour réduire le couple moteur afin d'empêcher la perte de contrôle et l'a appliqué aux modèles entiers des séries BMW pour 1992. De 1987 à 1992, Mercedes-Benz et Robert Bosch GmbH ont développé ensemble un système appelé Elektronisches Stabilitätsprogramm (programme électronique de stabilité, marque déposée ESP) pour contrôler le glissement latéral [16].

### 1.2.4. Diverses dénominations

L'appellation de l'ESC varie selon les constructeurs. Le Tableau I présente quelques dénominations.

TABLEAU I. Dénomination de l'ESC selon les constructeurs d'automobile [15][16][17]

Dénomination	Constructeur/Groupe
Electronic Stability Program (ESP)	Holden, Hyundai, Kia, Mercedes Benz, Jeep, Renault, Saab, Chrysler, Citroen, Maybach, Peugeot, Ssangyong
Dynamic Stability Control (DSC)	Ford, BMW, Mazda, Land Rover, Aston Martin, Jaguar
Vehicle Stability Control (VSC)	Suzuki, Toyota
Vehicle Dynamic Control (VDC)	Nissan, Subaru, Alfa Romeo
Dynamic Stability And Traction Control (DSTC)	Volvo
Electronic Stability Programme (ESP)	Audi, Volkswagen, Bosch
StabiliTrak	General Motors

## 1.3. Sureté des véhicules motorisés

### 1.3.1. Système de sureté

Plusieurs facteurs affectent la sécurité d'un véhicule en route [18]:

- l'état du véhicule (par exemple, le niveau d'équipement, condition des pneus, usure des composants);
- la condition météorologique, l'état de la surface routière et l'état du trafic (par exemple, des vents latéraux, le type de la surface routière et la densité du trafic);
- l'aptitude du conducteur, c'est-à-dire sa compétence en conduite, son état physique et mental.

Dans le passé, seul le système de freinage (à l'exception des éclairages) composé de la pédale de frein, du circuit de freinage et des freins de roue contribuait à la sureté du véhicule. Néanmoins, au cours du temps de plus en plus de systèmes qui interviennent activement au système de freinage ont été ajoutés. Dû à ses interventions actives, le système de sureté est aussi référé aux systèmes de sureté active (active safety system). Les systèmes de suretés trouvés dans les véhicules récents améliorent énormément leurs sécurités.

Le frein est un composant essentiel dans un véhicule motorisé. Il est indispensable pour une utilisation sûre du véhicule sur la route. Aux vitesses réduites et avec un peu du trafic qui ont été le cas en premières années de circulation en voiture, les demandes déposées sur le système de freinage étaient moins harassantes qu'elles sont aujourd'hui. Au cours du temps, les systèmes de freinage sont devenus de plus en plus fortement développés. Dans l'analyse finale, les vitesses avec lesquelles les voitures peuvent être conduites aujourd'hui sont seulement possibles parce qu'il y a des systèmes de freinage fiables qui sont capables de ralentir

le véhicule et de l'apporter sans risque à une halte même dans des situations dangereuses. En conséquence, le système de freinage est fondamental à la sécurité de véhicule.

La figure 1.4 représente les systèmes de sécurité et les composants qu'on peut trouver dans les véhicules du temps moderne équipé des technologies les plus avancées.

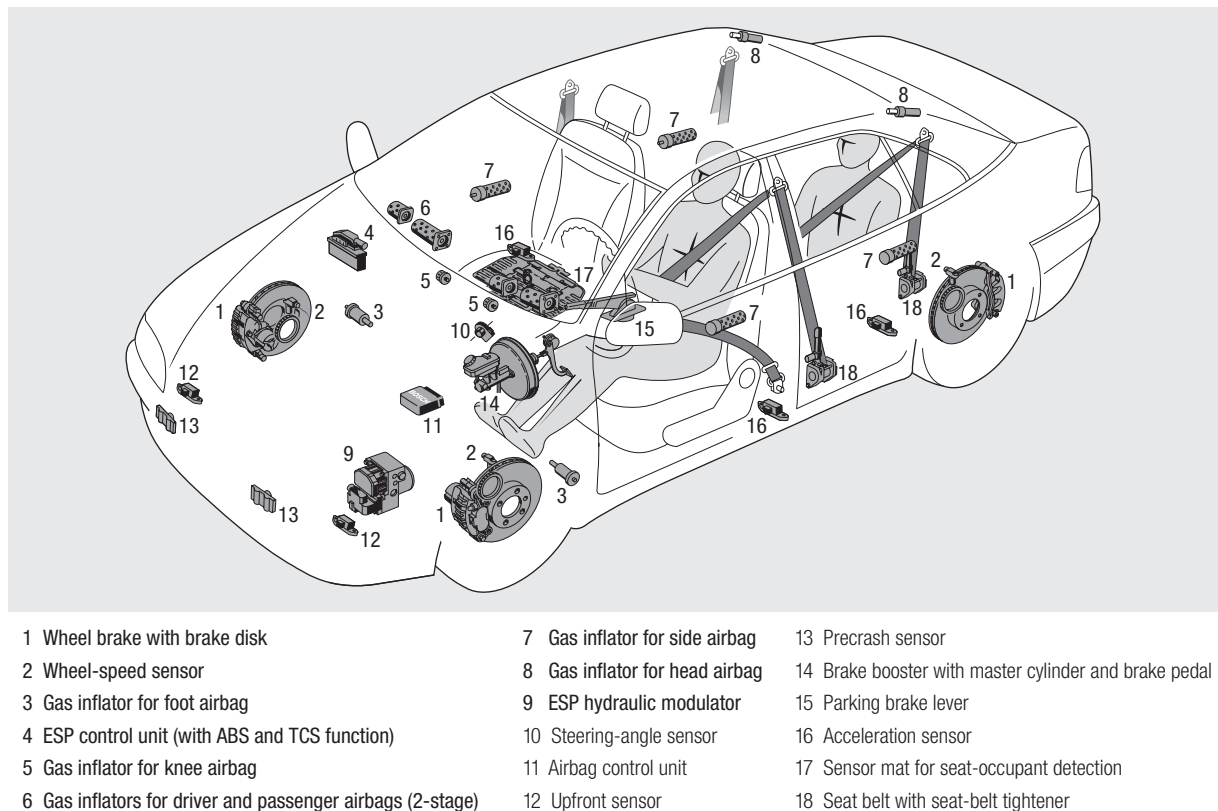


FIGURE 1.4. Systèmes de sureté d'un véhicule [19]

#### a) Système de sureté actif

Ces systèmes aident à empêcher les accidents et apportent ainsi une contribution préventive à la sécurité routière. Les exemples des systèmes de sureté actifs de véhicule incluent [18]:

- l'ABS (Antilock Braking System, voir l'annexe C.1),
- le TCS (Traction Control System, voir l'annexe C.2),
- l'ESC (Electronic Stability Control).

Ces systèmes de sureté stabilisent la réaction de manipulation du véhicule dans des situations critiques et maintiennent ainsi sa maniabilité. L'ESC est une extension de l'ABS et du TCS, c'est pourquoi nous devons parler d'eux avant d'approfondir l'ESC.

Indépendamment de leur contribution à la sécurité du véhicule, les systèmes tels que la commande de croisière adaptative (Adaptive Cruise Control - ACC) offrent essentiellement la convenance supplémentaire. Ils maintiennent la distance du véhicule au front en ralentissant automatiquement le moteur ou en actionnant les freins.

### b) Système de sureté passif

Ces systèmes sont conçus pour protéger les occupants de véhicule contre des blessures sérieuses en cas d'accident. Ils réduisent le risque de blessures et ainsi de la sévérité des conséquences d'un accident.

Les exemples des systèmes de sureté passifs sont les ceintures de sécurité exigées par la loi, et le sac gonflable, ce qui peut maintenant être ajusté dans diverses positions à l'intérieur du véhicule comme devant ou aux côtés des occupants.

Le présent mémoire décrit le développement et le test d'un système de sureté active dans une situation particulière. Ceci est défini à l'intérieur du contour pointillé de la figure 1.5. En effet, elle aide le conducteur à garder le contrôle du véhicule dans des situations qui peuvent se terminer en accident. En se basant sur ce graphe, l'accident peut être évité environ 300 ms avant le point de non-retour. Un véhicule avec une vitesse de 110 km/h (soit environ 30 m/s) effectue une distance de 9 m en 300 ms. Cette distance peut être fatale avec la perte de contrôle du conducteur. Cela s'avère impossible à l'être humain, mais possible pour un système électronique.

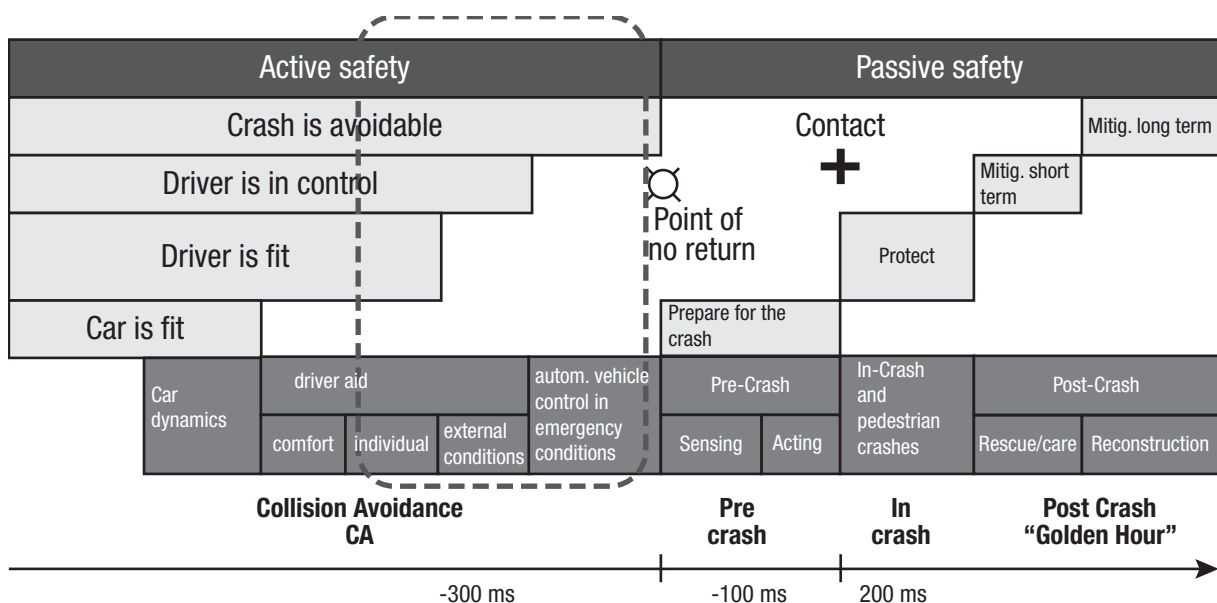


FIGURE 1.5. Graphe de phase de sécurité [20]

### 1.3.2. Fonctionnement de base de véhicule

#### a) Comportement du conducteur

La première étape dans l'adaptation de la réaction du véhicule pour refléter le conducteur et ses aptitudes est d'analyser entièrement le comportement du conducteur. Le comportement du conducteur est divisé en deux catégories de base:

- le "guidage" du véhicule, et
- la réaction à l'instabilité du véhicule.

La caractéristique essentielle de l'aspect du "guidage du véhicule" est l'aptitude du conducteur à l'anticipation de développement subséquent. Ceci traduit la capacité à analyser

les conditions de conduites actuelles et les interrelations associées afin de jauger avec précision les facteurs tels que:

- le braquage du volant requis pour maintenir consciemment la ligne de virage pendant une prise de virage;
- l'instant à laquelle le freinage doit être initialisé afin de stopper dans la distance disponible; et
- l'instant où l'accélération doit être démarrée pour dépasser sans risque un véhicule lent.

La précision avec laquelle ces fonctions sont déchargées dépend du niveau d'expérience du conducteur.

Lors de la stabilisation du véhicule (réaction à l'instabilité du véhicule), le conducteur détermine que le chemin actuel dévie de la route et que les commandes en entrées estimées à l'origine (le braquage du volant, la pression sur la pédale d'accélérateur) doivent être révisées pour éviter la perte en traction ou pour prévenir la sortie du véhicule de la route. La quantité de réactions de stabilisation (correction) nécessaire après le déclenchement de n'importe quelle manœuvre donnée est inversement proportionnelle à la capacité du conducteur d'estimer les entrées initiales de guidage. Une aptitude élevée du conducteur mène à une plus grande stabilité du véhicule. Progressivement, un niveau plus élevé de correspondance entre la commande d'entrée initiale (le braquage) et la ligne de virage actuelle produit progressivement de moindres corrections requises. Le véhicule réagit à ces corrections minimales avec une réponse "linéaire" (l'entrée du conducteur est transférée proportionnellement à la surface routière sans déviations substantielles).

Un conducteur expérimenté peut précisément anticiper à la fois comment le véhicule va réagir à ses commandes d'entrées et comment ce mouvement de réaction va se combiner avec des facteurs et forces extérieures prévisibles (pendant l'approche d'un virage, d'un travail routiers, etc.). Un novice a besoin plus de temps pour compléter ce processus adaptatif. Ses résultats contiendront une grande potentielle d'erreur. La conclusion est qu'un conducteur inexpérimenté concentre la plupart de ses attentions sur l'aspect de stabilisation de conduite.

Quand un développement imprévu surgit (tel qu'un tournant inopinément pointu en combinaison avec une visibilité restreinte, etc.), le conducteur expérimenté peut réagir incorrectement, et le conducteur novice peut réagir avec un dérapage. Dans ces circonstances, le véhicule ne répond pas linéairement et transgresse au-delà de ses limites physiques de stabilité, de sorte que le conducteur ne puisse plus prévoir la ligne qu'elle prendra éventuellement. Dans ces cas-ci, il est impossible que le conducteur novice ou le conducteur expérimenté garde le contrôle son véhicule. La figure 1.6 montre globalement le système "Conducteur – Véhicule – Environnement".







et dans des situations extrêmes.

Une gamme de paramètres (vitesse de roue, accélération latérale, vitesse de lacet, etc.) peut être surveillée et ainsi traitée dans un ou plusieurs boîtiers de commande électronique (ECUs). Cette capacité forme la base d'un concept pour l'exécution pratiquement immédiate des stratégies de réaction appropriées pour augmenter le contrôle des procédés critiques par le conducteur.

Les situations et les risques suivants fournissent des exemples de « conditions limites » potentielles :

- changements des conditions atmosphériques et/ou de route actuelle,
- conflits avec d'autres usagers de la route,
- animaux et/ou obstructions sur la route, et
- une défectuosité soudaine (crevaisson de pneu, etc.) sur le véhicule.

#### c) Situations critiques de circulation

Un facteur saillant, qui distingue les situations critiques de circulation, est le changement brusque, comme l'apparition soudaine d'un obstacle inattendu ou d'un changement brusque de la surface routière. Le problème est fréquemment compliqué par l'erreur du conducteur. En raison du manque d'expérience, un conducteur qui se déplace trop rapidement ou n'est pas concentré sur la route ne pourra pas réagir correctement.

Puisque les conducteurs remarquent rarement ce genre de situation critique, habituellement, ils n'identifient pas à quel point l'action évasive est proche ou une manoeuvre de freinage les a amenés aux limites physiques du véhicule. Ils ne saisissent pas comment une grande partie de l'adhérence potentielle entre les pneus et la couche de surface a "déjà été épuisée", et échouent à percevoir que le véhicule est peut-être à sa limite de manoeuvrabilité ou est prêt à déraiper outre de la route. Le conducteur n'est pas préparé pour ceci et ne réagit pas correctement ou réagit trop précipitamment.

Les résultats éventuels sont des accidents et des scénarios qui constituent des menaces pour d'autres usagers de la route. Ces facteurs sont encore joints à d'autres sources potentielles d'accidents comprenant la technologie périmée et l'insuffisance des infrastructures (routes mal conçues, signalisations routières endommagées ou vieilles).

Les termes tels que des « améliorations de réaction de véhicule » et le « soutien du conducteur dans des situations critiques » sont seulement significatifs s'ils se réfèrent aux mécanismes qui produisent des réductions à long terme du nombre et de la sévérité d'accidents. La réduction ou la suppression de risques dans ces situations critiques nécessite d'exécuter des manoeuvres de conduite difficiles comprenant :

- les entrées rapides de direction comprenant une contredirection,
- les changements de voie pendant un freinage d'urgence,

- le maintien de la suivie de la route durant une négociation de courbes à vitesse élevée et devant des changements du revêtement routier.

Ces genres de manoeuvres provoquent presque toujours une réaction critique du véhicule, c.-à-d., le manque de traction de pneu qui empêche la réaction du véhicule de la manière que le conducteur prévoit normalement. Il dévie de la course désirée.

En raison du manque d'expérience dans ces limites de situations, le conducteur est fréquemment incapable de regagner le contrôle actif du véhicule, et souvent panique ou réagit en exagération. L'action évasive sert d'exemple. Après application de l'entrée excessive de direction dans le moment de la panique initiale, ce conducteur alors contrebraque avec une plus grande ardeur pour tenter de compenser son erreur initiale. L'extension de la séquence de braquage et de contrebraquage avec un angle d'entrée progressivement grand conduit à la perte de contrôle du véhicule, qui réagit par un dérapage.

#### d) Comportement aux conduites

La réaction de manipulation et de freinage sur route d'un véhicule est définie par une série d'influences. Celles-ci peuvent être rudement divisées en trois catégories générales :

- les caractéristiques de véhicule,
- les modèles de comportement du conducteur, capacité et réflexes, et
- circonstance périphériques ou influences de l'environnement ou de l'extérieur.

La manipulation, le freinage et la réponse dynamique globale d'un véhicule sont influencés par sa structure et son modèle.

Les réponses de manipulation et de freinage définissent la réaction du véhicule selon les entrées de conducteur (au volant, à la pédale d'accélérateur, aux freins, etc.) et les facteurs d'interférence externe (condition du revêtement routier, vent, etc.).

Une bonne manipulation est caractérisée par la capacité de suivre avec précision un parcours donné et de se conformer ainsi complètement à la demande de conducteur.

Les responsabilités du conducteur incluent :

- l'adaptation du style de conduite en fonction de la circulation et de l'état des routes,
- la conformité aux lois et règlements applicables de la circulation,
- le suivi de parcours optimal selon la géométrie de la route le plus près possible, et
- le guidage du véhicule avec la prévoyance et circonspection.

Le conducteur poursuit ces objectifs en adaptant continuellement la position et le mouvement du véhicule pour converger avec une conception subjective d'un statut idéal. Le conducteur compte sur une expérience personnelle pour prévoir des développements et pour s'adapter aux états instantanés de circulation.

## CHAPITRE 2. ELECTRONIC STABILITY CONTROL (ESC)

### 2.1. Introduction

L'ESC est un système en boucle fermé conçu pour améliorer la maniabilité et le freinage du véhicule par le biais des interventions programmées dans le circuit de freinage et/ou de la boîte de vitesse. Les fonctionnalités intégrées de l'ABS empêchent les roues d'être bloquées quand les freins sont appliqués, alors que le TCS empêche la rotation de roue pendant l'accélération. Dans son rôle, vu comme un système global, l'ESC applique un concept unifié et synergique pour contrôler la tendance du véhicule « à labourer » au lieu d'obéir le volant pendant les tentatives de corrections de direction. En même temps il maintient la stabilité pour empêcher le véhicule de se déraper, si le véhicule reste dans ses limites physiques. L'ESC est une évolution de la technologie ABS [21]. L'ABS possède des capteurs de vitesse de roue et la capacité d'appliquer la pression de freinage sur chaque roue individuelle. L'ESC possède des capteurs additionnels pour observer le comportement du véhicule selon la direction entrée par le conducteur. Si les capteurs déterminent que le véhicule dévie du chemin choisi, la pression de freinage sera automatiquement appliquée selon les besoins à différentes roues pour ramener le véhicule à la direction désirée par le conducteur. De plus, dans beaucoup de cas la puissance du moteur est réduite à l'aide de papillon motorisé, de ce fait ralentissant le véhicule encore plus.

L'ESC est un système de contrôle d'un véhicule composé de capteurs, de freins, de module de contrôle du moteur et un microordinateur. Ce microordinateur (généralement un microcontrôleur) observe continuellement le comportement du véhicule par rapport à la direction imposée par le conducteur. Il compare les commandes du conducteur aux comportements actuels du véhicule.

### 2.2. Conditions requises de l'ESC

L'ESC améliore la sécurité de la conduite en fournissant les moyens de la liste qui suit.

- (i) *Stabilité améliorée du véhicule*: le système garde le véhicule sur la voie et améliore la stabilité de la direction sur toutes les conditions d'opérations, incluant l'arrêt d'urgence, les manoeuvres standards de freinage, la marche libre, l'accélération, la trainée d'accélération (durant un dépassement) et la différence de charge;
- (ii) *Stabilité accrue du véhicule aux limites de la traction*, comme pendant une forte manoeuvre de direction (réaction de panique), pour réduire le danger de glissement ou du point de rupture.
- (iii) Dans diverses situations, d'autres améliorations sont à pourvoir pour l'exploitation de la traction potentielle lors de l'activation de l'ABS et du TCS, et celle de la trainée du couple moteur, en augmentant automatiquement la vitesse de moteur pour empêcher un freinage moteur excessif. Les effets ultimes sont une plus courte distance de freinage et une traction élevée avec augmentation de la stabilité et de niveaux plus élevés de réaction de direction.

Pour une voiture particulière sans l'ESC, la réaction dynamique latérale est montrée par la figure 2.1.

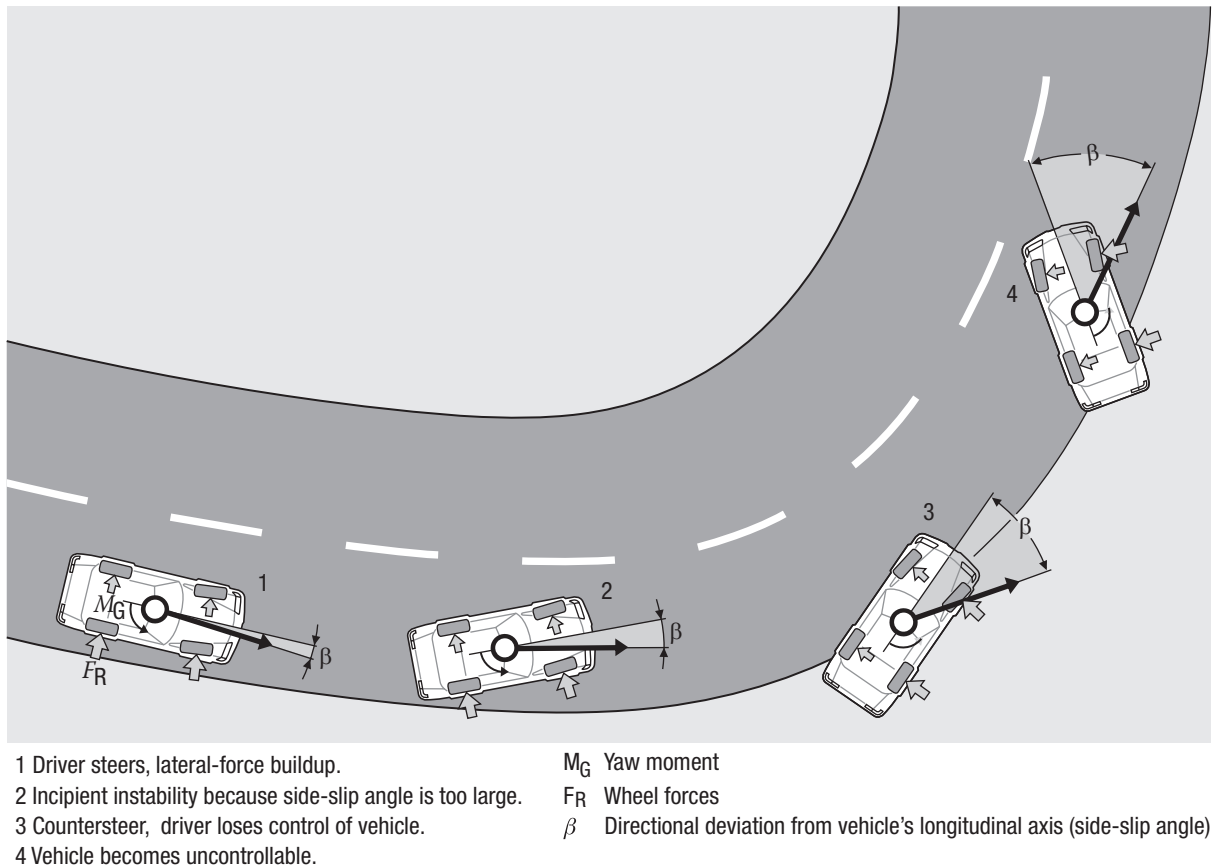


FIGURE 2.1. Réponse dynamique latérale d'une voiture passagère sans ESC [18]

### 2.3. Tâches et mode de fonctionnement

Le programme électronique de stabilité ESC est un système fondé sur le circuit de freinage du véhicule comme outil de « direction » du véhicule. Quand la fonction de contrôle de stabilité assume l'opération, elle change les priorités qui régissent le système de freinage. La fonction fondamentale des freins de roue - pour ralentir et/ou arrêter le véhicule - prend l'importance secondaire pendant que l'ESC intervient pour maintenir le véhicule stable sur la voie, indépendamment des conditions.

L'intervention spécifique de freinage est dirigée aux différentes roues, telles que la roue arrière intérieure pour contrer le sous-vireur, ou la roue avant extérieure pendant le survireur, comme le montre la figure 2.2. Pour l'exécution optimale des objectifs de stabilité, non seulement l'ESC initialise l'intervention de frein, mais il peut aussi intervenir dans le côté du moteur pour accélérer les roues motrices. Comme le concept de ce contrôle "discriminatoire" dépend de deux stratégies d'intervention individuelles, le système a deux options pour diriger le véhicule: il peut freiner des roues sélectionnées (freinage sélectif) ou accélérer les roues motrices. Dans les limites invariables imposées par les lois de la physique, l'ESC garde le véhicule sur la route et réduit le risque d'accident. Le système améliore la sécurité de la route en fournissant des supports efficaces au conducteur.

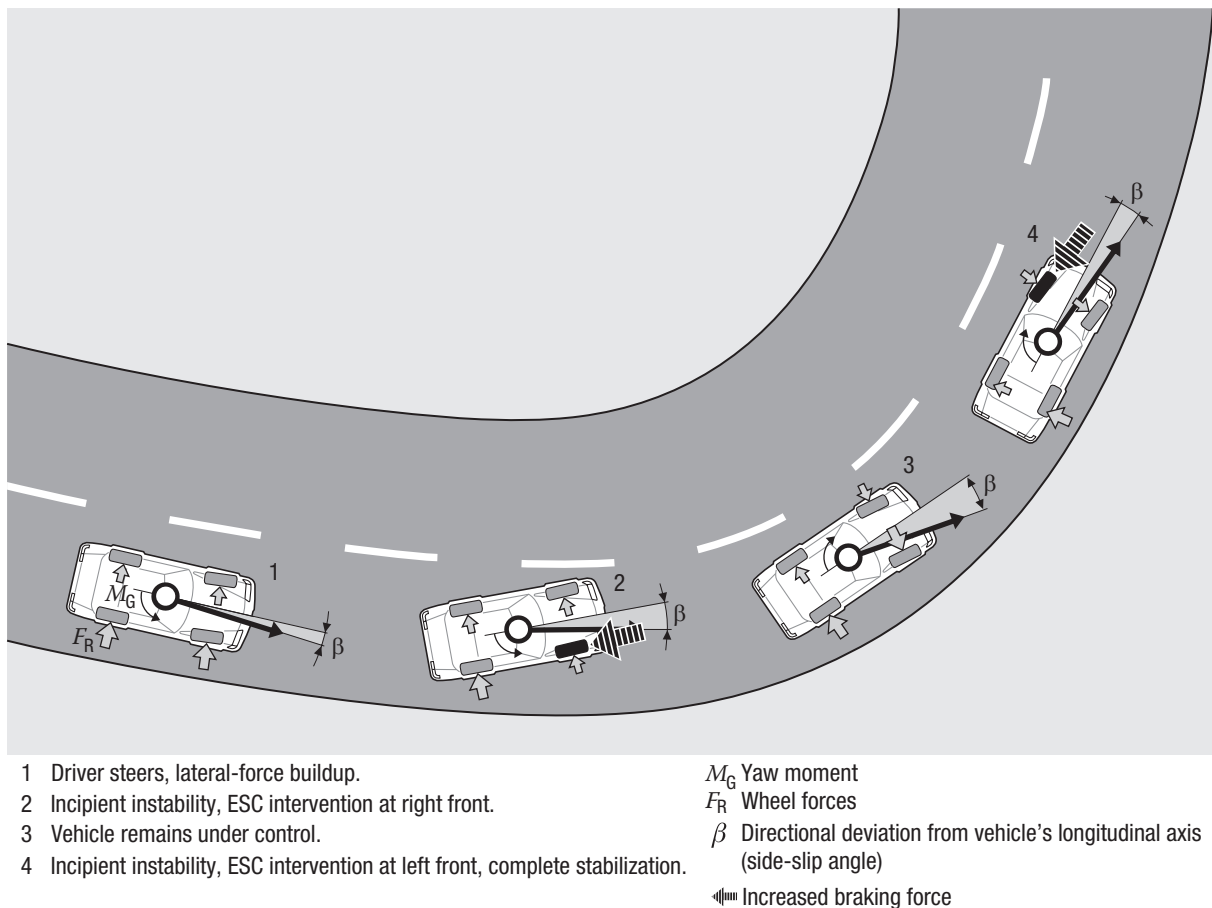


FIGURE 2.2. Réponse dynamique latérale d'une voiture particulière avec un ESC [19]

Quatre exemples sont présentés ci-dessous comparant des véhicules avec et sans ESC pendant une opération “à la limite”. Chacun des portraits de manoeuvre de conduite reflète les conditions de fonctionnement courant, et est basé sur des programmes de simulation conçus pour utiliser les données résultants des tests de véhicule. Les résultats ont été confirmés dans les essais sur route comme suit.

## 2.4. Manoeuvres

### 2.4.1. Coup de volant et contredirection

Cette manoeuvre est similaire au changement de voie ou une entrée brusque de direction à laquelle on pourrait s'attendre par exemple:

- quand le véhicule se déplace trop rapidement lorsqu'il entre dans une série de courbure en S,
- ou devant être initialisé quand, dans la circulation en cours, un obstacle apparaît soudainement sur route, ou
- lors d'une manoeuvre de dépassement qui soudainement doit être annulé.

Les figure 2.3 et figure 2.4 démontrent la réponse de manipulation de deux véhicules (avec et sans ESC) négociant une série de courbure en S avec des entrées rapides de direction et de contredirection

- sur un revêtement routier à traction élevé (coefficient de friction  $\mu = 1$ ),
- sans le freinage du conducteur,
- avec une vitesse initiale de 144 km/h

Initialement, lorsqu'ils approchent la courbure en S, les conditions des deux véhicules ainsi que leurs réactions sont identiques. Puis, la première direction est entrée par le conducteur (phase 1).

### **Véhicule sans ESC**

Comme on le voit, dans la période suivant l'instant initial, un coup de volant brusque entré au véhicule sans ESC menace une instabilité (figure 2.4 sur la gauche, phase 2). En considérant que l'entrée de direction a rapidement produit des forces latérales considérables aux roues avant, il y a un délai avant que les roues arrière commencent à produire des forces semblables. Le véhicule réagit avec un mouvement dans le sens des aiguilles d'une montre autour de son axe vertical (lacet vers l'intérieur). La prochaine étape est la phase 3 avec la deuxième entrée de direction. Le véhicule sans l'ESC ne répond plus à la tentative de contredirection du conducteur et n'est plus contrôlable. La vitesse de lacet et l'angle de glissement s'élèvent radicalement, et le véhicule dérape (phase 4).

### **Véhicule avec ESC**

Sur ce véhicule, l'ESC freine la roue avant gauche pour contrer la menace d'instabilité (figure 2.4 sur la droite, phase 2) qui suit la direction entrée à l'initial. Dans le contexte de l'ESC cela est référé comme le freinage actif, et il procède sans aucune intervention de la part du conducteur. Cette action réduit la tendance au survirage (lacet vers l'intérieure, expliqué par la figure 2.5). La vitesse de lacet est réduite et l'angle de glissement est limité. Suivant l'entrée de contredirection, d'abord le couple de lacets, puis la vitesse de lacet se sont inversés de direction (phase 3). Dans la phase 4, une deuxième brève application de frein — cette fois à la roue avant droite — rétablit complètement la stabilité. Le véhicule reste sur la course définie par le volant.

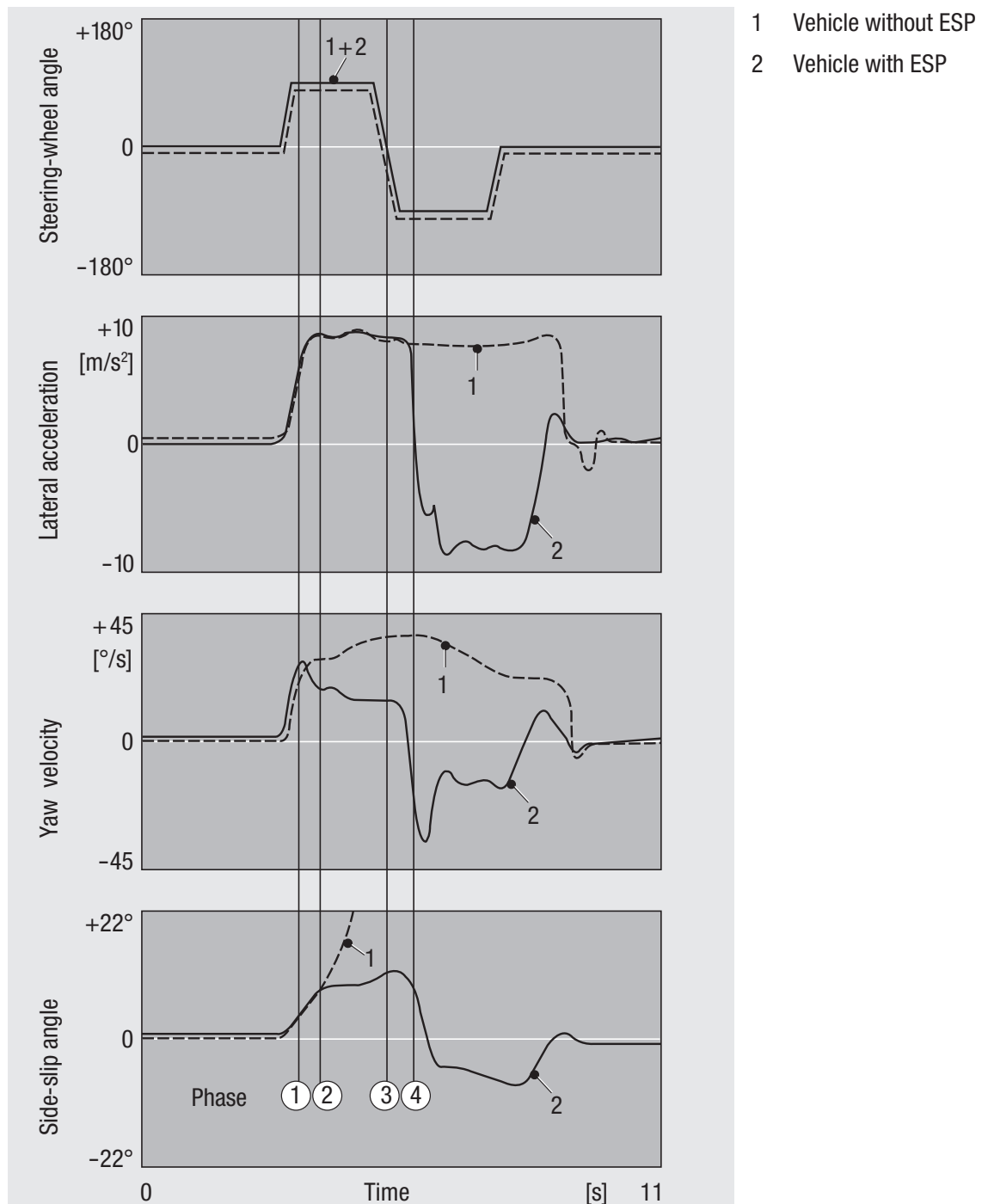


FIGURE 2.3. Les courbes des paramètres de réaction dynamique pendant une séquence de virage de droite à gauche [12]

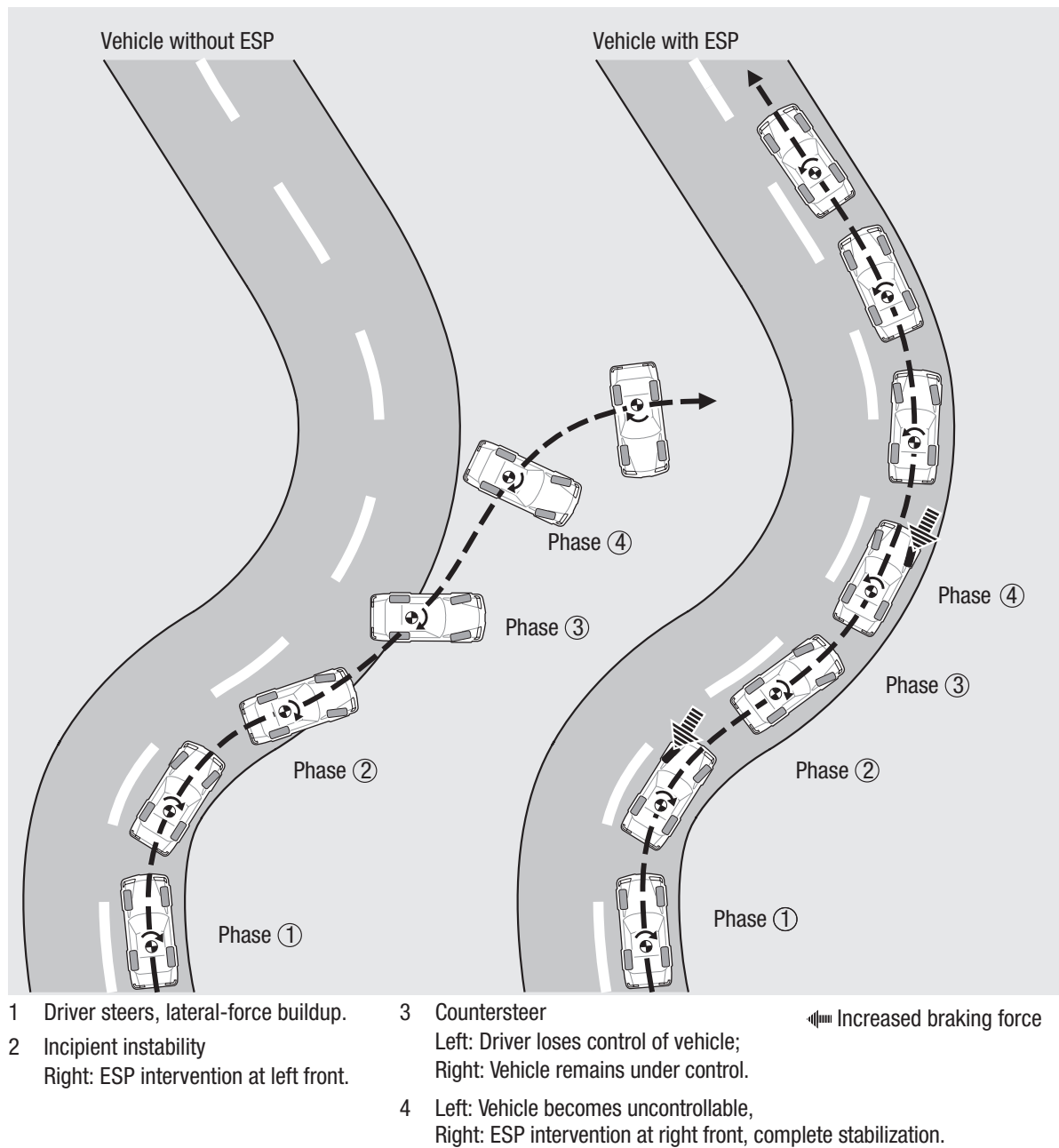
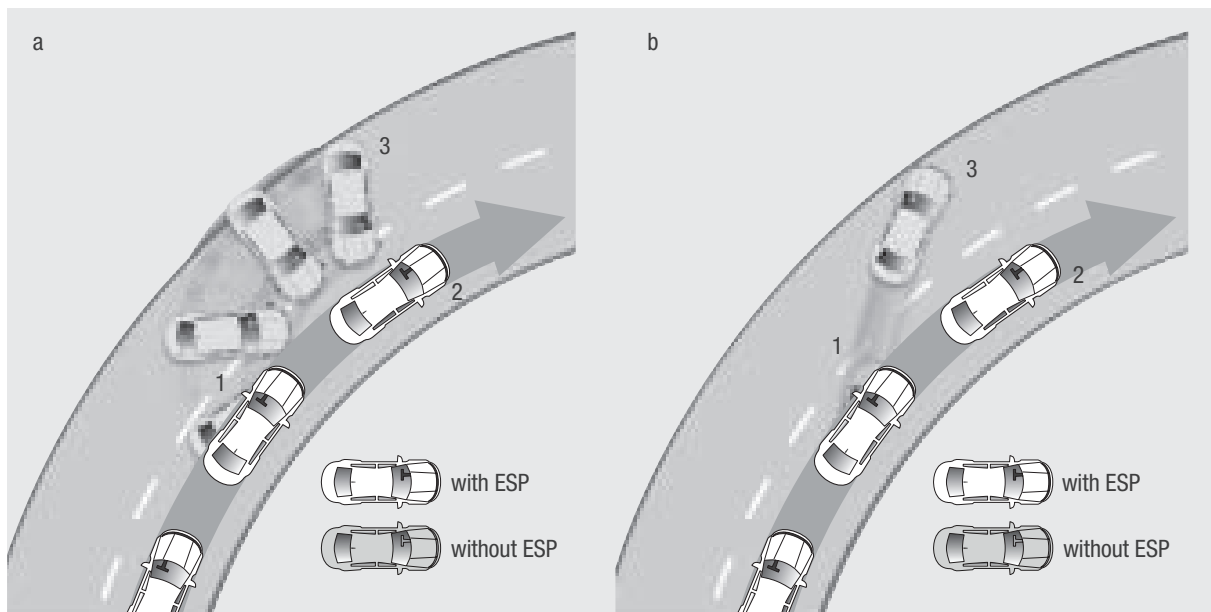


FIGURE 2.4. Suivi de véhicule durant une séquence de virage de droite à gauche [19]





**a Oversteering behavior.**

- 1 The rear end of the vehicle breaks away.
- 2 ESP applies the brake at the outer front wheel and this reduces the risk of skidding.
- 3 The vehicle without ESP breaks into a slide.

**b Understeering behavior**

- 1 The front of the vehicle breaks away.
- 2 ESP applies the brake at the inner rear wheel and this reduces the risk of understeering.
- 3 The vehicle without ESP is understeered and leaves the road.

FIGURE 2.5. Les comportements de survirage et sous-virage dans un virage [19]

### 2.4.2. Changement de voie avec un freinage d'urgence

Quand le dernier véhicule dans une file de circulation arrêtée est caché par une élévation de la route, et donc invisible à ceux qui s'approche à l'arrière, les conducteurs qui s'approchent de l'embouteillage ne peuvent pas enregistrer la situation dangereuse jusqu'à la toute dernière seconde. L'arrêt du véhicule sans se heurter à la circulation stationnaire nécessitera un changement de voie ainsi qu'un freinage.

La figure 2.6 montre les résultats de cette action évasive, étant prise par deux véhicules différents:

- un véhicule équipé seulement d'un ABS;
- un autre véhicule équipé d'un ABS et d'un ESC.

Les deux véhicules se déplacent à 50 km/h, sur une route glissante ( $\mu = 0,15$ ) au moment où le conducteur enregistre la situation dangereuse.

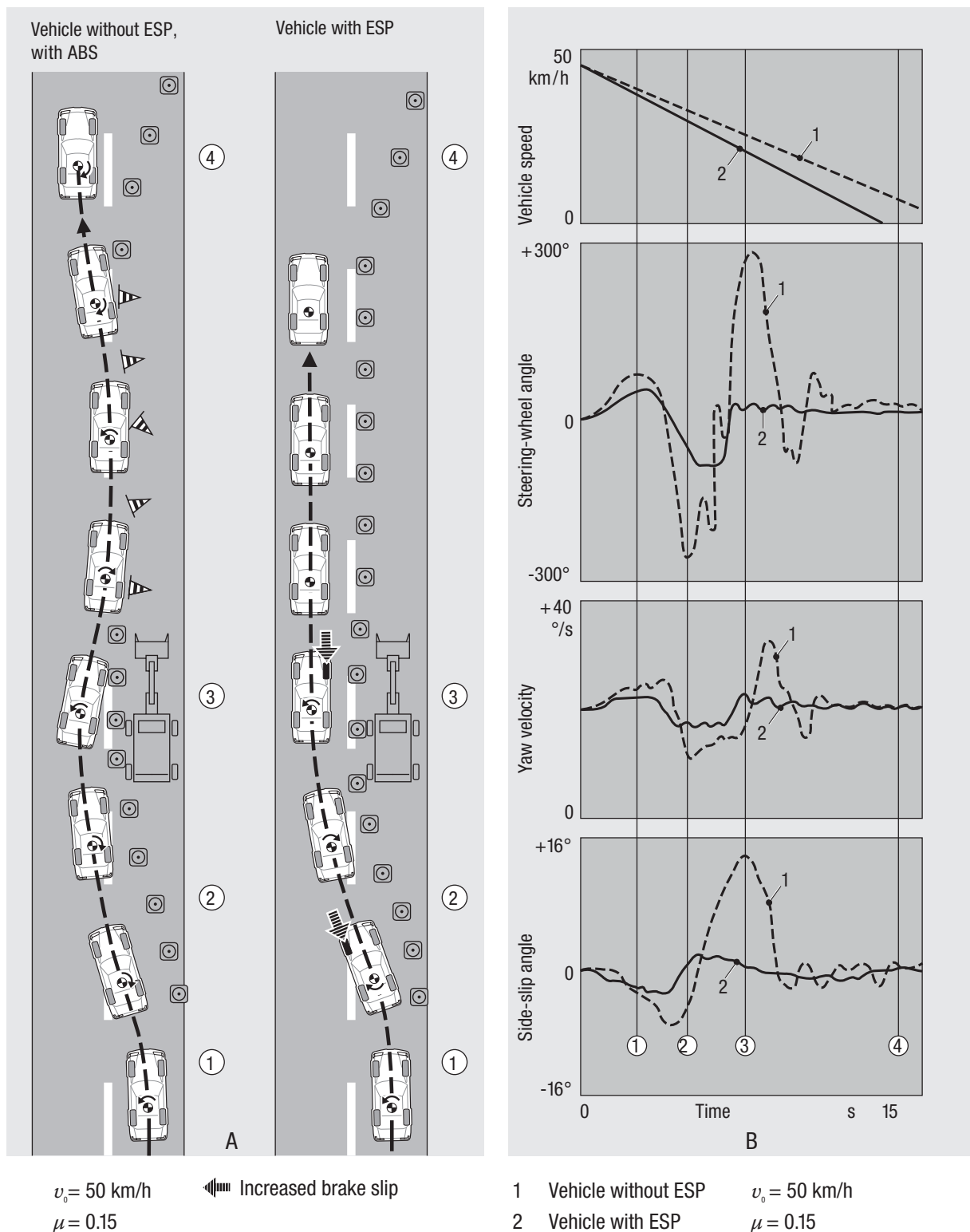


FIGURE 2.6. A - changement de voie pendant un freinage d'urgence B - courbes des réponses des paramètres dynamiques de l'opération [19]

### Le véhicule avec ABS mais sans ESC

Immédiatement après l'entrée de la direction initiale, l'angle de glissement et la vitesse de lacet ont augmenté jusqu'au point où l'intervention du conducteur devient impérative sous forme de contredirection (figure 2.6.À – gauche). Puis l'action du conducteur génère un angle de glissement dans la direction opposée. Cet angle de glissement augmente rapidement, et le

conducteur doit contrer la direction pour la deuxième fois. Ici, le conducteur est seulement capable de rétablir le véhicule et de le porter à un arrêt sécurisé.

### **Véhicule avec ABS et ESC**

Comme l'ESC réduit la vitesse de lacet et l'angle de glissement à un niveau contrôlable, ce véhicule reste stable en tout temps. Le conducteur n'est pas confronté à une instabilité imprévue. Donc il peut continuer à se concentrer sur le maintien du véhicule en route. L'ESC réduit considérablement la complexité de la procédure de direction et minimise les demandes soumises au conducteur. En outre, le véhicule avec ESC s'arrête dans une distance plus courte que le véhicule équipé seulement d'ABS.

## **2.5. Structure du contrôleur**

Dans la boucle de commande "Conducteur - Véhicule - Environnement", les variables de perturbations agissent sur le véhicule et mènent à une déviation entre la course nominale et celle qui est en cours. Normalement, l'itinéraire du "véhicule" est conçu de telle manière que ces déviations puissent être compensées par le seul contrôle du « conducteur ». En approchant la limite du véhicule, le conducteur peut être surchargé avec sa tâche de contrôle. Dans de telles situations, le contrôleur de dynamique de véhicule compense les bruits aux lesquels seul le conducteur n'est plus en position compenser.

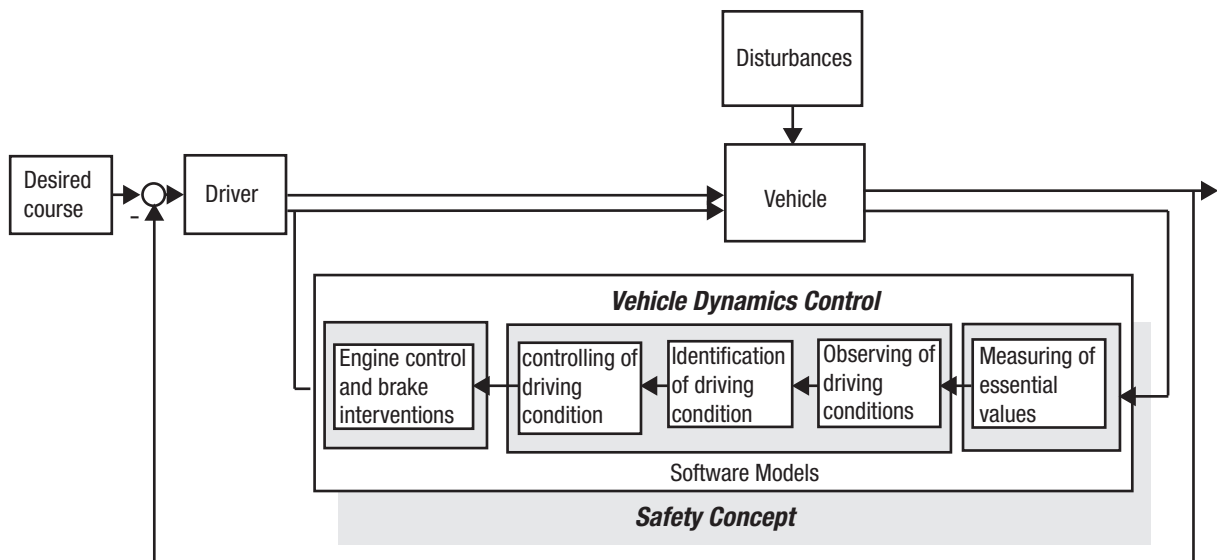


FIGURE 2.7. Schéma de la boucle de commande "Conducteur – Véhicule – Environnement" d'après la source [22]

## 2.6. Le système et ses composants

L'ESC est basé sur le système de contrôle de traction. Néanmoins, il a plusieurs points caractéristiques additionnels. Le système peut identifier et compenser tôt les états de fonctionnement instable de véhicule, tel que le dérapage. Pour ce but, plusieurs composants additionnels sont requis. La figure 2.8 montre généralement les composants utilisés par l'ESC.

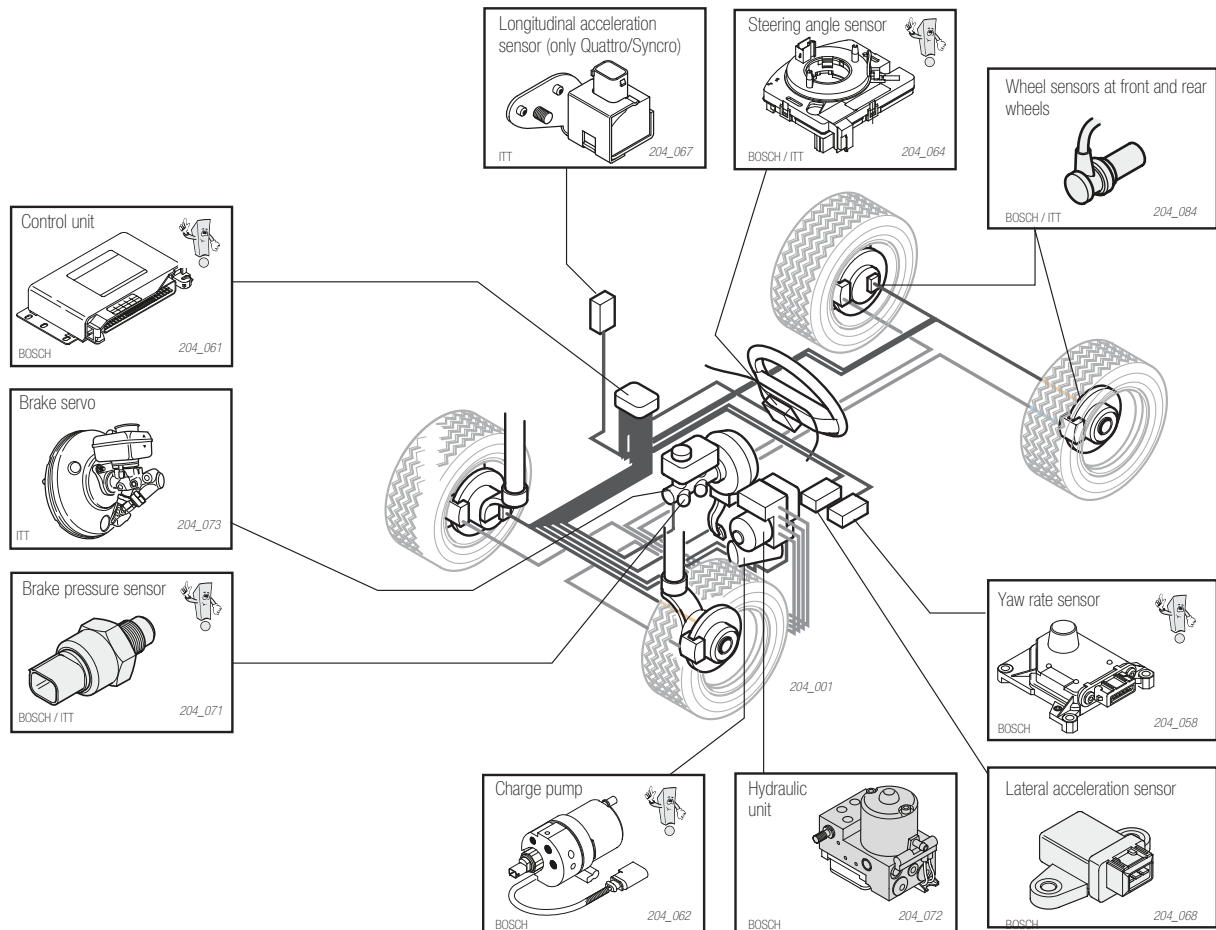


FIGURE 2.8. Vue générale des composants d'un ESC proposé par Bosch [23]

## 2.7. Le cycle de commande [23]

La figure 2.9 montre le cycle de commande d'un ESC basé sur l'ESP de Bosch.

Les capteurs de vitesse fournissent le flux de données de vitesse de chaque roue. Le capteur d'angle de direction est le seul capteur qui fournit des données directement via les bus CAN vers l'unité de commande. L'unité de commande calcule la direction du braquage désiré et la performance de manipulation requise du véhicule des deux ensemble d'information.

Le capteur d'accélération latérale signale l'unité de commande quand le véhicule dévie vers un côté et le capteur de vitesse de lacet signale quand le véhicule commence à dérapage. L'unité de commande calcule l'état actuel du véhicule depuis ces deux ensembles d'information.

Si la valeur nominale et celle de courante ne correspondent pas, l'ESC effectue des

calculs d'intervention correctif. L'ESC décide:

- quelle roue doit être freinée ou accélérée et quelle roue doit être libérée;
- si le couple moteur est réduit et
- si l'unité de commande de la boîte de vitesse est activée dans les véhicules à vitesse automatique.

Puis, le système vérifie si les interventions ont réussi depuis les données qu'il reçoit des capteurs. Si c'est le cas, l'ESC termine l'intervention et continue à observer les caractéristiques du comportement du véhicule. Si ce n'est pas le cas, le cycle d'intervention est répété.

Quand l'intervention corrective est en cours, ceci est indiqué au conducteur par un témoin ESC.

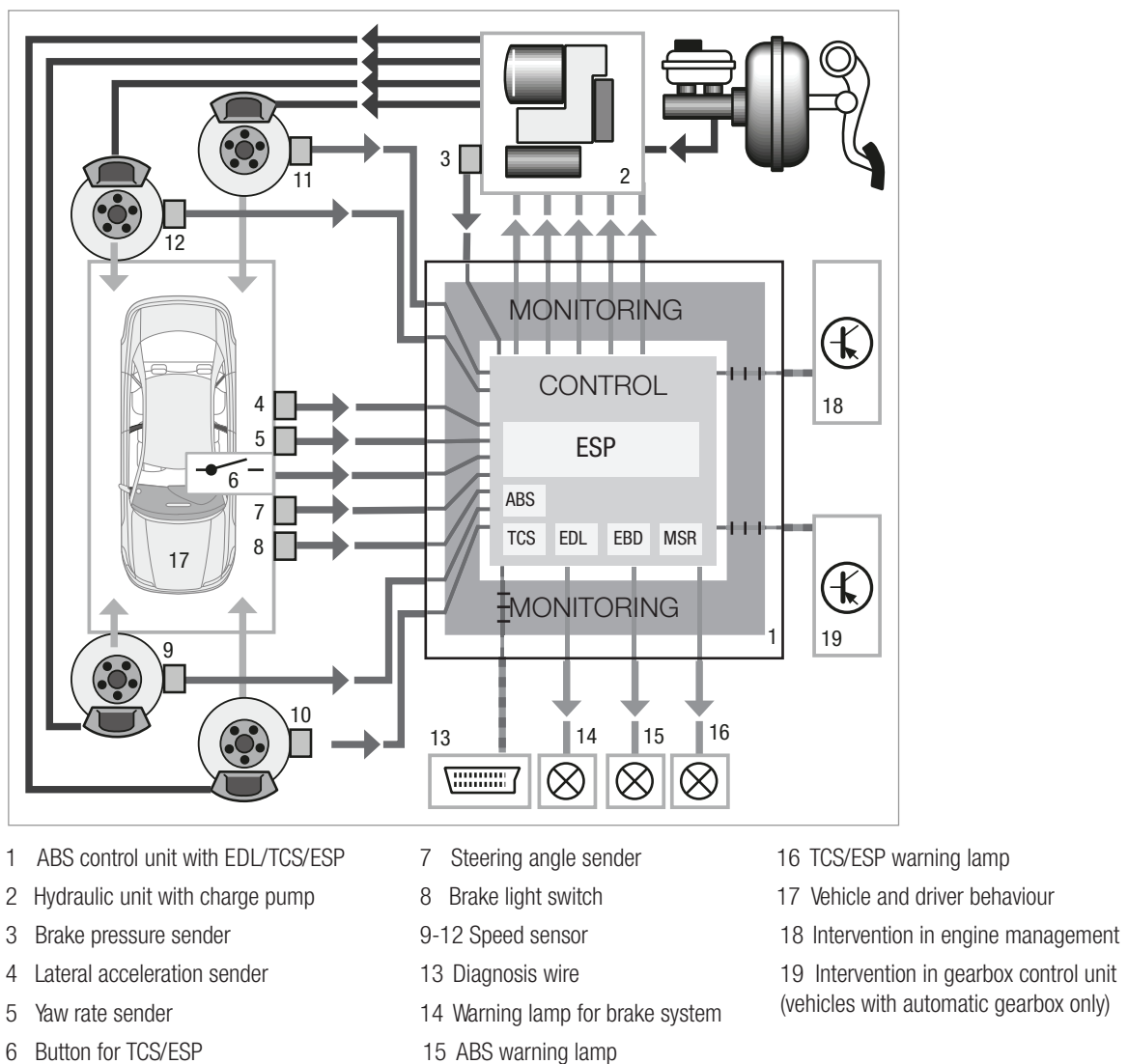


FIGURE 2.9. Présentation du cycle de commande [23]

## CHAPITRE 3. REVUE DES LITTÉRATURES

### 3.1. L'évolution de l'ESC dans le temps [9]

L'ESC est relativement nouveau, un concept de sécurité actif introduit pour contrôler les mouvements latéraux et de lacet d'un véhicule dans des situations d'urgence. Le système de commande qui réalise cette fonction est connu dans les littératures comme la commande directe du moment de lacet ou DYC (Shibahata *et al.* 1993), le VDC (Zanten *et al.* 1995), la commande de distribution de force de frein (Matsumoto *et al.* 1992), le freinage différentiel (Kraft et Leffler 1990), l'ESP (Zanten 2000) et le VSC (Koibuchi *et al.* 1996). Dans les dix ans auparavant, ce concept de contrôle de véhicule a été étudié par presque tous les constructeurs automobiles et plusieurs modèles offerts déjà un ESC (ou un des noms équivalents alternative) comme une option.

Matsumoto *et al.* (1992) ont développé une stratégie de commande de distribution de force de frein en utilisant une action anticipatrice à l'angle de rotation du volant et un modèle de réaction à la vitesse de lacet. La vitesse de lacet désirée était calculée en fonction de l'angle de rotation du volant et la vitesse de lacet courante. Puis, la commande de distribution de force de frein gauche-droite fournit un couple de lacets correctif selon le besoin. Le modèle du véhicule avait 11 DOF, et le modèle de pneu générait les forces en fonction de l'angle de glissement (dérapage), la charge normale, la proportion du glissement longitudinale et le coefficient de friction du revêtement routier. Les simulations montraient une réduction significative de l'erreur de vitesse de lacet lors d'un freinage au cours d'un changement de voie. Ce travail est l'une des premières publications connues sur le concept connu plus tard comme ESC, VSC ou VDC.

Bosch a développé un système VDC (Zanten *et al.* 1995) qui dérive le mouvement désiré du véhicule à partir de l'angle de rotation du volant, la position de la pédale d'accélérateur et la pression de frein. Le mouvement courant est déterminé depuis la mesure de la vitesse de lacet et l'accélération latérale. Les différences entre le mouvement courant et désiré sont minimisées en régulant le couple moteur et les pressions de frein en utilisant les composants du TCS.

De nombreux constructeurs automobiles ont implémenté des systèmes ESC ou ont planifié de fabriquer un système ESC disponible dans les modèles futurs. Les variables d'entrées pour la stratégie d'un système de commande de General Motors sont la vitesse du véhicule, l'angle de rotation du volant, la vitesse de lacet, la pression de frein et l'accélération latérale. Le système a été montré pour réduire le temps de montée de la vitesse de lacet, le dépassement et le temps de stabilisation (Hoffman and Rizzo 1998).

## 3.2. Le concept de l'ESC

### 3.2.1. Introduction sur l'ESC de base: l'YSC

Dans le VDC du véhicule routier, le contrôle du mouvement dynamique latéral est très important, car il déterminera la stabilité du véhicule. Une des approches importantes qui sont rapportées dans les littératures pour la commande de la dynamique latérale est le système de contrôle de stabilité de lacet ou Yaw Stability Control (YSC). Afin de concevoir un système de contrôle efficace, il est essentiel de déterminer un élément approprié du système de contrôle de stabilité de lacet. Rapportés dans la littérature [24], les éléments du système de contrôle de stabilité de lacet, c'est-à-dire les modèles dynamiques de véhicule, les objectifs de contrôle, le contrôle actif de châssis, et ses stratégies de commande comme représentées sur la figure 3.1, sont considérablement observés [24].

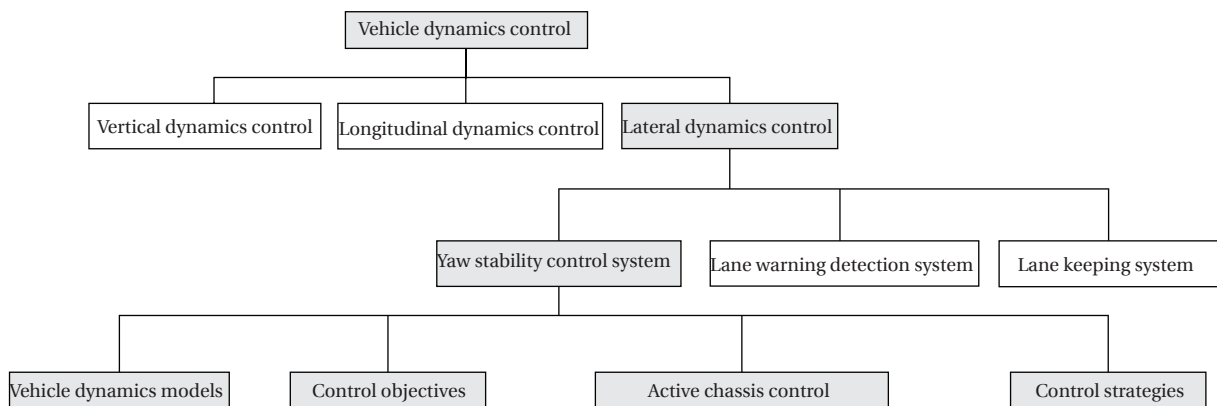


FIGURE 3.1. Le système YSC pour la dynamique latérale d'un véhicule [24]

Les modèles linéaires et non linéaires d'un véhicule qui décrivent le comportement de la dynamique latérale seront expliqués brièvement pour la conception de la commande et l'évaluation. Pour atteindre les objectifs de la commande, il est essentiel de contrôler les variables de vitesse de lacet et de l'angle de glissement afin d'assurer la stabilité du véhicule. La vitesse de lacet et l'angle de glissement sont requis à avoir des réponses rapides et doivent être capables de bien suivre les réponses désirées.

Dans la situation réelle de conduite, la dynamique latérale du véhicule est incorporée avec des incertitudes telles que la condition du revêtement routier, les paramètres variants du véhicule et la perturbation des vents latéraux. Dans le système YSC, ces perturbations peuvent influencer les performances des contrôles de suivi de la vitesse de lacet et de l'angle de glissement. Du point de vue du système de commande, la performance transitoire du contrôle de suivi est essentielle. Cependant, depuis les revues sur la stratégie de commande dans les littératures, le contrôleur n'est pas conçu pour compenser ce problème.

Ce chapitre exposera en premier lieu les modèles de dynamique de véhicule d'après les littératures. Toutefois, les détails des modèles utilisés dans le présent mémoire seront démontrés dans la deuxième partie du manuscrit. Les objectifs de l'ESC basé sur l'YSC seront abordés en second lieu. Troisièmement, le contrôle actif du châssis sera révisé. Ensuite, les stratégies de commande, ainsi que les problèmes à surmonter seront étalés. Puis, les méthodes d'évaluation de l'ESC seront revues. Enfin, l'ESC des véhicules moderne associant YSC et RSC

sera présenté brièvement.

### 3.2.2. Les modèles de dynamique de véhicule

Afin d'examiner, d'analyser et de concevoir le contrôleur du système de YSC, les modèles des dynamiques de véhicule sont essentiels où la modélisation mathématique de la dynamique du véhicule est obtenue selon la deuxième loi de Newton (voir le détail dans l'annexe B.4). En général, deux catégories de modèle de véhicule sont nécessaires: le modèle de véhicule non linéaire et le modèle linéaire, présenté par la figure 3.2.

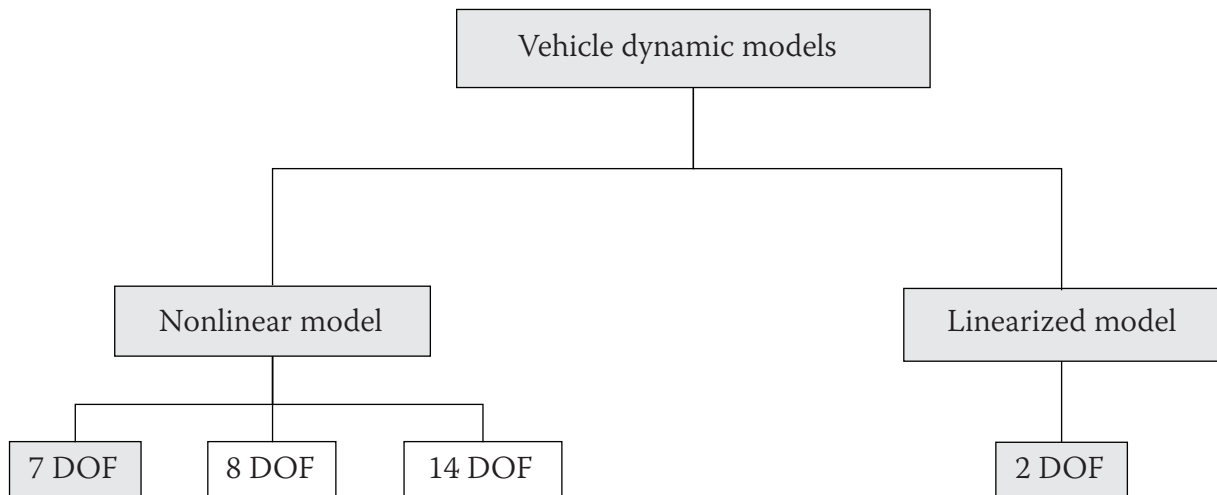


FIGURE 3.2. Les modèles dynamiques de véhicule [24]

Les sections suivantes résument les modèles de véhicule non linéaires pour la simulation et le modèle de véhicule linéarisé pour la conception du contrôleur. Ces sections révisent ces deux modèles selon les recherches entreprises dans différentes littératures.

### 3.2.3. Le modèle de véhicule pour la simulation

Le modèle de véhicule non linéaire est souvent utilisé pour représenter et simuler le véhicule actuel pour l'évaluation et la validation du contrôleur. Dans les années récentes précédentes, les recherches menées par B. Lacroix, Z. Liu, P. Seers, S. C. Baslamisli, I. E. Kose, G. Anlas, H. Zhou, Z. Liu, J. Wu, Q. Wang, X. Wei, H. Tang, G. Tekin et Y. S. Unlusoy ont utilisé le modèle non linéaire de véhicule pour l'étude de comportement de véhicule et de l'amélioration de la stabilité [24]. La figure 3.3 montre un modèle non linéaire de véhicule typique dans une manoeuvre de prise de virage.

La variable d'entrée dans ce modèle est l'angle du volant  $\delta_f$ . Les variables de sorties à contrôler sont l'angle de dérapage du véhicule  $\beta$  et la vitesse de lacet  $r$ . Les paramètres du véhicule sont la largeur de piste  $d$ , la distance entre l'essieu avant et arrière par rapport au centre de gravité CG respectivement  $l_f$  et  $l_r$ . La vitesse de déplacement du véhicule est  $v$ ; la vitesse latérale est  $v_y$  et la vitesse longitudinale est  $v_x$ . D'autres paramètres importants du véhicule sont la masse  $m$ , le moment d'inertie  $I_z$  et les "cornering stiffness" avant et arrière respectivement  $C_f$  et  $C_r$ . Les roues sont numérotées en indice  $i$  tel que  $i = 1$  pour l'avant gauche, 2 pour l'avant droit, 3 pour l'arrière gauche et 4 pour l'arrière droit.



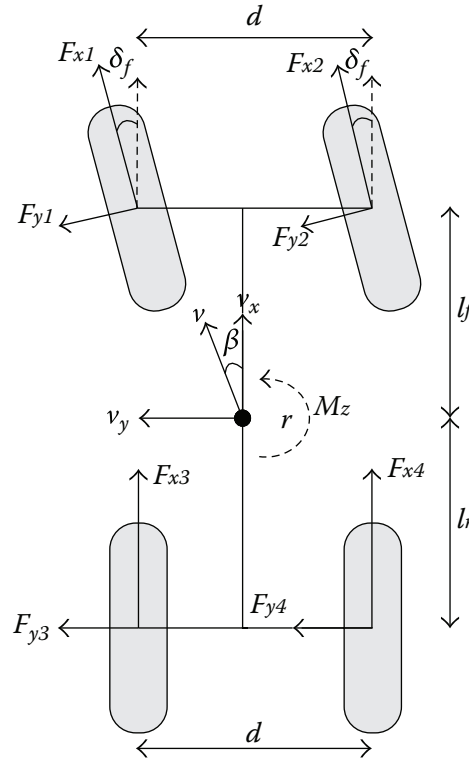


FIGURE 3.3. Modèle non linéaire de véhicule [24]

La force longitudinale  $F_{xi}$  dépend directement du taux de glissement de pneu  $\lambda_i$ . Quant à la force latérale  $F_{yi}$ , elle dépend de la dérive  $\alpha_i$ . Si  $\lambda_i$  et  $\alpha_i$  sont petits, la force latérale  $F_{yi}$  est définie comme une fonction linéaire du cornering stiffness  $C_i$  (que l'on note plus tard  $C_{\alpha i}$ ) et de la dérive de pneu  $\alpha_i$ . Dans ce cas, la force longitudinale de pneu  $F_{xi}$  est décrite comme une fonction linéaire du braking stiffness (appelé aussi longitudinal stiffness, noté  $C_{\sigma i}$ ) et le taux de glissement de pneu. Par contre, si  $\lambda_i$  et  $\alpha_i$  sont grands, les forces longitudinales et latérales exhibent des caractéristiques non linéaires. Un mouvement dynamique d'un véhicule avec des forces de pneu non linéaire représente un système non linéaire. Les forces latérales et longitudinales de pneu non linéaire peuvent être décrite en utilisant le modèle de Pacejka implémenté dans [25][26][27] ou le modèle de Dugoff comme utilisé dans [8][28][29] ou la combinaison des deux modèles comme utilisés dans [30].

Le modèle non linéaire peut avoir différents degrés de liberté (DoF) quand il représente les mouvements dynamiques et la complexité du modèle de véhicule. Utilisé par S. C. Baslamisli *et al.*, le modèle de véhicule à 7 DOF représente la dynamique des mouvements de corps de véhicule, qui est le longitudinal, la latérale, le lacet et les quatre roues. Les détails sur ce modèle seront abordés dans la deuxième partie de ce livre. D'autres modèles non linéaires de véhicule utilisés dans des recherches précédentes sont le modèle à 8 DOF. Ce modèle est extensivement utilisé par B. L. Boada *et al.* [24] et détaillé dans [31]. Pour une simulation précise et pour la validation, le modèle à 14 DOF est utilisé par E. Esmailzadeh *et al.* La comparaison entre le nombre de DOF de modèle non linéaire de véhicule peut être résumé dans le Tableau II.

TABLEAU II. Nombre de DOF des modèles non linéaires de véhicule [24]

Number of DOF	Dynamic motions	Output variable
7 DOF	(i) Longitudinal (ii) Lateral (iii) Vertical (iv) Rotational of 4 wheels	Yaw rate & Sideslip
8 DOF	(i) Longitudinal (ii) Lateral (iii) Vertical (iv) Roll (v) Rotational of 4 wheels	Yaw rate, roll rate, and sideslip
14 DOF	(i) Longitudinal (ii) Lateral (iii) Vertical (iv) Roll (v) Pitch (vi) Bounce (vii) Rotational of 4 wheels (viii) Vertical oscillations of 4 wheels	Yaw rate, roll rate, pitch rate, and sideslip

D'autres modèles non linéaires de véhicule utilisé pour la simulation utilisent un modèle de véhicule multi-DOF basé sur un logiciel commercial de dynamique de véhicule qui est CarSim comme ce qui est implémenté par S. Moon *et al.* [24] ainsi que dans [34]. En utilisant le modèle de véhicule basé sur ce logiciel, le comportement dynamique du véhicule est plus précis, similaire à un véhicule réel.

### 3.2.4. Modèle de véhicule pour la conception de contrôleur

Dans l'étude de dynamique de véhicule, le modèle en bicyclette classique montré par la figure 3.4 est largement utilisé pour l'analyse d'un YSC et la conception de contrôleur comme utilisé par W.Cho *et al.* [24]. Ce modèle est linéarisé depuis le modèle non linéaire de véhicule selon les hypothèses suivantes.

- Les forces de pneus s'opèrent dans la région linéaire.
- Le véhicule se déplace sur une surface plane (mouvement planaire).
- Les roues gauche et droite sur les essieux avant et arrière sont assimilées à une seule roue au centre de la ligne du véhicule.
- La vitesse est constante, c'est-à-dire l'accélération longitudinale est égale à zéro.
- L'angle de braquage et l'angle de dérapage sont supposés petits ( $\approx 0$ ).
- Aucun freinage n'est appliqué à toutes les roues.
- Le centre de gravité CG n'est pas déplacé comme la masse du véhicule change.
- Les deux roues avant ont les mêmes angle de braquage.

- Le dérapage du véhicule est supposé nul en régime permanent.

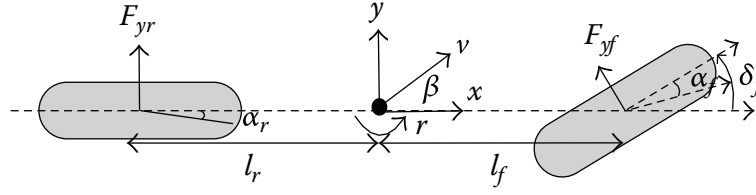


FIGURE 3.4. Modèle en bicyclette [24]

Le modèle en bicyclette est régulièrement utilisé comme le modèle désiré ou modèle de référence pour générer la réaction désirée de la vitesse de lacet  $r$  et de l'angle de dérapage  $\beta$  basé sur la condition en régime permanent ou l'approximation de la réponse du premier ordre.

### 3.2.5. Objectifs de l'YSC

La vitesse de lacet  $r$  (notée aussi  $\dot{\psi}$ ) et l'angle de dérapage  $\beta$  sont des variables signifiant dans le système de commande de stabilité de lacet de véhicule. Selon W. J. Manning *et al.*, les objectifs de contrôle d'un système YSC peuvent être classifiés en trois catégories: le contrôle de la vitesse de lacet, le contrôle de l'angle de dérapage et le contrôle de la combinaison de la vitesse de lacet et de l'angle de dérapage. La figure 3.5 illustre ces objectifs de contrôle.

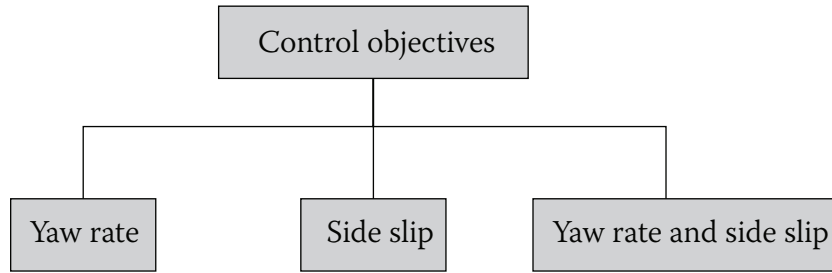


FIGURE 3.5. Les objectifs du contrôle de stabilité de lacet (YSC) [24]

Un des objectifs de contrôle d'un YSC est la vitesse de lacet  $r$ . Une capacité de contrôler la vitesse de lacet courante proche de la réponse désirée améliorera le comportement ou la manoeuvrabilité du véhicule. La vitesse de lacet désirée qui est générée par le modèle de référence doit être observée par le contrôleur pour améliorer la performance de manoeuvre selon S. Ç. Baslamisli *et al.*, J. Wu *et al.*, S. Mammar *et al.*, M. Mirzaei, E. Esmailzadeh *et al.*, S. Ç. Baslamisli *et al.*, S. C. Başlamışli, P. Yih *et al.* [24].

L'autre objectif du contrôle est l'angle de dérapage du véhicule  $\beta$ . L'angle  $\beta$  est l'angle de déviation entre l'axe longitudinal du véhicule et sa direction de déplacement. Contrôler l'angle de dérapage proche de l'état stable veut dire contrôler la stabilité latérale du véhicule. En régime permanent, le dérapage désiré est toujours nul, qui est  $\beta_{des} = 0$  [24].

Donc, pour améliorer la maniabilité et la performance de stabilité, il est essentiel de contrôler les réponses de la vitesse de lacet et du dérapage.

### 3.3. Le contrôle actif du châssis (Active Chassis Control)

Les sous-systèmes (actionneurs) de direction et de freinage font partie du châssis du véhicule. Le contrôle actif du système YSC peut être réalisé via le contrôle actif du châssis étant le contrôle direct du moment de lacet (direct yaw moment control ou DYC), le contrôle actif de la direction (active steering contrôle ou ASC) ou le contrôle intégré du DYC et de l'ASC.

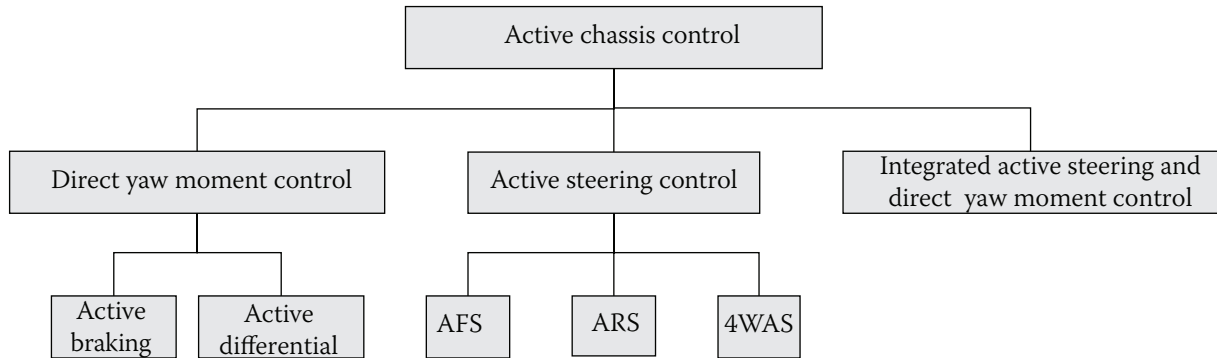


FIGURE 3.6. Le contrôle actif du châssis ou Active chassis contrôle (ACC) [24]

Le contrôle direct du moment de lacet DYC peut être implémenté par un freinage actif ou par une distribution active de couple différentiel. Le moment de lacet requis est généré par le contrôleur ainsi conçu, contrôlant la vitesse de lacet et le dérapage désirés.

Dans le contrôle actif de la direction ASC, l'angle de braquage des pneus qui est commandé par le conducteur est modifié en ajoutant l'angle de direction correctif délivré par le contrôleur conçu. Cette stratégie de contrôle peut être implémentée en utilisant la direction active avant (active front steering ou AFS), ou la direction active arrière (active rear steering ou ARS), ou la direction active des quatre roues (4 wheel active steering ou 4WAS).

#### 3.3.1. Le contrôle direct du moment de lacet ou DYC

Le DYC est l'une des méthodes importantes de l'YSC, où des travaux de recherche considérable utilisant cette méthode ont été menés avec de différentes stratégies de contrôle et d'algorithme reporté dans [24][28][32][33][34][35][36][37]. Elle est reconnue comme une méthode efficace pour améliorer la stabilité latérale d'un véhicule pendant une manoeuvre de conduite critique en contrôlant le taux de glissement de chaque roue. Selon la figure 3.7, le moment de correction requise  $\Delta M_z$  qui est généré par la distribution transversale des forces de freinage (freinage différentiel) est calculé par le contrôleur basé sur l'erreur entre le modèle de véhicule courant et désiré. Une autre approche du DYC est la distribution active de couple. En utilisant un dispositif actif différentiel, le couple moteur est distribué par ce dispositif pour générer le moment de correction requis  $\Delta M_z$ .

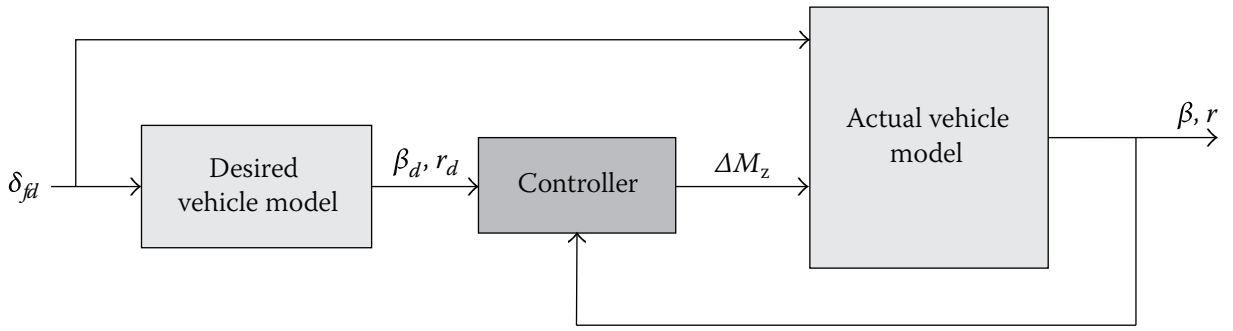


FIGURE 3.7. Contrôle direct du moment de lacet [24]

### 3.3.2. Le contrôle actif de la direction ou ASC

L'ASC est une autre approche pour améliorer la stabilité de lacet d'un véhicule, particulièrement dans l'état de conduite en régime permanent où la force latérale de pneu s'opère dans la région linéaire. Des travaux de recherche sur l'ASC ont été conduits continuellement afin d'améliorer la performance de la maniabilité et de la stabilité [24]. En général, le contrôle ASC est divisé en trois catégories: le contrôle actif de la direction avant (AFS), le contrôle actif de la direction arrière (ARS) et le contrôle actif de la direction des quatre roues (4WAS), comme le montre la figure 3.6. Comme les véhicules sur la route ont normalement une direction avant, le contrôle AFS devient l'approche favorite parmi les chercheurs. Aussi, il peut être combiné avec le contrôle de frein et/ou de suspension. Dans le schéma de commande de l'AFS de la figure 3.8, l'angle de braquage de la roue avant est la somme de l'angle commandé par le conducteur  $\delta_{fd}$  et l'angle correctif de direction  $\delta_c$  généré par le contrôleur. Cet angle correctif de braquage est calculé en fonction des erreurs  $e_1$  et  $e_2$ .

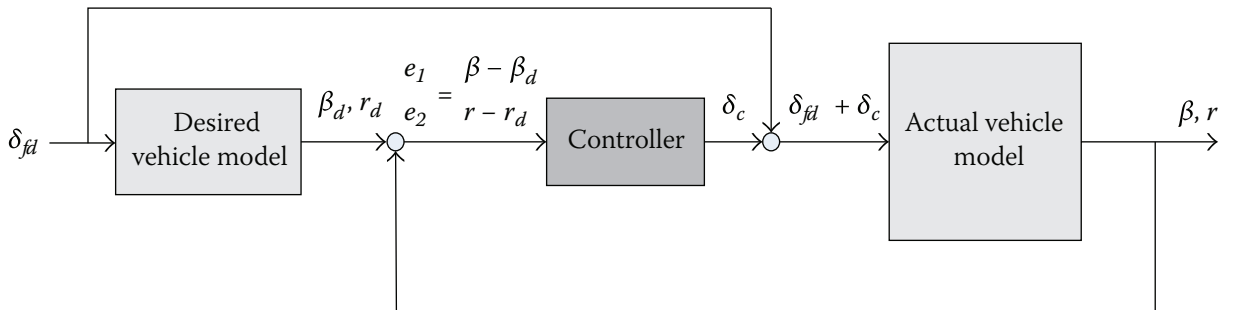


FIGURE 3.8. Contrôle actif de la direction avant [24]

### 3.3.3. Le contrôle actif intégré du châssis

Le contrôle actif intégré du châssis a été devenu un sujet de recherche populaire dans le contrôle de la dynamique de véhicule [24]. Le contrôle de la dynamique de véhicule peut être largement atteint en intégrant le contrôle actif de direction, le freinage actif, et la suspension active ou stabilisatrice active [24]. Comme les véhicules routiers sont équipés de roue directrice avant et de système de freinage, l'approche sur l'intégration et la coordination de l'AFS et du DYC est préférée pour atteindre les objectifs de contrôle de la vitesse de lacet et du dérapage. Dans cette approche, l'angle correctif de direction avant  $\delta_c$  et le moment de correction  $\Delta M_z$  sont considérés comme deux entrées de commande indépendantes selon la figure 3.9.

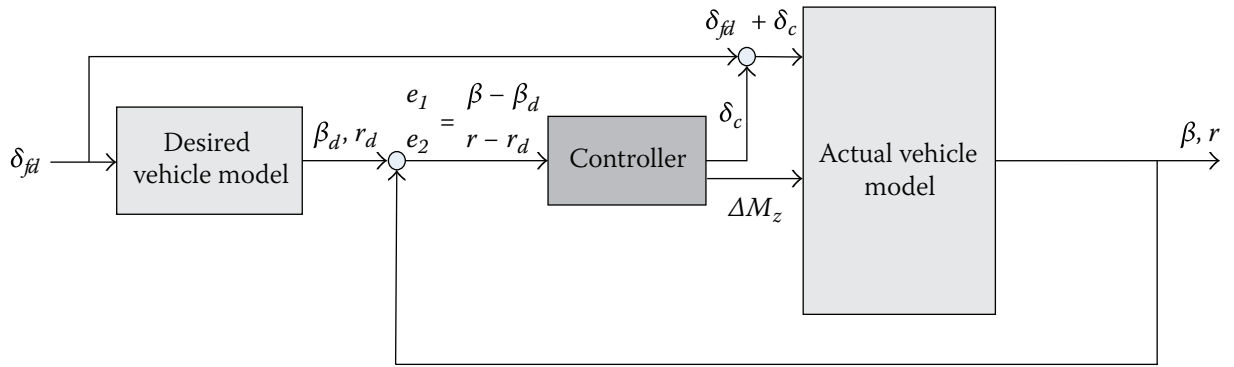


FIGURE 3.9. Contrôle intégré de l'AFS et de l'YSC [24]

Les différences, les avantages et les inconvénients de chaque contrôle actif de châssis peuvent être résumés par le Tableau III.

### 3.4. Les stratégies de contrôle de l'YSC

Dans les littératures, des variétés de stratégies de contrôles ont été explorées et utilisées basant sur le contrôle actif de stabilité de lacet selon [24]. Parmi ces stratégies de contrôle sont: le PID (Proportional Integral Derivative) classique, le contrôle basé sur le LMI (Linear Matrix Inequality) et le retour d'état statique, la théorie de l' $H_\infty$ , le SMC (Sliding Mode Control), l'OGCC (Optimal Guaranteed Cost Coordination Controller), le contrôle adaptatif, les techniques de contrôle *mixed-sensitivity minimization*, la commande classique PI, l'IMC (Internal Model Control), le QFT (Quantitative Feedback Theory) et le contrôle par la synthèse  $\mu$ . Devant tout cela, une combinaison ou d'intégration de deux aspects de contrôle ont été exploré pour assurer la robustesse de l'YSC, telle que le SMC et la méthode de *backstepping*, le SMC et le FLC (Fuzzy Logic Control), et le LQR (Linear Quadratique Regulator) avec le SMC.

Les stratégies de contrôle sont conçues en se basant sur le contrôle actif du châssis discuté dans 3.3. Le Tableau IV résumant ces différents algorithmes de contrôle, expose les différentes stratégies de contrôle appliquées dans différents contrôles actifs du châssis entrepris par différents chercheurs. En effet, ce tableau montre le type d'algorithme mieux approprié à l'objectif de contrôle.

Comme la recherche évolue continuellement, d'autres stratégies non mentionnées précédemment sont développées comme l'application de l'intelligence artificielle (Active Neuro-Fuzzy Integrated Vehicle Dynamics Controller) [8], l'approche par MPC (Model Predictive Control) [27], le SOSM (Second Order Sliding Mode) [24] et d'autres stratégies en cours de développement.

TABLEAU III. Types of active chassis control [24]

Vehicle actuator	Active chassis control		Advantages	Disadvantages
Brakes	Direct yaw moment control (DYC)	Active braking active differential	(iv) Effective for critical driving condition (v) Good for sideslip/wheelslip control	(i) Less effective for braking on split road surface (ii) Decrease yaw rate during steady state driving condition (iii) Active differential need extra devices
Steering	Active steering control (ASC)	Active front steering (AFS) control	(i) Effective for steady state driving condition (ii) Ease to integrate with braking control (iii) Good for yaw rate control	Less effective during critical driving condition
		Active rear steering (ARS) control	(i) Rear wheel steer angle can be controlled (ii) Good for yaw rate control	Less effective during critical driving condition
		4 wheels active steering (4WAS) control	(i) Two different steer inputs (ii) Good for yaw rate control	Less effective during critical driving condition
Steering and brake	Integrated AFS-DYC control		(i) Two different inputs from two different actuator (steering and braking) (ii) Good for yaw rate and sideslip control	Effective for critical and steady state driving condition

TABLEAU IV. Yaw stability control algorithms [24]

Control algorithms	Active chassis control	Control objective	Advantages	Disadvantages
PID controller	DYC	sideslip	Anti-wind-up strategy to avoid high overshoot and large settling time	Uncertainties are not considered
LMI static state feedback $H_\infty$ SMC OGCC Adaptive integrated control Mixed-sensitivity minimization control PI controller	Integrated AFS-active differential Integrated chassis control, active steering DYC, active steering Integrated AFS-DYC Integrated AFS-DYC DYC 4WAS	Yaw rate and sideslip Yaw rate Yaw rate and sideslip Yaw rate and sideslip Yaw rate and sideslip Yaw rate Yaw rate	robust for uncertainties Robust for uncertainties, reject disturbance robust for uncertainties and reject disturbance Robust for uncertainties Robust for uncertainties Robust for uncertainty, reject disturbance Robust for uncertainties	Transient response improvement is not consider
IMC QFT $\mu$ synthesis control	DYC AFS 4WAS	Yaw rate Yaw rate Yaw rate and sideslip	Robust for uncertainties Robust for uncertainties, reject disturbance Robust for uncertainties	Transient response improvement is not considered
SMC-backstepping		Yaw rate and sideslip	Robust for nonlinearities	Uncertainties are not considered
SMC-FLC SMC-LQR	Integrated steering, brake, and suspension DYC	Yaw rate, sideslip, and roll angle Yaw rate and sideslip	Robust for uncertainties and nonlinearities Robust for uncertainty	Transient response improvement is not consider



### 3.5. Les problèmes à résoudre par l'YSC [24]

Dans l'environnement réel, la dynamique des véhicules routiers est non linéaire et incorpore des incertitudes. Le mouvement de véhicule avec des forces de pneu non linéaires représente un système non linéaire. Dans ce cas, la dynamique de pneu exhibe des caractéristiques non linéaires, particulièrement pendant les situations critiques de conduite comme une manoeuvre sévère de prise de virage. Le problème principal pour le contrôle de  $r$  et de  $\beta$  est l'incertitude causée par la variation des paramètres du véhicule tel que le coefficient d'adhérence du revêtement routier, le *cornering stiffness* des pneus, la masse du véhicule, la vitesse du véhicule et le moment d'inertie. En outre, d'autres perturbations externes comme les vents latéraux peuvent influencer le contrôle de la suivie (tracking) des réponses désirées de  $r$  et de  $\beta$ . En conséquence, de stratégie de contrôle et d'algorithme appropriés sont essentiels pour franchir ces problèmes.

### 3.6. L'évaluation du contrôleur

Afin d'évaluer la performance de la conception du contrôleur, des simulations de freinage d'urgence et de manoeuvres de conduite avec un modèle de véhicule non linéaire sont couramment entrepris selon la norme ISO ou la norme SAE. La simulation purement sur ordinateur, la co-simulation avec d'autre logiciel (SIL) ou matériel (HIL), sont les approches couramment utilisées pour conduire un test de stabilité de lacet. Les simulations s'effectuent avec ou sans modèle de conducteur pour respectivement une analyse en boucle ouverte ou fermée. [24]

### 3.7. L'ESC moderne: bref introduction sur le RSC

L'ESC basé sur l'YSC discuté précédemment assure sans doute la stabilité latérale d'un véhicule et respecte les exigences de la SAE présentées dans 1.2.2. Néanmoins, l'YSC ne permet pas d'éviter le retournement dans des situations critiques. Selon les tests menés par la NHTSA dans [38], les SUVs, les vans et les camions nécessitent un contrôle d'anti-retournement. C'est pour cela que des recherches ont été entreprises pour l'intégration du Rolling Stability Control ou RSC dans l'ESC. Selon [7][8][39], cet ESC (la combinaison de l'YSC et du RSC) permet d'éviter jusqu'à 70% des accidents fatals dus au retournement des SUVs.

## CHAPITRE 4. MODÉLISATION DE VÉHICULE

### 4.1. Introduction

Précédemment, les généralités concernant un ESC ont été discutées. Le modèle d'ESC qui sera étudié est basé sur l'YSC. Pour avoir un modèle d'un ESC, il faut modéliser la dynamique de véhicule afin d'extraire les équations caractéristiques du comportement. Ensuite, il faut modéliser la commande en s'appuyant sur le choix des stratégies de contrôle approprié. Ce choix peut être orienté sur le cahier de charge, ou sur les différentes contraintes imposées. Enfin, il faut établir le modèle d'algorithme de commande qui passera au test d'évaluation et de validation.

Dans ce chapitre, la dynamique d'un véhicule sera d'abord étudiée. Le but de cette étude est d'extraire les équations qui seront utilisées dans la modélisation du contrôleur. Deux modèles de véhicule seront abordés d'après ce qui a été discuté dans 3.2.2. Le modèle non linéaire à 7 DoF sera présenté pour introduire les lois physiques régissant la dynamique latérale d'un véhicule. Le modèle linéaire sera étudié pour extraire l'équation d'état utilisé pour le contrôleur et les équations caractéristiques des variables utilisés par l'observateur. La suite de ce chapitre va focaliser sur la modélisation du contrôleur à partir de l'équation d'état fourni par le précédemment. La stratégie de contrôle étudiée sera la commande optimale Linear Quadratic Regulator (LQR) combinée avec l'algorithme de Duisburg dont on réalisera par le Direct Yaw Control (DYC). A la fin de ce chapitre, le modèle de l'ESC sera implémenté dans Matlab/Simulink.

## 4.2. La dynamique de véhicule

La dynamique d'un véhicule concerne les mouvements de voitures sur la route. La dynamique de véhicule est une partie de l'ingénierie principalement basée sur la mécanique classique, mais peut également concerner la théorie de contrôle, la physique, l'électrotechnique, la chimie, les communications, la psychologie, etc. Le terme "dynamique de véhicule" englobe les interactions entre le conducteur, le véhicule, le chargement et l'environnement. La dynamique de véhicule traite principalement l'amélioration de la sûreté active et le confort de conduite aussi bien que la réduction de la destruction de la route.

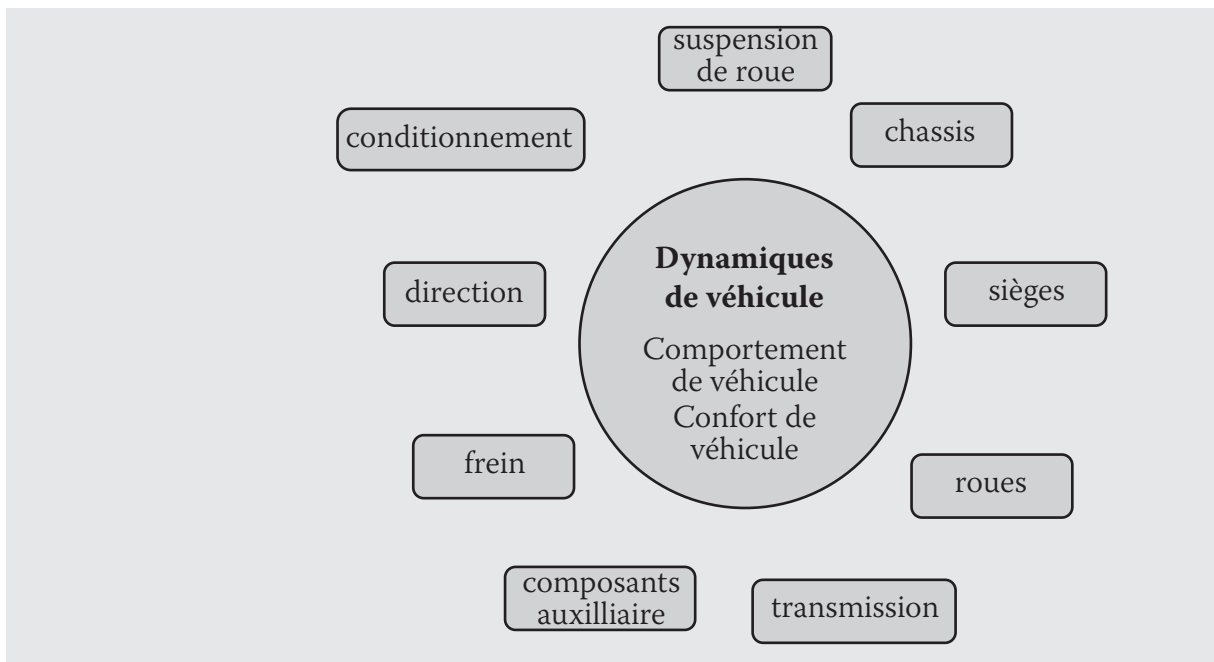


FIGURE 4.1. Dynamiques de véhicule: l'environnement et les composants liés [31]

Dans ce chapitre, la modélisation de quelques dynamiques de véhicule sera développée. La dynamique latérale d'un véhicule, la dynamique de pneu et la combinaison latérale longitudinale seront abordées. Ces modèles seront caractérisés par un modèle de système non linéaire et un modèle de système linéaire.

### 4.3. Repère utilisé

Un véhicule motorisé est constitué de plusieurs pièces assemblées en un corps. Nous assimilerons le véhicule à un corps solide ayant un centre de gravité CG.

#### 4.3.1. Système de coordonnées fixe du véhicule

À bord, les mouvements du véhicule sont définis dans la référence du système orthogonal représenté ci-dessous.

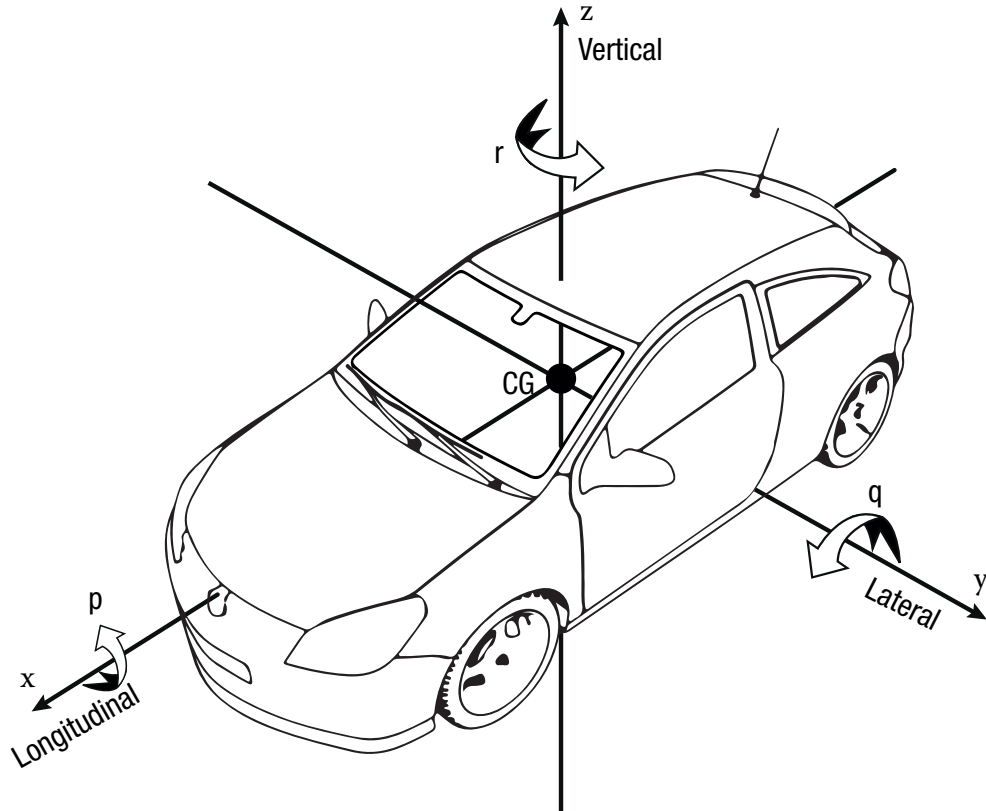


FIGURE 4.2. Système d'axe d'un véhicule selon la norme SAE J670e (2008) et l'ISO 8855

Selon la convention de la SAE J670e [40][41] et l'ISO 8855 [31][42], les coordonnées sont:

x - axe vers l'avant et sur le plan de la symétrie longitudinale (forward)

y - axe de la partie latérale vers l'extérieur du côté gauche du véhicule (latéral)

z - axe vers le haut du véhicule (vertical)

$p = \dot{\phi}$  - vitesse du roulis autour de l'axe x (roll)

$q = \dot{\theta}$  - vitesse de lancement autour de l'axe y (pitch)

$r = \dot{\psi}$  - vitesse de lacet autour de l'axe z (yaw)

### 4.3.2. Système de coordonnées fixe de la Terre

Le comportement et la trajectoire d'un véhicule au cours d'une manœuvre sont définis dans un système de coordonnées orthogonal fixé sur la terre. Elle est normalement choisie pour coïncider avec le système de coordonnées fixe du véhicule au point où la manœuvre a commencé.

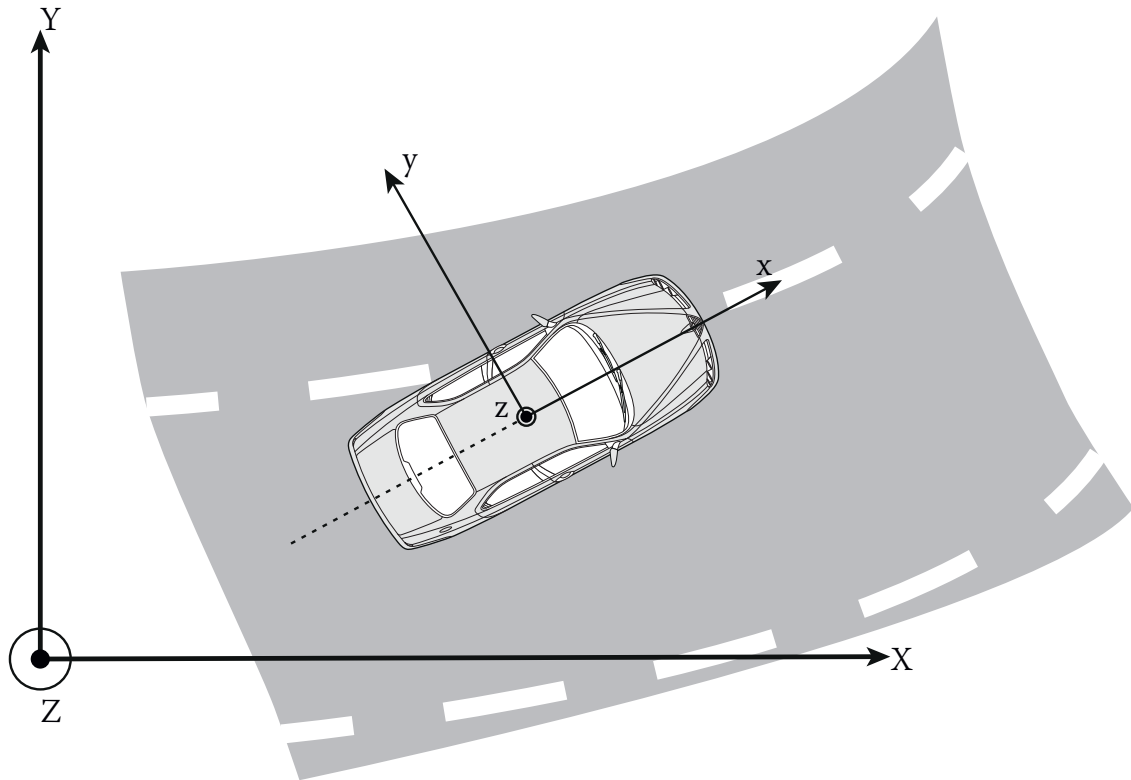


FIGURE 4.3. Véhicule sur le système de coordonnées fixe terrestre

Les coordonnées décrites sur la figure 4.3 sont:

X - axe de la course avant (forward)

Y - axe de la course vers la gauche

Z - axe de la course verticale (positif vers le haut)

x, y, z - axes du système de coordonnées fixe du véhicule

### 4.3.3. Les angles d'Euler

La relation entre la coordonnée fixe du système du véhicule et celle de la Terre est déterminée par les angles d'Euler. Ces angles sont créés par une série de 3 rotations angulaire. Débutant sur le système fixe de la Terre, le système d'axe est d'abord tourné en lacet  $\psi$  (autour de l'axe z), puis en lancement  $\theta$  (autour de l'axe y) et enfin en roulis  $\phi$  (autour de l'axe x) pour s'aligner avec le système de coordonnées fixe du véhicule. Les trois angles ainsi déterminés sont les angles d'Euler.

#### 4.4. Modèle dynamique non linéaire du véhicule

Le modèle non linéaire du véhicule a généralement sept degrés de liberté. Les vitesses latérales et longitudinales du véhicule ( $\dot{x}$  et  $\dot{y}$  respectivement) et de lacet  $\dot{\psi}$  constitue trois degrés de liberté liée au corps du véhicule. Les vitesses des quatre roues ( $\omega_{fl}$ ,  $\omega_{fr}$ ,  $\omega_{rl}$  et  $\omega_{rr}$ ) constituent les autres degrés de liberté. Remarquons que la première indice dans les symboles des quatre vitesses indique la roue avant (front) ou arrière (rear). La seconde indice est utilisée pour indiquer la roue gauche (left) ou droite (right). La figure 4.4 montre les sept degrés de liberté du modèle de véhicule.

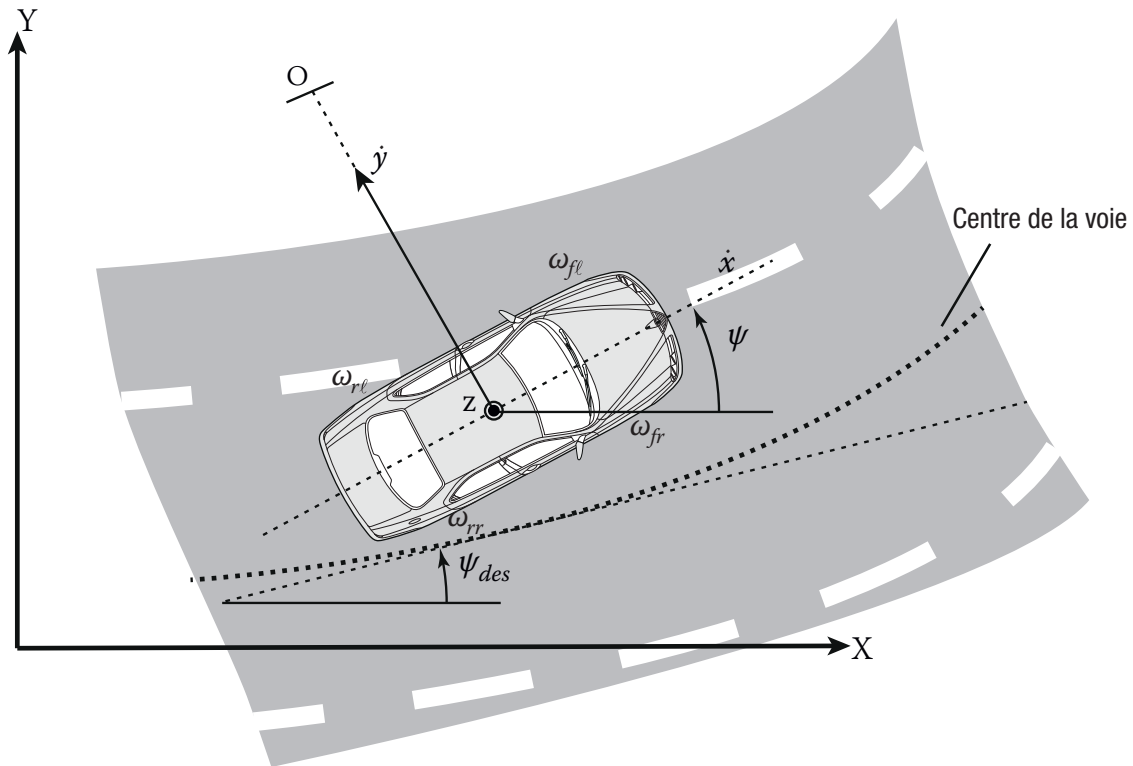


FIGURE 4.4. Les sept degrés de liberté du modèle de véhicule

##### 4.4.1. Utilité du modèle

En général, le modèle à 7 DoF est utilisé pour la simulation d'un véhicule. D'autres utilités de ce modèle, en particulier dans ce mémoire, est l'estimation des paramètres non mesurable directement par les capteurs, à savoir  $\beta_{act}$  et  $V$ . La figure montre ce modèle non linéaire en tant que système.

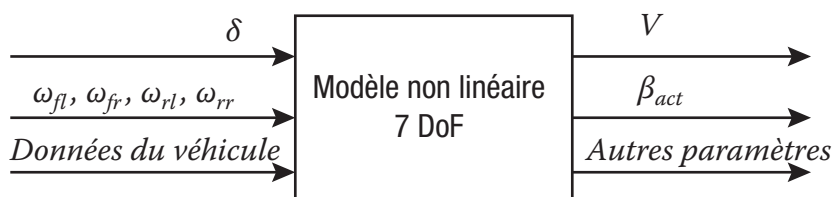


FIGURE 4.5. Utilisation du modèle non linéaire à 7 DoF

#### 4.4.2. Équation du corps du véhicule

Soit  $\delta$  l'angle d'orientation de la direction des roues avant. Soit  $F_{xfl}$ ,  $F_{xfr}$ ,  $F_{xrl}$  et  $F_{xrr}$  les forces longitudinales exercées respectivement sur les pneus avant gauche, avant-droite, arrière-gauche et arrière droit. Soit  $F_{yfl}$ ,  $F_{yfr}$ ,  $F_{yrl}$  et  $F_{yrr}$  les forces latérales exercées respectivement sur les pneus avant gauche, avant-droite, arrière-gauche et arrière droit. Ces notations sont référées dans [29].

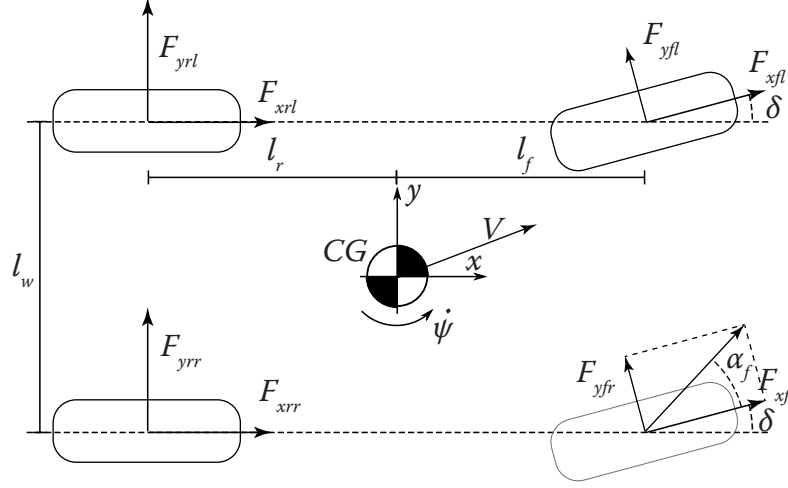


FIGURE 4.6. Schéma de la dynamique latérale longitudinale

En appliquant la seconde loi de Newton sur la dynamique décrite par les équations (4.3) et (4.4), on obtient les équations du mouvement selon l'axe longitudinal x et l'axe latéral y:

$$m\ddot{x} = (F_{xfl} + F_{xfr})\cos(\delta) + F_{xrl} + F_{xrr} - (F_{yfl} + F_{yfr})\sin(\delta) + m\dot{\psi}\dot{y} \quad (4.3)$$

$$m\ddot{y} = F_{yrl} + F_{yrr} + (F_{xfl} + F_{xfr})\sin(\delta) + (F_{yfl} + F_{yfr})\cos(\delta) - m\dot{\psi}\dot{x} \quad (4.4)$$

$$I_z\ddot{\psi} = l_f(F_{xfl} + F_{xfr})\sin(\delta) + l_f(F_{yfl} + F_{yfr})\cos(\delta) - l_r(F_{yrl} + F_{yrr}) + \frac{l_w}{2}(F_{xfr} - F_{xfl})\cos(\delta) + \frac{l_w}{2}(F_{xrr} - F_{xrl}) + \frac{l_w}{2}(F_{yfl} - F_{yfr})\sin(\delta) \quad (4.5)$$

Ici, les longueurs  $l_f$ ,  $l_r$  et  $l_w$  se réfèrent respectivement aux distances longitudinales du centre de gravité CG aux roues avant, du CG aux roues arrière et à la distance entre les roues gauches et droites (voir figure 4.6). Les autres symboles utilisés sont:

- $m$  : masse du véhicule;
- $\dot{x}$  : vitesse longitudinale du véhicule;
- $\dot{y}$  : vitesse latérale du véhicule;
- $\ddot{x}$  : accélération longitudinale du véhicule;
- $\ddot{y}$  : accélération latérale du véhicule;
- $\dot{\psi}$  : vitesse de lacet du véhicule.

#### 4.4.3. Angle de glissement et rapport de glissement des pneus

Les dérives des pneus avant et arrière sont définies comme suit en supposant que les angles sont petits:

$$\alpha_f = \delta - \frac{\dot{y} + l_f \dot{\psi}}{\dot{x}} \quad (4.6)$$

$$\alpha_r = -\frac{\dot{y} - l_r \dot{\psi}}{\dot{x}} \quad (4.7)$$

Les rapports de glissement sur chaque roue sont définis par les équations:

$$\sigma_x = \frac{r_{eff} \omega_w - \dot{x}}{\dot{x}} \text{ pendant le freinage} \quad (4.8)$$

$$\sigma_x = \frac{r_{eff} \omega_w - \dot{x}}{r_{eff} \omega_w} \text{ pendant l'accélération} \quad (4.9)$$

avec:

- $r_{eff}$ : *effective radius* du pneu
- $\omega_w$ : vitesse angulaire de la roue
- $\dot{x}$ : vitesse linéaire longitudinale du véhicule

Soit  $\sigma_{fl}$ ,  $\sigma_{fr}$ ,  $\sigma_{rl}$  et  $\sigma_{rr}$  les rapports de glissement respectivement à l'avant gauche, avant droite, arrière-gauche et arrière-droite.

#### 4.4.4. Équations du modèle combinées de pneu Latéral-Longitudinal

Trois modèles de pneu existent: le modèle de Pacejka, le *brush model* et le modèle de Dugoff [29]. Nous allons utiliser le modèle de Dugoff pour le calcul des forces exercées sur les pneus. Soit  $C_\alpha$  et  $C_\sigma$  respectivement le *cornering stiffness* de chaque roue et le *longitudinal stiffness* des pneus. La force longitudinale sur chaque pneu est donnée par:

$$F_x = C_\sigma \frac{\sigma}{1 + \sigma} f(\lambda) \quad (4.10)$$

La force latérale sur les pneus est donnée par:

$$F_y = C_\sigma \frac{\tan(\sigma)}{1 + \sigma} f(\lambda) \quad (4.11)$$

où  $\lambda$  est donné par la relation:

$$\lambda = \frac{\mu F_z (1 + \sigma)}{2 \sqrt{(C_\sigma \sigma)^2 + (C_\alpha \tan(\sigma))^2}} \quad (4.12)$$



avec

$$f(\lambda) = (2 - \lambda) \text{ si } \lambda < 1 \quad (4.13)$$

$$f(\lambda) = 1 \text{ si } \lambda \geq 1 \quad (4.14)$$

$F_z$  est la force verticale sur le pneu tandis que  $\mu$  est le coefficient de friction pneu-route.

En utilisant les équations (4.10), (4.11), (4.12), (4.13) et (4.14), les forces longitudinales  $F_{xfl}$ ,  $F_{xfr}$ ,  $F_{xrl}$  et  $F_{xrr}$  et les forces latérales  $F_{yfl}$ ,  $F_{yfr}$ ,  $F_{yrl}$  et  $F_{yrr}$  peuvent être calculées. Les forces verticales  $F_z$  à chaque roue sont calculées à partir du transfert de charge.

#### 4.4.5. Transfert de charge

Pendant les prises de virage, la charge de la voiture est répartie dans les pneus de manière non uniforme. Ce fait est dû aux forces latérales. Les forces verticales à chaque roue sont exprimées approximativement comme suit [43].

$$\begin{aligned} F_{z,fl/fr} &= m \left( \frac{l_r}{L} g - \frac{h_{CG}}{L} a_x \right) \left( \frac{1}{2} \mp \frac{h_{CG}}{l_{wf} \cdot g} a_y \right) \\ F_{z,rl/r} &= m \left( \frac{l_f}{L} g + \frac{h_{CG}}{L} a_x \right) \left( \frac{1}{2} \mp \frac{h_{CG}}{l_{wr} \cdot g} a_y \right) \end{aligned} \quad (4.15)$$

où:

- $h_{CG}$  : hauteur du centre de gravité;
- $g$  : accélération de la gravité;
- $L$  : empâtement du véhicule;
- $a_x = \ddot{x}$  : accélération longitudinale du véhicule;
- $a_y = \ddot{y}$  : accélération latérale du véhicule;
- $l_{wf}$  : *track width* de l'essieu avant;
- $l_{wr}$  : *track width* de l'essieu arrière.

#### 4.4.6. Dynamiques des roues

Les moments des 4 roues sont donnés par les équations d'équilibre de couple suivant:

$$J_w \dot{\omega}_{fl} = T_{dfl} - T_{bfl} - r_{eff} F_{xfl} \quad (4.16)$$

$$J_w \dot{\omega}_{fr} = T_{dfr} - T_{bfr} - r_{eff} F_{xfr} \quad (4.17)$$

$$J_w \dot{\omega}_{rl} = T_{drl} - T_{brl} - r_{eff} F_{xrl} \quad (4.18)$$

$$J_w \dot{\omega}_{rr} = T_{drr} - T_{brr} - r_{eff} F_{xrr} \quad (4.19)$$

Ici,  $T_{dfl}$ ,  $T_{dfr}$ ,  $T_{drl}$  et  $T_{drr}$  se réfèrent aux couples moteurs transmis respectivement vers les roues avant-gauche, avant-droite, arrière gauche et arrière droit.  $T_{bfl}$ ,  $T_{bfr}$ ,  $T_{brl}$  et  $T_{brr}$  se

réfèrent aux couples de freins respectivement aux roues avant-gauche, avant-droite, arrière-gauche et arrière-droite. Chaque roue utilise le même pneu de moment d'inertie  $J_w$ .

En général, le couple de freinage sur chaque roue est une fonction de la pression de freinage sur la roue, de la surface de freinage de la roue  $A_w$ , du coefficient de friction du frein  $\mu_b$  et du rayon du frein  $R_b$ . Pour l'instant, le couple de freins à la roue avant-gauche  $T_{bfl}$  est en fonction de la pression de freinage sur la roue avant-gauche  $P_{bfl}$  par l'équation:

$$T_{bfl} = A_w \mu_b R_b P_{bfl} \quad (4.20)$$

Soit le coefficient de freinage du système de frein [25],

$$c_p = A_w \mu_b R_b \quad (4.21)$$

Le couple de freins à la roue avant-gauche est alors:

$$T_{bfl} = c_p P_{bfl} \quad (4.22)$$

## 4.5. Modèle linéaire de la dynamique

### 4.5.1. Modèle cinématique en bicyclette du mouvement latéral d'un véhicule

Considérons un modèle de bicyclette d'un véhicule comme présenté par la figure 4.7. Dans le modèle en bicyclette, les deux roues avant gauche et droite sont représentées en une seule roue au point A. De même les roues arrière sont représentées par une roue arrière centrale au point B. Les angles de direction pour les roues avant et arrière sont représentés par  $\delta_f$  et  $\delta_r$  respectivement. Le modèle suppose que les roues avant et arrière sont directionnelles. Pour les véhicules à deux roues avant directionnels,  $\delta_r$  est nul. Le centre de gravité CG du véhicule est au point C. La distance des points A et B depuis le CG sont  $l_f$  et  $l_r$  respectivement. L'empattement du véhicule est  $L = l_f + l_r$ .

Le véhicule est supposé en mouvement bidimensionnel. Trois coordonnées sont requises pour décrire le mouvement du véhicule:  $X$ ,  $Y$  et  $\psi$ . ( $X$ ,  $Y$ ) sont les coordonnées d'inertie de l'emplacement du CG tandis que  $\psi$  indique l'orientation du véhicule. La vitesse au CG du véhicule est notée par  $V$  et déviant d'un angle  $\beta$  avec l'axe longitudinal du véhicule. L'angle  $\beta$  est appelé l'angle de dérapage (slip angle) du véhicule.

Le point O est le centre instantané de rotation du véhicule. Le point O est défini par l'intersection des lignes AO et BO qui sont tirées perpendiculairement de l'orientation des deux roues.

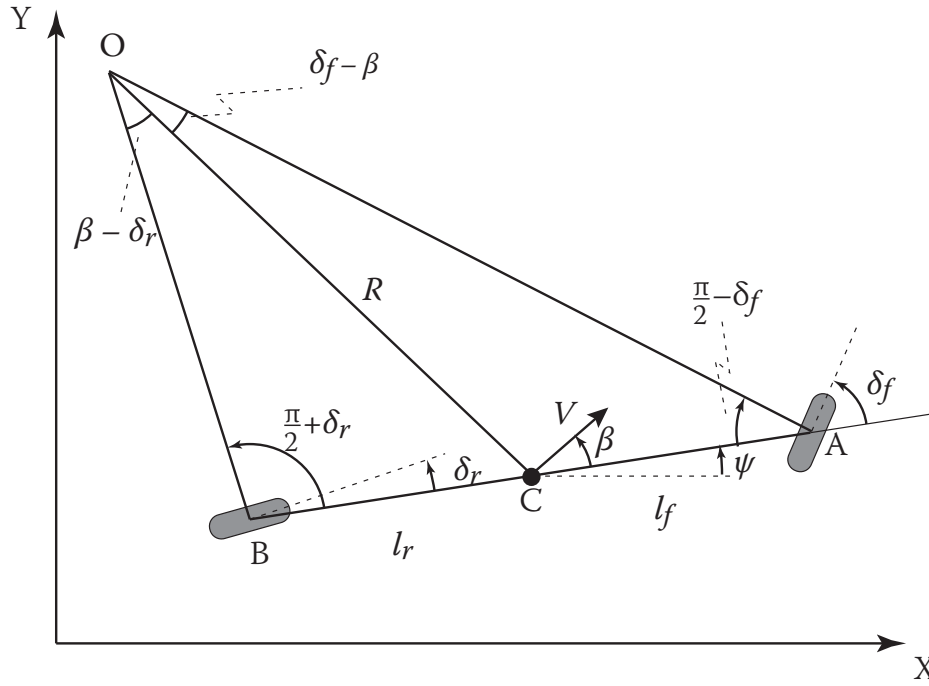


FIGURE 4.7. Cinématique du mouvement latéral d'un véhicule en single track [29]

Le rayon  $R$  du chemin du véhicule est défini par la longueur de la ligne  $OC$  qui relie le centre de la gravité  $C$  au centre instantané de rotation  $O$ . La vitesse au  $CG$  est perpendiculaire à la ligne  $OC$ . Le sens de la vitesse au  $CG$  par rapport à l'axe longitudinal du véhicule s'appelle l'angle de glissement du véhicule  $\beta$ .

#### **Hypothèses:**

L'hypothèse principale utilisée dans le développement du modèle cinématique est que les vecteurs de vitesse aux points  $A$  et  $B$  sont dans le sens de l'orientation des roues avant et arrière respectivement. En d'autres termes, le vecteur vitesse de la roue avant fait un angle  $\delta_f$  avec l'axe longitudinal du véhicule. Ceci est équivalent à supposer que l'angle de glissement des deux roues soit nul. Cette hypothèse est raisonnable pour un mouvement à vitesse faible (pour les vitesses de moins de 5 m/s par exemple).

Les équations régissant le modèle cinématique sont résumées sur le Tableau V.

TABLEAU V. Résumé des équations du modèle cinématique

Symbol	Nomenclature	Equation
$X$	Coordonnée globale de l'axe X.	$\dot{X} = V \cos(\psi + \beta)$
$Y$	Coordonnée globale de l'axe Y.	$\dot{Y} = V \sin(\psi + \beta)$
$\psi$	Angle de l' yaw; angle d'orientation du véhicule par rapport à l'axe X.	$\dot{\psi} = \frac{V \cos(\beta)}{l_f + l_r} (\tan \delta_f - \tan \delta_r)$
$\beta$	Angle de glissement du véhicule	$\beta = \arctan \left( \frac{l_f \tan \delta_r + l_r \tan \delta_f}{l_f + l_r} \right)$

#### 4.5.2. Modèle en bicyclette de la dynamique du véhicule

À des vitesses plus élevées du véhicule, l'hypothèse que la vitesse à chaque roue est dans le sens de la roue peut ne plus être valable. Dans ce cas-ci, au lieu d'un modèle cinématique, un modèle dynamique pour le mouvement latéral de véhicule doit être développé. Notons que ce modèle dynamique est le plus utilisé, particulièrement dans la conception de contrôleur. En général, le modèle linéarisé est ce qui sera utile pour cette conception.

##### a) Utilité du modèle

Le modèle linéaire en *single track* (en bicyclette) sert à la conception de contrôleur YSC. En effet, ce modèle fournit l'équation d'état utilisé par le contrôleur. Les variables d'états, ainsi que d'autres paramètres y sont déterminés. La figure représente le modèle linéaire en tant que système dynamique.

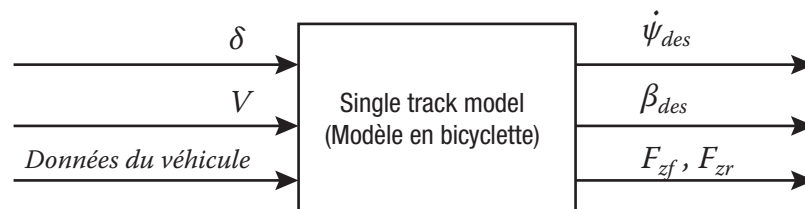


FIGURE 4.8. Le système dynamique du modèle linéaire

##### b) Hypothèses

Le modèle en bicyclette est basé sur une série d'hypothèses qui est déjà présentée dans 3.2.4. Ces hypothèses simplifient le modèle non linéaire précédemment étudié. La reformulation de ces hypothèses donne les simplifications suivantes [31]:

- La vitesse au centre de gravité du véhicule est considérée comme constante le long de la longueur de sa trajectoire. En d'autres termes, l'accélération longitudinale est nulle.
- Tous les mouvements vertical, de retournement et de lancement seront négligés.
- La masse du véhicule est supposée concentrée au centre de gravité CG.
- Les pneus avant et arrière seront représentés en un seul pneu pour chaque essieu. Les points imaginaires A et B sur lesquels les forces de pneu s'appliquent, sont fixés le long du centre de l'essieu.

- La trainée pneumatique et le couple d'alignement résultant de l'angle de glissement de pneu seront négligés. Le véhicule est donc supposé en mouvement planaire uniquement.
- La distribution de charge de roue entre l'essieu avant et l'essieu arrière est supposée constante.
- Les forces longitudinales sur les pneus, résultant de l'hypothèse de la vitesse longitudinale constante, seront négligées.

Les deux premières hypothèses conduisent aux contraintes des six degrés de liberté. En conséquence, le seul mouvement possible restant est la rotation de lacet  $\psi$  étant représenté par deux variables. Les deux variables sont la vitesse de lacet  $\dot{\psi}$  et l'angle de dérapage  $\beta$ . La considération des hypothèses mène au modèle latéral en bicyclette d'un véhicule indiqué par la figure 4.9.

### c) Modèle dynamique latérale en single track d'un véhicule

La position latérale de véhicule est mesurée le long de l'axe latéral du véhicule au point  $O$  qui est le centre de la rotation du véhicule. L'angle de lacet du véhicule  $\psi$  est mesuré par rapport à l'axe global  $X$ . La vitesse du véhicule au CG est indiquée par  $V$ .

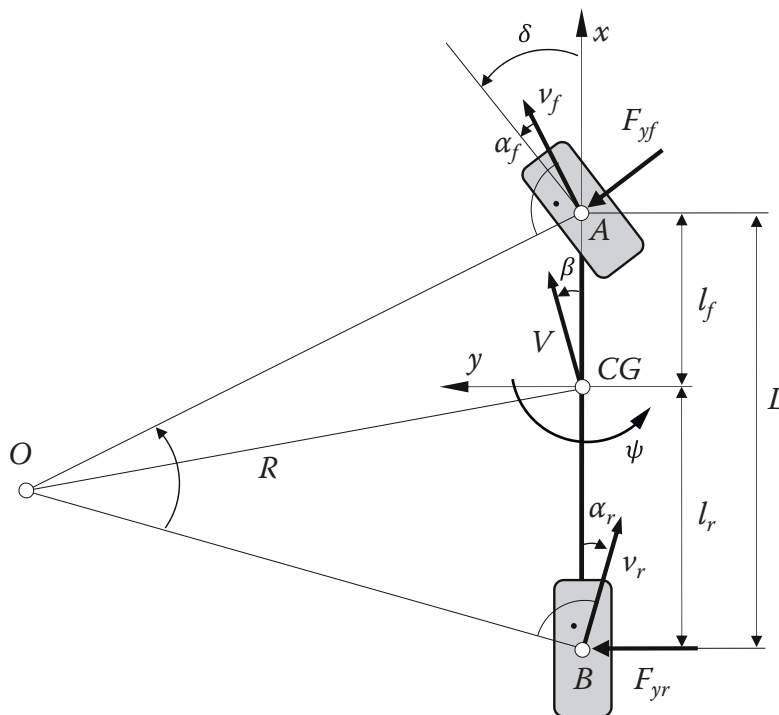


FIGURE 4.9. Modèle dynamiques latérales en bicyclette du véhicule.

#### d) Distribution de charge dans le modèle en single track

Les deux dernières hypothèses évoquées précédemment peuvent être traduites par la figure 4.10.

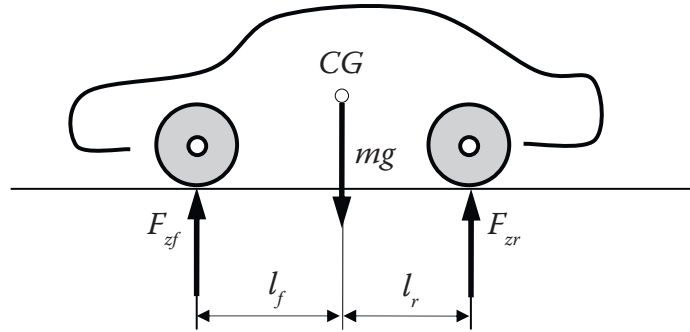


FIGURE 4.10. La distribution des charges dans le modèle en bicyclette

#### 4.5.3. Les équations du mouvement

Dans un mouvement planaire, le modèle est composé de 2 DoF: pour le mouvement de translation latérale et le mouvement de rotation de lacet.

$$mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) = (F_{yf} + F_{yr}) - \dot{\psi} \quad (4.23)$$

$$I_z \ddot{\psi} = l_f \times F_{yf} - l_r \times F_{yr} \quad (4.24)$$

#### 4.5.4. Validité du modèle linéaire en bicyclette

Les véhicules particuliers peuvent atteindre une accélération latérale jusqu'à 10 m/s<sup>2</sup>. Une accélération latérale petite (entre 0 à 0,5 m/s<sup>2</sup>) peut être due aux conditions de la route telles que les trous ou les vents latéraux.

La plage linéaire s'étend de 0,5 à 4 m/s<sup>2</sup> (< 0,4 g selon [40]). Les manoeuvres latérales générales incluent le changement de voie ou la réaction de changement de charge pendant une prise de virage. La réaction du véhicule dans ces situations peut être décrite en utilisant le modèle en bicyclette.

Dans la plage de transition (4 à 6 m/s<sup>2</sup>), quelques véhicules réagissent encore linéairement tandis que d'autres ne le sont pas.

La plage critique au-dessus de 6 m/s<sup>2</sup> est seulement atteints dans des situations extrêmes qui causent presque un accident. Dans ce cas, la réaction du véhicule est très non linéaire.

Sous quelques hypothèses présentées ci-dessous, un modèle cinématique pour le mouvement latéral d'un véhicule peut être développé. Tel modèle fournit une description mathématique du mouvement sans considérer les forces qui agissent sur le mouvement. Les équations de mouvement sont basées uniquement sur les relations géométriques régissant le système.

#### 4.5.5. Modèle linéaire de pneu

Dans ce modèle en *single track*, les forces latérales  $F_{yf}$  et  $F_{yr}$  agissant respectivement aux pneus avant et arrière exhibent des caractéristiques linéaires. Elles sont donc décrites par des fonctions linéaires par rapport aux *cornering stiffness*  $C_{\alpha f}$  et  $C_{\alpha r}$  [29].

$$\begin{aligned} F_{yf} &= C_{\alpha f} \alpha_f \\ F_{yr} &= C_{\alpha r} \alpha_r \end{aligned} \quad (4.25)$$

Selon la figure 4.10, les forces normales de pneus  $F_{zf}$  et  $F_{zr}$  sont déterminées par:

$$\begin{aligned} F_{zf} &= mg \frac{l_r}{L} \\ F_{zr} &= mg \frac{l_f}{L} \end{aligned} \quad (4.26)$$

Les *cornering stiffness*  $C_{\alpha f}$  et  $C_{\alpha r}$  sont déterminés à partir des courbes caractéristiques du pneu, comme montré sur la figure 4.11.

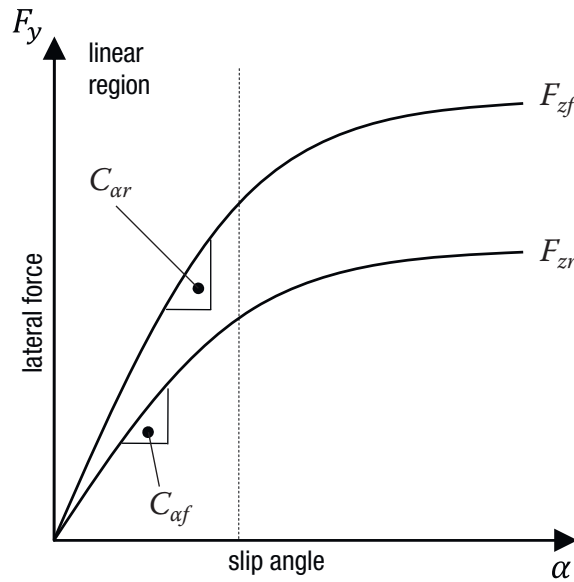


FIGURE 4.11. Relation entre la force latérale et l'angle de glissement [31]

## 4.6. Les variables caractéristiques

### 4.6.1. Vitesse de lacet désirée

Le régime permanent de l'angle de braquage  $\delta_{ss}$  pour négocier une route circulaire de rayon  $R$  est donnée par:

$$\delta_{ss} = \frac{l_f + l_r}{R} + K_V a_y \quad (4.27)$$

où  $K_V$  est le gradient de sous-vireur et donné par:

$$K_V = \frac{l_r m}{2C_{\alpha f}(l_f + l_r)} - \frac{l_f m}{2C_{\alpha r}(l_f + l_r)} \quad (4.28)$$

où  $C_{\alpha f}$  et  $C_{\alpha r}$  sont les *cornering stiffness* respectivement de chaque roue avant et arrière.

Donc, la relation en régime permanent entre l'angle de braquage et le rayon de la trajectoire du véhicule est:

$$\delta_{ss} = \frac{l_f + l_r}{R} + \left( \frac{ml_r C_{\alpha r} - ml_f C_{\alpha f}}{2C_{\alpha f}(l_f + l_r)} \right) \frac{V^2}{R} \quad (4.29)$$

et le rayon peut être exprimé par:

$$\frac{1}{R} = \frac{\delta_{ss}}{l_f + l_r + \frac{mV^2(l_r C_{\alpha r} - l_f C_{\alpha f})}{2C_{\alpha f}C_{\alpha r}L}} \quad (4.30)$$

Ici  $L = l_f + l_r$  est utilisé pour représenter l'empattement du véhicule.

La vitesse de lacet désirée pour le véhicule peut désormais être obtenue de l'angle de braquage, de la vitesse du véhicule et d'autres paramètres du véhicule par la relation suivante:

$$\dot{\psi}_{des} = \frac{\dot{x}}{R} = \frac{\dot{x}}{l_f + l_r + \frac{m\dot{x}^2(l_r C_{\alpha r} - l_f C_{\alpha f})}{2C_{\alpha f}C_{\alpha r}L}} \delta \quad (4.31)$$

À noter de l'équation ci-dessus,  $C_{\alpha f}$  et  $C_{\alpha r}$  sont les *cornering stiffness* de chaque pneu avant et arrière. Nous supposons qu'il y a deux pneus avant et deux pneus arrière.

Elle peut être exprimée aussi en fonction de  $K_V$ :

$$\dot{\psi}_{des} = \frac{V_x}{(l_f + l_r) + \frac{K_V V_x^2}{g}} \delta \quad (4.32)$$



#### 4.6.2. Angle de dérapage désiré

L'angle de dérapage  $\beta$  peut être exprimé par

$$\beta = \frac{l_r}{R} - \frac{l_f}{2C_{ar}(l_f + l_r)} \frac{mV^2}{R} \quad (4.33)$$

L'expression précédente de l'angle de dérapage en régime permanent est en fonction de la vitesse et du rayon de la route. Cette expression peut être réécrite pour que l'angle de dérapage en régime permanent soit exprimé en termes de l'angle de braquage en régime permanent.

L'angle de braquage en régime permanent de l'équation (4.29) est:

$$\delta_{ss} = \frac{l_f + l_r}{R} + \left( \frac{ml_r C_{ar} - ml_f C_{af}}{2C_{af}(l_f + l_r)} \right) \frac{V^2}{R}$$

Donc, la courbure de la route peut être exprimée par:

$$\frac{1}{R} = \frac{\delta_{ss}}{l_f + l_r + \frac{mV^2(l_r C_{ar} - l_f C_{af})}{2C_{af}C_{ar}L}}$$

En combinant les équations (4.33) et (4.30) l'angle de dérapage régime permanent est:

$$\beta = \frac{1}{R} \left( l_r - \frac{l_f}{2C_{ar}(l_f + l_r)} mV^2 \right)$$

ou

$$\beta = \frac{\delta_{ss}}{l_f + l_r + \frac{mV^2(l_r C_{ar} - l_f C_{af})}{2C_{af}C_{ar}L}} \left( l_r - \frac{l_f}{2C_{ar}(l_f + l_r)} mV^2 \right)$$

Après simplification, on obtient:

$$\beta_{des} = \frac{l_r - \frac{l_f mV^2}{2C_{ar}(l_f + l_r)}}{(l_f + l_r) + \frac{mV^2(l_r C_{ar} - l_f C_{af})}{2C_{af}C_{ar}(l_f + l_r)}} \delta_{ss} \quad (4.34)$$

Remarque: L'expression ci-dessus suppose que les *cornering stiffness* de chaque essieu avant sont  $C_{af}$  et celle de chaque pneu arrière est  $C_{ar}$ .

L'équation (4.34) décrit l'angle de dérapage désiré en fonction de l'angle de braquage entré par le conducteur, la vitesse longitudinale et des paramètres du véhicule.

#### 4.6.3. Valeurs limite supérieures de la vitesse de lacet et de l'angle de dérapage

La vitesse de lacet désirée et l'angle de dérapage désiré décrit dans les sections et 4.6.2 ne peuvent pas toujours être obtenus. Il n'est pas prudent, par exemple, d'essayer et d'obtenir la vitesse de lacet ci-dessus si le coefficient de friction de la route n'est pas capable de fournir les efforts de pneus pour supporter une vitesse de lacet élevée. En conséquence, la vitesse de lacet désirée doit être limitée par une fonction du coefficient de friction pneu-route.

L'accélération latérale au centre de gravité CG du véhicule est donnée par

$$a_{y\_cg} = \dot{x}\dot{\psi} + \ddot{y} \quad (4.35)$$

Comme  $\dot{y} = \dot{x} \tan(\beta)$ , l'accélération latérale peut être liée à la vitesse de lacet et l'angle de dérapage du véhicule par l'équation

$$a_{y\_cg} = \dot{x}\dot{\psi} + \tan(\beta)\ddot{x} + \frac{\dot{x}\dot{\beta}}{\sqrt{1 + \tan^2 \beta}} \quad (4.36)$$

L'accélération latérale doit être limitée par le coefficient de friction pneu-route  $\mu$  comme suit:

$$a_{y\_cg} \leq \mu g \quad (4.37)$$

Le premier terme dans le calcul de l'accélération latérale dans l'équation (4.36) domine. Si l'angle de dérapage du véhicule et sa dérivée sont les deux supposées petites, le second et le troisième terme contribuent seulement une infime fraction de l'accélération latérale totale. Donc, en combinant les équations (4.36) et (4.37) la limite supérieure suivantes peuvent être utilisées pour la vitesse de lacet:

$$\dot{\psi}_{upper\_bound} = 0,85 \frac{\mu g}{\dot{x}} \quad (4.38)$$

Le facteur 0,85 permet au deuxième et troisième terme de l'équation (4.38) à contribuer 15% de l'accélération totale.

La vitesse de lacet objective du véhicule est dorénavant prise comme étant la vitesse de lacet nominale définie par l'équation (4.31) tant qu'elle n'excède pas la limite maximale définit par l'équation (4.38):

$$\dot{\psi}_{target} = \dot{\psi}_{des} \quad \text{si } |\dot{\psi}_{des}| \leq \dot{\psi}_{upper\_bound} \quad (4.39)$$

$$\dot{\psi}_{target} = \dot{\psi}_{upper\_bound} \text{sgn}(\dot{\psi}_{des}) \quad \text{si } |\dot{\psi}_{des}| > \dot{\psi}_{upper\_bound} \quad (4.40)$$

L'angle de dérapage désiré, pour un angle de braquage et une vitesse de véhicule donnés, peut être obtenu de l'équation (4.34). L'angle de dérapage objectif doit encore être limité supérieurement pour assurer que l'angle de dérapage ne devienne pas trop élevé. À une vitesse de lacet élevée, les pneus perdent leur comportement linéaire et approchent la limite d'adhésion. Il est important alors de limiter l'angle de dérapage.

La relation empirique suivante sur la limite supérieure pour l'angle de dérapage est proposée par Rajesh Rajamani [29]:

$$\beta_{upper\_bound} = \tan^{-1}(0,02\mu g) \quad (4.41)$$

Cette relation rapporte une limite supérieure de 10 degrés à un coefficient de friction de  $\mu = 0,9$  et une limite supérieure de 4 degrés à un coefficient de friction de  $\mu = 0,35$ . Ceci correspond approximativement aux limites souhaitables de l'angle de dérapage, respectivement sur une route sèche et sur une neige bourrée.

L'angle de dérapage objectif du véhicule est alors considéré comme étant la valeur nominale de l'angle de dérapage désirée définie par l'équation (4.34) tant qu'il n'excède pas la limite supérieure définie par l'équation (4.41):

$$\beta_{target} = \beta_{des} \quad \text{si } |\beta_{des}| \leq \beta_{upper\_bound} \quad (4.42)$$

$$\beta_{target} = \beta_{upper\_bound} \operatorname{sgn}(\beta_{des}) \quad \text{si } |\beta_{des}| > \beta_{upper\_bound} \quad (4.43)$$

#### 4.6.4. Représentation d'état du modèle linéaire

En arrangeant et en simplifiant les équations précédentes, le système linéaire en bicyclette peut être représenté dans l'espace d'état suivant.

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix} u$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-C_{\alpha f} - C_{\alpha r}}{mV} & -1 + \frac{C_{\alpha r}l_r - C_{\alpha f}l_f}{mV^2} \\ \frac{C_{\alpha r}l_r - C_{\alpha f}l_f}{I_z} & \frac{-C_{\alpha f}l_f^2 - C_{\alpha r}l_r^2}{I_z V} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{\alpha f}}{mV} \\ \frac{I_z}{I_z} \end{bmatrix} \delta_f \quad (4.44)$$

## 4.7. Conclusion

En résumé, les modèles non linéaire et linéaire du véhicule ainsi que les modèles linéaire et non linéaire des pneus ont été développés dans ce chapitre. Ces modèles seront utilisés dans les prochains chapitres pour la modélisation de contrôleur et la simulation du système entier.

## CHAPITRE 5. MODÉLISATION DE LA COMMANDE

### 5.1. Introduction

L'architecture du système de commande est hiérarchique. La figure 5.1 montre le schéma fonctionnel de la commande de l'ESP.

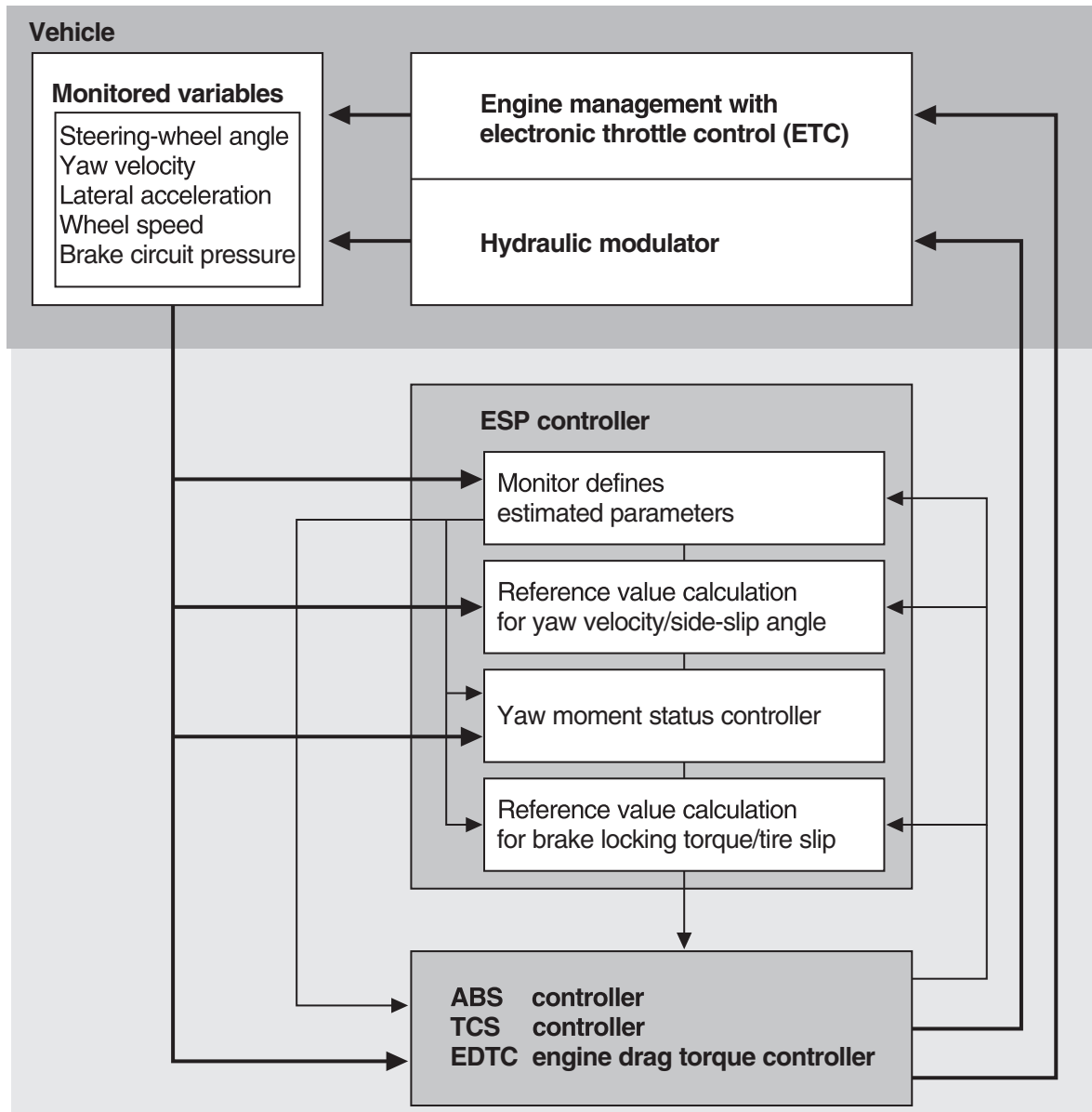


FIGURE 5.1. Schéma fonctionnel de la commande de l'ESC [12]

Comme le but est de concevoir un ESC de type YSC, le schéma simplifié de la chaîne de commande est montré sur la figure 5.2.

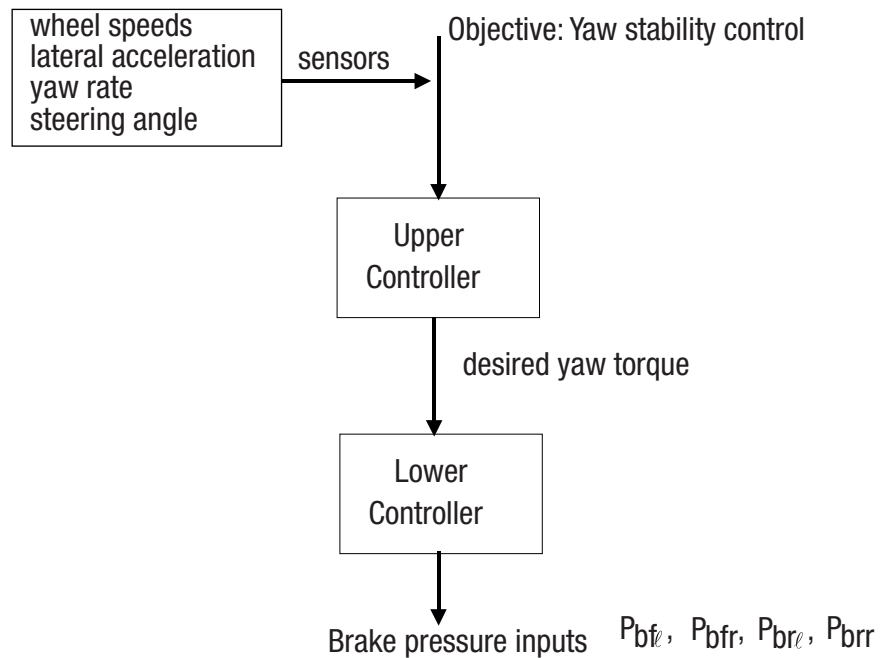


FIGURE 5.2. Architecture de la commande proposée par [29]

La figure 5.2 représente un YSC réalisé par le DYC. On rappelle que le DYC assure l'YSC en actionnant le freinage individuel. Le DYC est composé de deux niveaux de commande.

Le premier niveau de commande a pour but d'assurer le contrôle de la stabilité du lacet (YSC). Il peut commander toute valeur désirée du moment de lacet (couple correctif de lacet). Cette commande utilise les mesures fournies par les capteurs de vitesse des roues, du capteur de vitesse de lacet, du capteur de l'accélération latérale, du capteur d'angle de direction ainsi que d'autres paramètres fournis par l'observateur. Utilisant ces mesures, ainsi que la loi de commande qui sera abordée plus tard, la commande de l'ESC calcule la valeur du couple de lacets désirée.

Le deuxième niveau de commande a pour but d'assurer que la valeur désirée du couple de lacets commandés par la commande de premier niveau est obtenue réellement par le système de freinage différentiel. Cette commande utilise la dynamique de rotation des roues et contrôle la pression de freinage sur chacune des 4 roues pour fournir le couple de lacets désirés pour le véhicule. On suppose que la dynamique de rotation des roues est plus rapide que la dynamique de la voiture.

## 5.2. Conception de la commande supérieure

L'objectif de la commande supérieure est de déterminer le couple de lacets du véhicule afin de suivre la vitesse objective de lacet et l'angle de dérapage désiré. La méthodologie de conception de commande du mode de glissement a été utilisée par plusieurs chercheurs pour atteindre l'objectif de dépistage de la vitesse de lacet et du dérapage. Une des méthodes utilisées à l'origine est la commande d'état, proposé par Bosch [44]. La figure 5.3 présente le schéma fonctionnel avec les variables de l'ESP de Bosch.

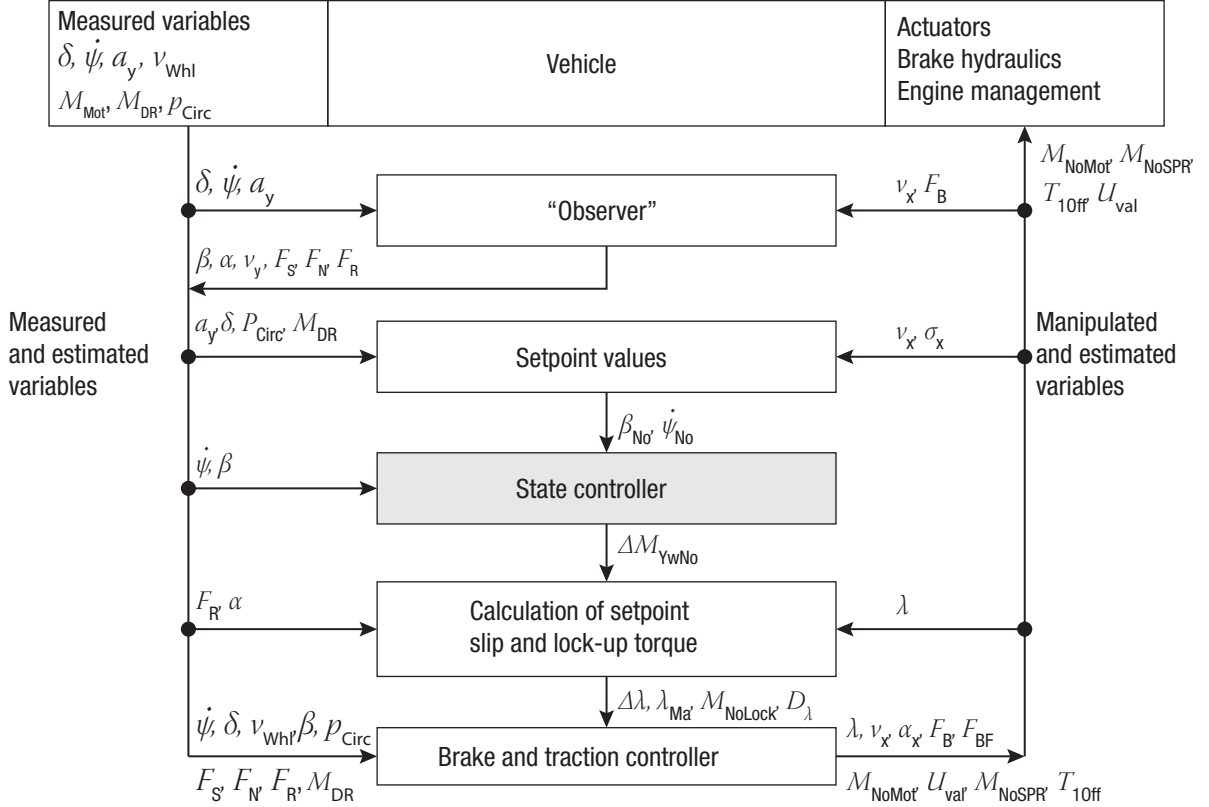


FIGURE 5.3. Schéma fonctionnel de l'ESP, proposé par Bosch [44]

Dans le cas présent, le but fixé est de concevoir la commande d'état (en fond gris dans la figure 5.1), étant le premier niveau de commande. Ce but n'est pas de concevoir un ESC très performant qui nécessite des calculs très complexes, mais de proposer une méthode capable de remplir les missions décrites par la SAE (voir le paragraphe 1.2). L'une des différences entre l'ESC de ce mémoire et l'ESP de Bosch est la non-intervention de l'ESC au moteur.

La figure 5.4 montre le schéma bloc simplifié d'un ESC (ou VSC) placé dans le système dynamique d'un véhicule.

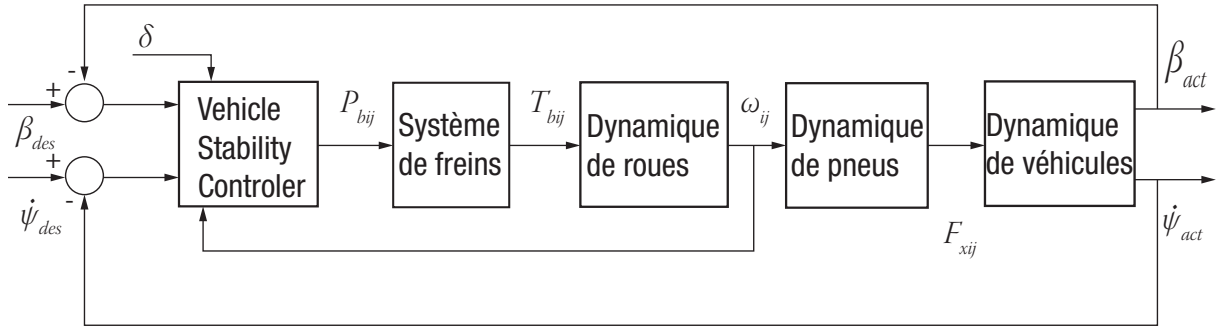


FIGURE 5.4. Schéma bloc d'un ESC

A l'entrée de la commande, les valeurs de  $\dot{\psi}_{des}$  et de  $\dot{\psi}_{act}$  seront comparées pour définir l'erreur. L'écart entre les valeurs de  $\beta_{des}$  et de  $\beta_{act}$  sera aussi calculé. La commande d'état va s'efforcer à minimiser jusqu'à éliminer ces erreurs.

Une des commandes appropriées dans ce cas est la commande optimale utilisant la méthode LQR (Linear Quadratique Regulator). Cette commande est proposée par Chumsamutr et Fujioka [37] basé sur la théorie de la commande optimale pour commander les couples moteurs et de freinage pour un véhicule électrique. La théorie de la commande optimale et le LQR sont détaillés par [45][46][47][48]. Dédit du modèle en bicyclette, le concept du système de commande par DYC peut être exprimé dans la représentation dans l'espace d'état suivante:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\delta + \mathbf{E}M_{\psi b} \quad (5.37)$$

où, en développant cette équation:

$$\begin{pmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{C_{af} + C_{ar}}{mV_x} & -1 + \frac{C_{ar}l_r - C_{af}l_f}{mV_x^2} \\ \frac{C_{ar}l_r - C_{af}l_f}{I_z} & -\frac{C_{af}l_f^2 + C_{ar}l_r^2}{I_z V_x} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta \\ \psi \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{C_{af}}{mV_x} \\ \frac{C_{af}l_f}{I_z} \end{pmatrix} \delta + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_z} \end{pmatrix} M_{\psi b} \quad (5.38)$$

La réponse en régime permanent de  $\beta$  et de  $\dot{\psi}$  dérivé du modèle en bicyclette avec  $M_{\psi b} = 0$  sont prises comme les réponses désirées. Donc, la dynamique du véhicule peut être exprimée en fonction du vecteur erreur  $\mathbf{e} = \mathbf{x} - \mathbf{x}_{des}$ :

$$\dot{\mathbf{e}} = \mathbf{A}\mathbf{e} + \mathbf{E}M_{\psi b} \quad (5.39)$$

En effet, selon [49]:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\delta + \mathbf{E}M_{\psi b} \text{ et en posant } \dot{\mathbf{e}} = \dot{\mathbf{x}}_{act} - \dot{\mathbf{x}}_{des}, \text{ on obtient} \\ \dot{\mathbf{e}} &= \mathbf{A}(\mathbf{x}_{act} - \mathbf{x}_{des}) + (\mathbf{A}_{act} - \mathbf{A}_{des})\mathbf{x}_{des} + (\mathbf{B}_{act} - \mathbf{B}_{des})\delta + \mathbf{E}M_{\psi b} \\ \dot{\mathbf{e}} &= \mathbf{A}\mathbf{e} + \mathbf{E}M_{\psi b} + \underbrace{(\mathbf{A}_{act} - \mathbf{A}_{des})\mathbf{x}_{des} + (\mathbf{B}_{act} - \mathbf{B}_{des})\delta}_{\mathbf{W}} \end{aligned}$$

En supposant que le troisième et le quatrième élément (combiné en  $\mathbf{W}$ ) soient des perturbations, on obtient l'Eq (5.39).  $M_{\psi b}$  est le couple de lacets de correction, livré à la sortie

de la commande supérieure pour la commande inférieure. En utilisant la stratégie de commande LQR, la loi de commande s'écrit:

$$\begin{aligned}\dot{e} &= Ae + EM_{\psi b} \\ M_{\psi b} &= -Ke\end{aligned}\tag{5.40}$$

où K est la matrice du correcteur.

Les matrices A et E doivent être commandable, c'est à dire, la matrice de Gramian  $W_c$  existe pour satisfaire l'équation de Lyapunov [50]:

$$AW_c + W_c A^T = -EE^T$$

Pour trouver  $M_{\psi b}$ , on doit minimiser le cout (ou l'indice de performance) [50] :

$$J = \int_0^{\infty} (e^T Q e + R M_{\psi b}^2) dt$$

Dans notre cas la commande est une commande numérique, donc on utilise le modèle d'espace d'état en temps discret qui consiste à minimiser l'équation:

$$J = \sum_{n=0}^{\infty} [e^T Q e + R M_{\psi b}^2]\tag{5.41}$$

Avec

$$Q = \begin{bmatrix} \left(\frac{1}{\lim \beta}\right)^2 & 0 \\ 0 & \left(\frac{1}{\lim \dot{\psi}}\right)^2 \end{bmatrix}, \quad \text{où} \begin{cases} \lim \beta = \beta_{upper\_bound} \\ \lim \dot{\psi} = \dot{\psi}_{upper\_bound} \end{cases}$$

$$R = \left(\frac{1}{\lim M_{\psi b}}\right)^2$$

Le contrôleur calcule le couple de correction  $M_{\psi b}$  à chaque pas de temps à cause de la non-linéarité causée par le changement de  $V_x$  et  $\delta$ . Le système est supposé linéaire à chaque pas de temps, permettant ainsi l'utilisation d'un observateur linéaire. Le couple de lacets  $M_{\psi b}$  est ensuite utilisé à l'entrée du contrôleur inférieur.

On note  $T_s$  la période d'échantillonnage, définit aussi comme le pas de temps. La matrice A est dépendant de la vitesse et variable dans le temps (on a un système LTV ou Linear Time Varying). Néanmoins on le suppose constant dans chaque échantillon. Dans ce cas, le système est supposé linéaire et invariable dans le temps (LTI ou Linear Time Invariant) dans le morceau temporel  $[T_{s(k)}, T_{s(k+1)}]$ ,  $k \in \mathbb{N}$ . A chaque  $T_s$ , on doit résoudre l'équation algébrique de Riccati (5.42) pour trouver  $M_{\psi b}$ .

$$A^T P A - P - A^T P E [R + E^T P E]^{-1} E^T P A + Q = 0\tag{5.42}$$



Le moment de correction  $M_{\psi b}$  sera:

$$M_{\psi b} = [R + E^T P E]^{-1} E^T P A \quad (5.43)$$

### 5.3. Conception du contrôleur inférieur

La commande inférieure détermine la pression de freinage sur chaque roue, afin de fournir un couple de lacets qui suit la valeur désirée du couple de lacets déterminé par la commande supérieure. Le couple de lacets de correction est converti en distribution de force de freinage (braking force distribution). Ensuite, la force de freinage est exécutée sur l'un des quatre pneus selon l'ordre de l'activateur de l'ESC. L'ABS est le contrôleur subordonné exécutant les ordres envoyés par le contrôleur inférieur via les actionneurs. L'algorithme de Duisburg présenté dans la référence [50] sera utilisé pour son efficacité et sa simplicité. D'autres méthodes plus élaborées existent comme la programmation non linéaire (Non Linear Programming ou NLP) de [26].

#### 5.3.1. Calcul des forces de freinages à chaque roue

La distribution des forces de freinage nécessite le calcul des forces nécessaire à chaque pneu ainsi que les bras de levier correspondants. En effet, les forces longitudinales motrices et de freinages, ainsi que les forces latérales créent un couple de lacets, menant de l'équilibre autour du centre de gravité [50].

$$M_{\psi} = -F_{px}p_x + F_{qx}q_x - F_{rx}r_x + F_{sx}s_x + F_{py}p_y + F_{qy}q_y - F_{ry}r_y - F_{sy}s_y \quad (5.54)$$

Les bras de levier et les variables utilisées sont définis selon la figure 5.5.

Afin d'alléger les expressions, les roues sont notées comme suit:

- P indique la roue avant gauche;
- Q indique la roue avant droite;
- R indique la roue arrière gauche;
- S indique la roue arrière droite.

L'indice  $x$  indique l'axe longitudinal tandis que l'indice  $y$  l'axe latérale. Les bras de levier l'essieu arrière sont constant, tandis que celui de l'essieu avant dépendent du braquage des roues. Les bras de levier constants sont:

$$\begin{aligned} r_x &= \frac{l_{wr}}{2} \\ r_y &= l_r \\ s_x &= \frac{l_{wr}}{2} \\ s_y &= l_r \end{aligned}$$

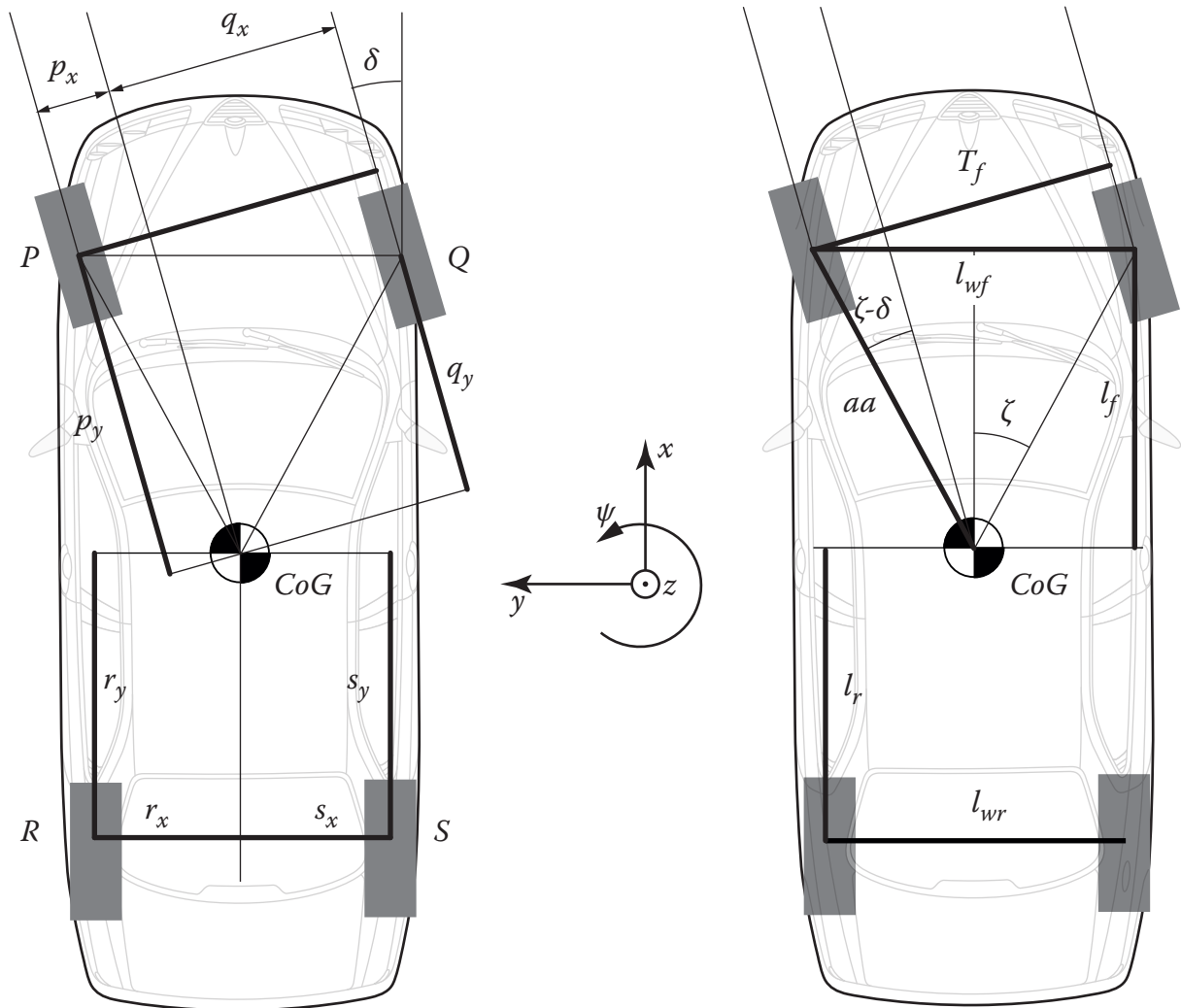


FIGURE 5.5. Définition des bras de levier

Pour le calcul des bras de levier de l'essieu avant, on pose:

$$aa = \sqrt{\frac{l_{wf}^2}{4} + l_f^2}$$

$$\zeta = \arctan\left(\frac{l_{wf}}{2l_f}\right)$$

$$T_f = l_{wf} \cos(\delta)$$

Les bras de levier de l'essieu avant sont exprimés en fonction du sens de l'angle de braquage des roues selon le Tableau VI.

TABLEAU VI. Expression des bras de levier des roues avants en fonction du sens de  $\delta$

$\delta > 0$ : virage à gauche	$\delta < 0$ : virage à droite
$p_x = aa \sin(\zeta - \delta)$ $p_y = aa \cos(\zeta - \delta)$ $q_x = T_f - p_x$ $q_y = l_f \sin(\zeta - \delta)$	$p_x = T_f - q_x$ $p_y = l_f \sin(\zeta + \delta)$ $q_x = aa \sin(\zeta + \delta)$ $q_y = aa \cos(\zeta + \delta)$

Les forces de freinage sont définies dans le sens négatif de l'axe  $x$  et sont toujours positives. Selon l'équation (5.55), les forces de freinage influencent directement le moment d'équilibre autour de l'axe  $z$  et peuvent générer un couple de contrôle. Le couple de contrôle créé directement par les forces de freinage est appelé couple de contrôle primaire  $M_{PC}$ .

$$M_{PC} = F_{BP}p_x - F_{BQ}q_x + F_{BR}r_x - F_{BS}s_x \quad (5.55)$$

Avec  $F_{Bi}$ ,  $i = P, Q, R, S$  sont les forces de freinages de chaque roue respective.

En plus du couple de contrôle primaire, il est possible de créer un second couple autour de l'axe de  $z$ . Ceci est appelé couple de contrôle secondaire. Ce couple apparait quand la force latérale de la roue courante est réduite en appliquant une force de freinage. Cependant, cet effet ne peut être généré que si le pneu courant est proche de sa limite de friction. Cela est montré par la ligne grasse sur la figure 5.6. L'axe utilisé sur la figure 5.6 est le SAE J670-1976 pour faciliter la lecture [51]. Le modèle de Pacejka est généralement utilisé pour cette étude [51].

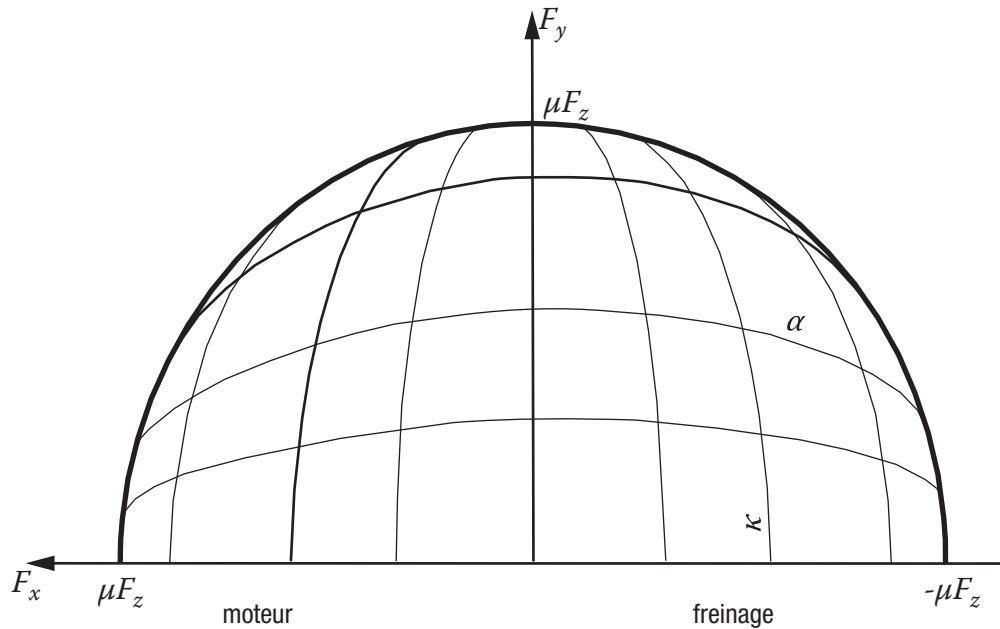


FIGURE 5.6. Le cercle de friction de pneus

Lorsque le pneu est à la limite de glissement pendant une prise de virage pure (*pure cornering*), la force latérale absorbe toutes les forces transférables à ce moment (figure 5.7-a). Si une force de freinage est appliquée, les forces totales disponibles sont divisées entre la force de freinage longitudinale et la force latérale. En conséquence, la force latérale disponible est réduite comme indiqué sur la figure 5.7-b.

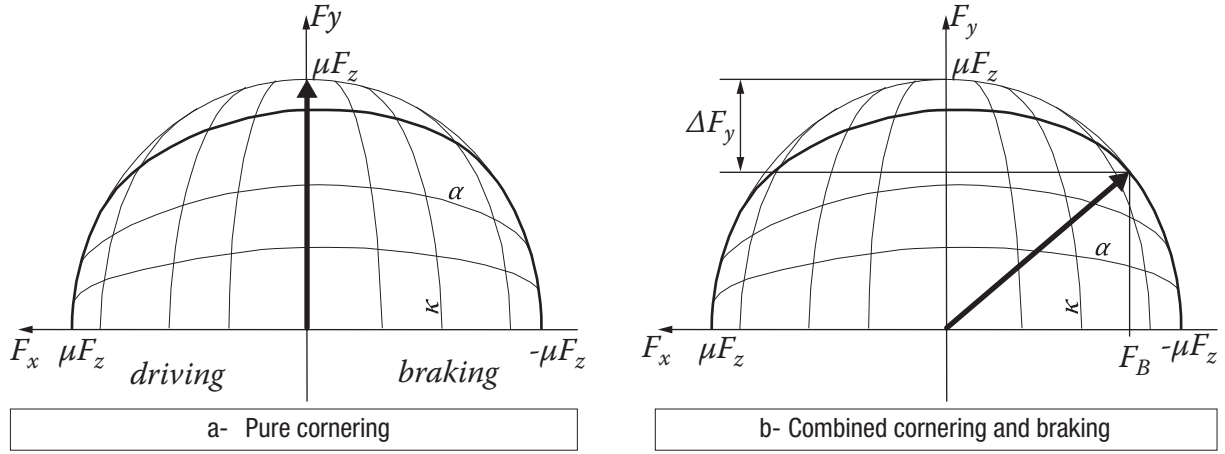


FIGURE 5.7.

Force latérale d'un pneu [50]

Avec  $\Delta F_y = F_{\max} - \sqrt{(F_{\max}^2 - F_B^2)}$

Selon la loi de Coulomb sur la friction, la force de pneu faisable maximale est  $F_{\max} = \mu F_z$  [43]. Le couple de contrôle secondaire s'exprime:

$$M_{SC} = -\Delta F_{py} p_y - \Delta F_{qy} + \Delta F_{ry} r_y + \Delta F_{sy} s_y \quad (5.56)$$

La combinaison des équations (5.55) et (5.56) donne le couple de contrôle total pouvant être achevé par le freinage  $M_{CT}$

$$M_{CT} = F_{BP} p_x - F_{BQ} q_x + F_{BR} r_x - F_{BS} s_x - \Delta F_{py} p_y - \Delta F_{qy} q_y + \Delta F_{ry} r_y + \Delta F_{sy} s_y \quad (5.57)$$

Il est toujours préférable de freiner une seule roue à chaque intervention de l'ESC. Ainsi, le couple de lacets de correction  $M_{\psi b}$  peut être achevé par une seule roue. Par exemple, pour la roue avant gauche, on extrait les forces relatives à la roue P, puis on obtient:

$$M_{\psi b} = F_{BP} p_x - \left( F_{p\max} - \sqrt{(F_{p\max}^2 - F_{BP}^2)} \right) p_y \quad (5.58)$$

La force de freinage nécessaire à la roue avant-gauche  $F_{BP}$  est obtenue en résolvant l'équation (5.58) précédente. Cette équation possède deux solutions. La force de freinage minimale positive est toujours la solution choisie. Ainsi, chaque force de freinage nécessaire à chaque roue peut être déterminée à partir de l'équation (5.57).

### 5.3.2. Calcul des pressions de freinage

Pour le calcul des pressions de freinage à exécuter sur chaque roue, on tient compte de la force de freinage  $F_B$  déterminée précédemment et de la pression de freinage  $P_0$  envoyée par le conducteur lorsqu'il appuie sur le pédale de frein. En reprenant la roue P (avant-gauche), la

pression de freinage nécessaire pour exécuter le couple de lacets de correction  $M_{\psi b}$  est:

$$P_{bfl} = P_0 + (1 - a) \frac{F_{BP} r_{eff}}{C_{pf}} \quad (5.59)$$

où  $a$  est un coefficient de proportionnalité dépendant de  $P_0$ . Si le conducteur n'appuie pas sur le pédale de frein,  $a = 0$ .

### 5.3.3. L'activateur de l'ESC

L'activateur de l'ESC a deux rôles principaux. Premièrement, il décide si l'intervention de l'ESC est nécessaire selon la situation. Deuxièmement, lorsque l'ESC doit intervenir, il active la roue à laquelle la pression de freinage doit être distribuée. Le principe de l'activateur est initié par [32] puis étendu au cours de cette étude.

Afin d'éviter l'intervention trop fréquente due aux petites erreurs, des seuils de valeur des variables d'état sont établis. L'ESC n'est activé que si les seuils sont atteints comme suit.

$$\begin{aligned} & |\Delta\dot{\psi}| \leq |\Delta\dot{\psi}_{lim}| \text{ et } |\Delta\beta| \leq |\Delta\beta_{lim}| \text{ avec} \\ & \begin{cases} \Delta\dot{\psi} = \dot{\psi}_{act} - \dot{\psi}_{des} \\ \Delta\dot{\psi}_{lim} = \dot{\psi}_{des} - \dot{\psi}_{lim} \end{cases} \text{ et } \begin{cases} \Delta\beta = \beta_{act} - \beta_{des} \\ \Delta\beta_{lim} = \beta_{des} - \beta_{lim} \end{cases} \end{aligned} \quad (5.60)$$

La méthode de distribution de la force de freinage est donnée par le Tableau VII.

TABLEAU VII. Méthode de distribution de la force de freinage

Angle au volant	Différences des variables d'état	Distribution
Virage à gauche	$\Delta\dot{\psi} > \Delta\dot{\psi}_{lim} \text{ \& } \Delta\beta > \Delta\beta_{lim}$	Roue avant droite
	$\Delta\dot{\psi} < -\Delta\dot{\psi}_{lim} \text{ \& } \Delta\beta < -\Delta\beta_{lim}$	Roue arrière gauche
	$-\Delta\dot{\psi}_{lim} \leq \Delta\dot{\psi} \leq \Delta\dot{\psi}_{lim} \text{ \& } -\Delta\beta_{lim} \leq \Delta\beta \leq \Delta\beta_{lim}$	Aucun freinage
Virage à droite	$\Delta\dot{\psi} > \Delta\dot{\psi}_{lim} \text{ \& } \Delta\beta > \Delta\beta_{lim}$	Roue avant gauche
	$\Delta\dot{\psi} < -\Delta\dot{\psi}_{lim} \text{ \& } \Delta\beta < -\Delta\beta_{lim}$	Roue arrière droite
	$-\Delta\dot{\psi}_{lim} \leq \Delta\dot{\psi} \leq \Delta\dot{\psi}_{lim} \text{ \& } -\Delta\beta_{lim} \leq \Delta\beta \leq \Delta\beta_{lim}$	Aucun freinage
Aucun virage	$\Delta\dot{\psi} > \Delta\dot{\psi}_{lim} \text{ \& } \Delta\beta > \Delta\beta_{lim}$	Roue avant droite
	$\Delta\dot{\psi} < -\Delta\dot{\psi}_{lim} \text{ \& } \Delta\beta < -\Delta\beta_{lim}$	Roue arrière gauche
	$-\Delta\dot{\psi}_{lim} \leq \Delta\dot{\psi} \leq \Delta\dot{\psi}_{lim} \text{ \& } -\Delta\beta_{lim} \leq \Delta\beta \leq \Delta\beta_{lim}$	Aucun freinage

## 5.4. Conception du contrôleur dans Matlab/Simulink

### 5.4.1. Le processus de commande

Le processus de contrôle est divisé en quatre phases basées sur le DYC: (1) observation des différents paramètres, (2) calcul de la correction, (3) distribution des pressions de freinage et (4) exécution du freinage en fonction du glissement des pneus.

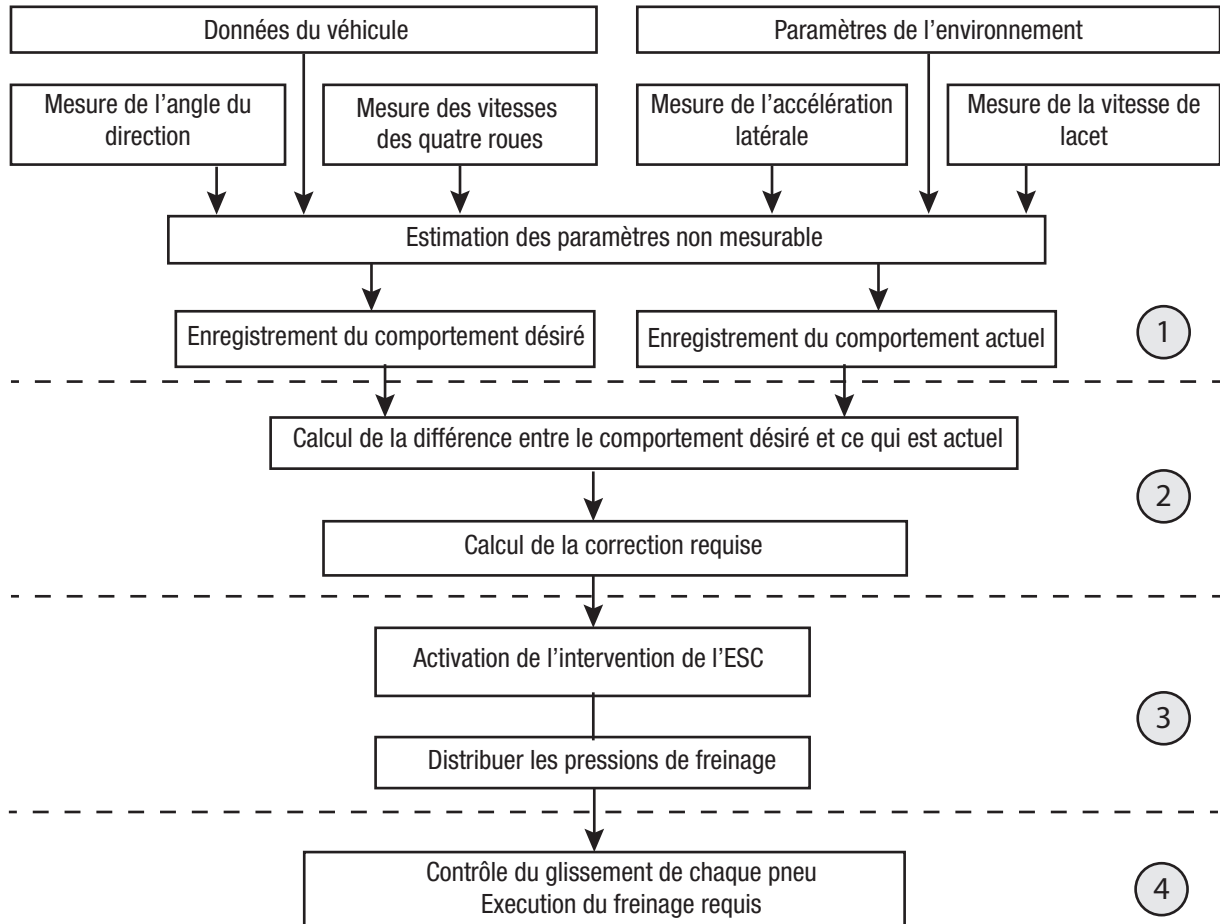


FIGURE 5.8. Le processus de commande d'un ESC utilisé dans ce mémoire

### 5.4.2. Observation

La phase d'observation est nécessaire pour récolter et surveiller tous les paramètres nécessaires à la stabilisation du véhicule. L'observation est effectuée par un observateur d'état via des capteurs, d'un stockage de données de véhicule et d'un observateur des paramètres externe.

L'observateur d'état est un algorithme qui fournit les paramètres caractéristiques des variables d'état du véhicule,  $\beta$  et  $\dot{\psi}$  qui sont:  $\beta_{act}$ ,  $\beta_{des}$ ,  $\beta_{lim}$ ,  $\dot{\psi}_{act}$ ,  $\dot{\psi}_{des}$ ,  $\dot{\psi}_{lim}$ . Certains paramètres nécessaires à la détermination de ces variables sont délivrés par les capteurs. D'autres paramètres nécessitent de calculs d'estimation. Par exemple, le capteur qui mesure  $\beta$  a un cout très élevé, voire inexistant pour certains modèles de véhicule. Un calcul d'estimation s'impose alors en fonction des données disponibles. En raison de simplification, le  $\beta_{act}$  utilisé dans ce mémoire est fourni directement par CarSim.

Des capteurs sont utilisés pour mesurer la vitesse des roues, l'angle de braquage du

volant, l'accélération latérale et la vitesse de lacet. Les paramètres mesurés par ces capteurs caractérisent l'état physique réel ou nominal du véhicule. Dans le cadre de ce mémoire, les différents capteurs sont intégrés dans CarSim. Les valeurs de ces paramètres sont donc utilisables directement.

Le stockage de données du véhicule délivre les paramètres constants tels que les dimensions du véhicule, les coefficients de distribution de frein, etc. Toutefois, d'autres algorithmes sont nécessaires pour estimer les paramètres variables tels que la masse du véhicule, les paramètres de pneu (*cornering stiffness*, *effective radius*, etc.) et le moment d'inertie du véhicule. En réalité, ces paramètres sont variables. Pour simplifier la simulation, ces paramètres ont été calculés préalablement et seront donc supposés constants dans ce mémoire.

D'autres paramètres comme les forces normales sur chaque pneu ( $F_z$ ) et le coefficient de friction  $\mu$  sont estimés par l'observateur des paramètres externes. Pour simplifier, ces paramètres seront déterminés par CarSim.

#### **5.4.3. Calcul de la correction**

Le calcul de la correction est effectué par le premier niveau de contrôle en fonction des différents paramètres qui lui sont fournis. Cette phase fournit le moment de correction  $M_{\psi b}$  qui sera communiqué au contrôleur inférieur.

#### **5.4.4. La distribution du freinage**

Cette phase est nécessaire pour traduire le moment de correction  $M_{\psi b}$  en pression de freinage en fonction du comportement désiré. L'ordre de freinage individuel de chaque roue s'effectue donc ici après l'activation de l'intervention de l'ESC.

#### **5.4.5. L'exécution du freinage individuel**

Cette phase est exécutée par l'ABS. En effet, l'ABS freine individuellement chaque roue selon l'ordre de la distribution requis pour effectuer le moment de correction  $M_{\psi b}$ . L'ABS a aussi le rôle d'antiglisement de pneu. Donc, l'ABS exécute le freinage tout en évitant le glissement de chaque roue.

### **5.5. Implémentation dans Matlab/Simulink**

#### **5.5.1. Vue globale du système**

Ayant été présenté et démontré précédemment, le système YSC est maintenant implémenté dans Matlab/Simulink. À la place du modèle non linéaire à 7 DoF, on utilisera CarSim pour représenter le véhicule réel. La figure 5.9 montre la vue globale du système construit au cours de ce mémoire, comprenant les modules suivants: le stockage de donnée du véhicule, l'observateur d'état, le module de gestion des paramètres externes, le contrôleur ESC et le véhicule à contrôler représenté par le module CarSim S-Function. Les différentes entrées/sorties de chaque module ne seront communiquées qu'aux représentations détaillées.

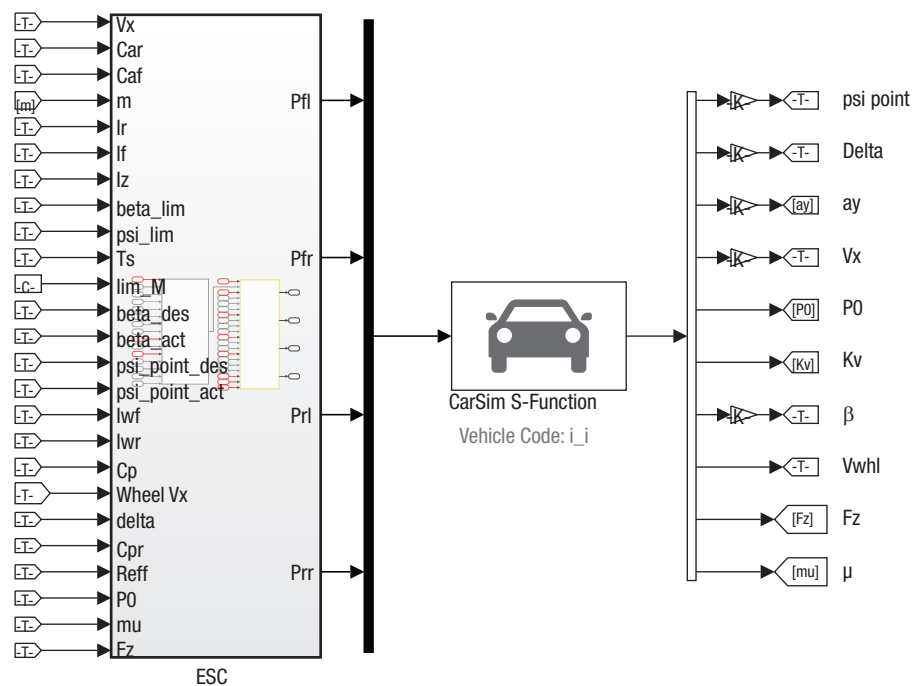
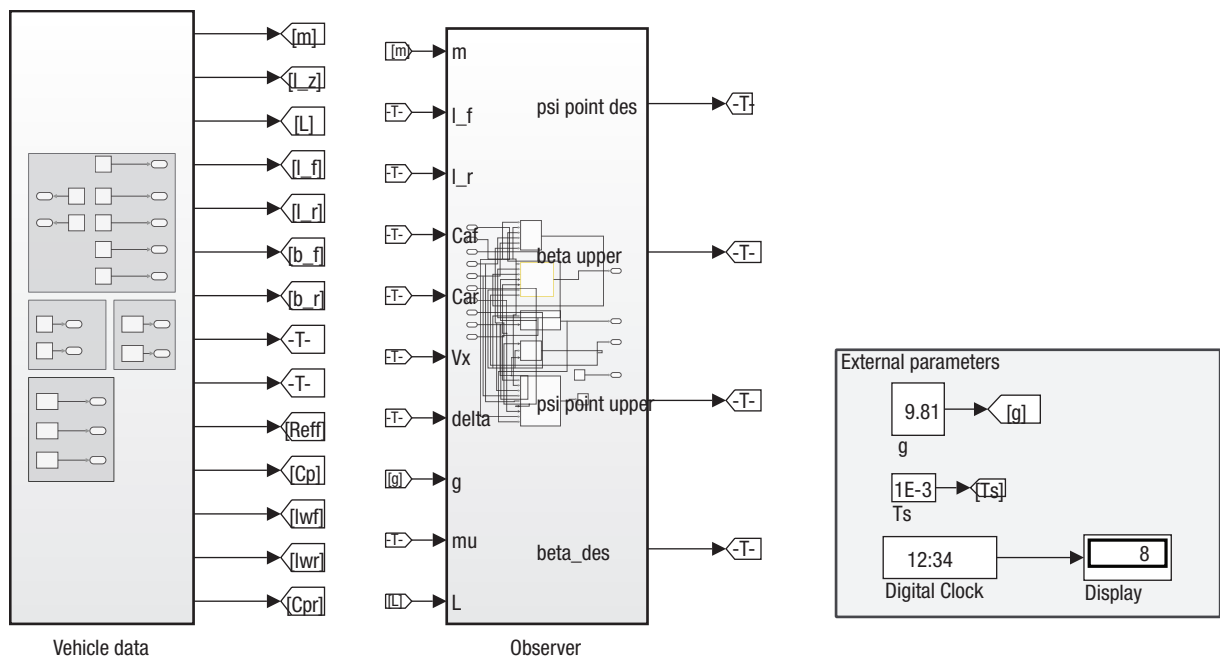


FIGURE 5.9. Vue globale du système en boucle fermé ESC et CarSim



### 5.5.2. Le stockage de donnée du véhicule

Le module de stockage de donnée du véhicule renferme les paramètres suivants: les dimensions du véhicule, les paramètres physiques du véhicule, la configuration des freins et les données de pneu. Le Tableau VIII montre les données stockées dans le module de stockage du véhicule. On note que la dimension du véhicule et la configuration des freins sont les seuls paramètres constants. Les paramètres physiques et celui des pneus sont variables et sont stockés en forme de tableau (table lookup) pour être extraits par interpolation ou par d'autres méthodes analytiques. D'autres paramètres comme celui du système de direction sont omis de ce modèle en raison de simplification. La figure 5.10 montre le module de stockage de donnée tel qui est construit dans Simulink. Les variables à la sortie sont précisées après chaque ligne de sortie.

TABLEAU VIII. Tableau des données stockées et ses variables associées sortant du module

Dimension du véhicule	Paramètres physiques	Configuration freins	Données de pneu
$L, l_f, l_r, b_f, b_r, l_{wf}, l_{wr}$	$m, I_z$	$C_{pf}, C_{pr}$	$C_{\alpha f}, C_{\alpha r}, R_{eff}$

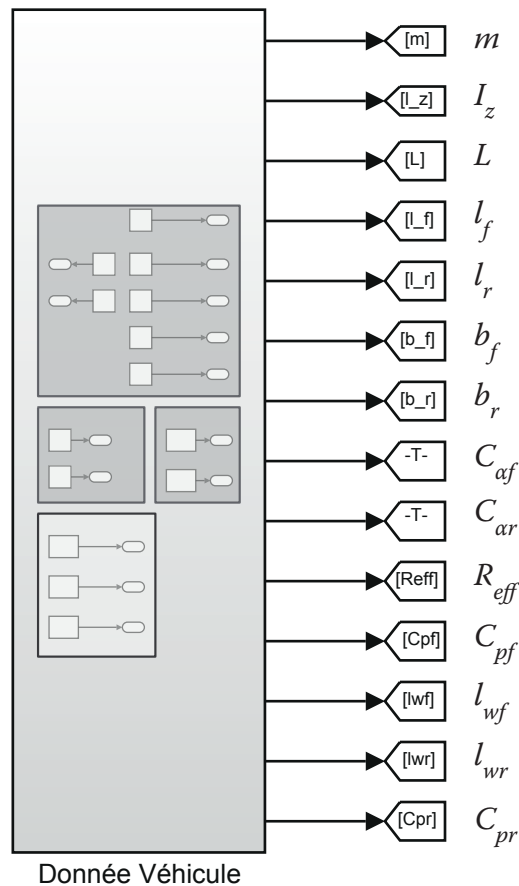


FIGURE 5.10. Le module de stockage des données du véhicule

Dans le modèle présenté ci-dessus, les paramètres du pneu a été fixées pour de raison de simplification. En réalité, ces paramètres sont variables et un observateur doit être mis en place pour les estimer.

### 5.5.3. L'observateur d'état

L'observateur d'état est un module comprenant des algorithmes de calcul des variables d'état de l'ESC. La figure 5.11 montre l'interface de l'observateur d'état avec les variables d'entrées et sorties.

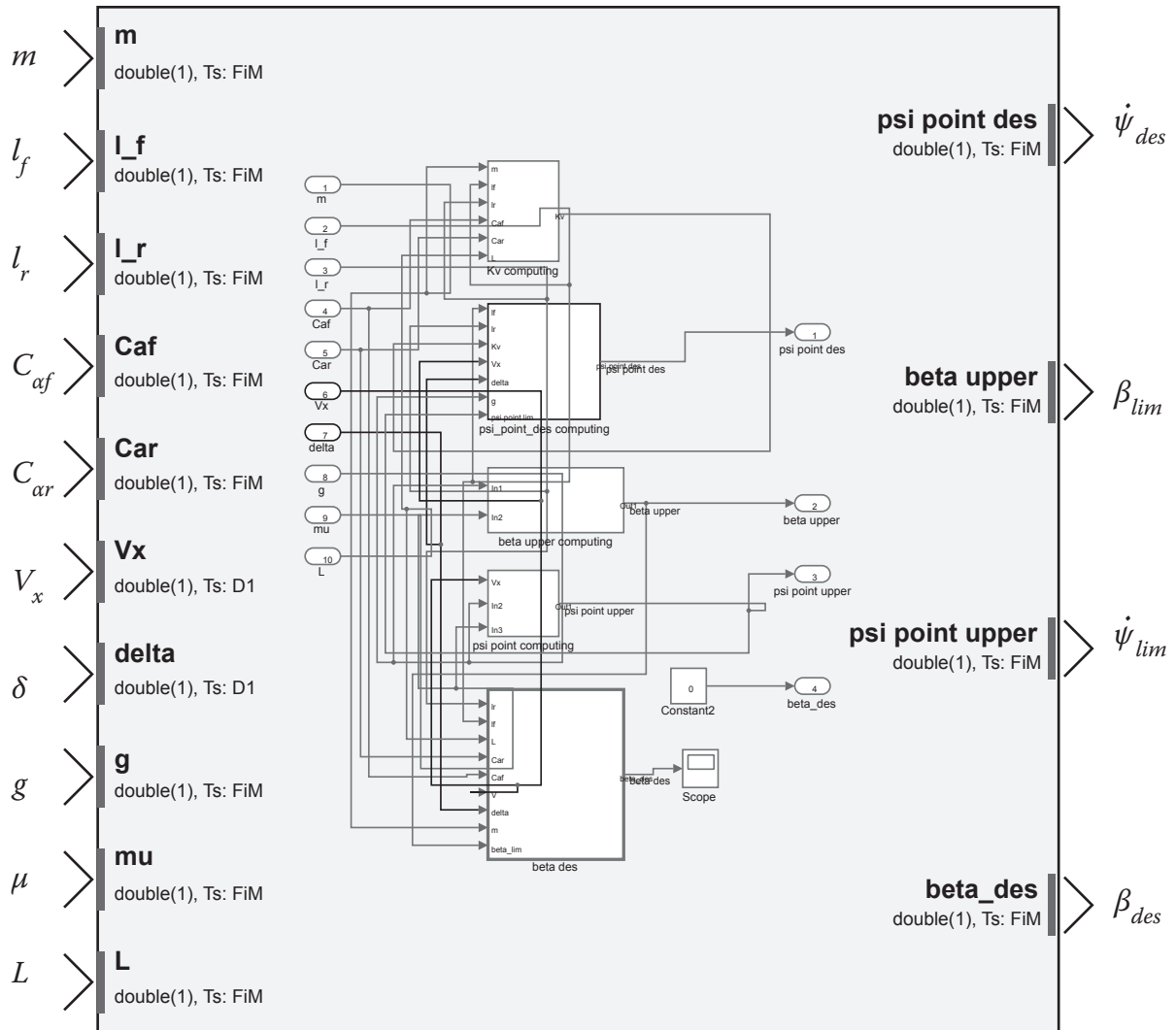


FIGURE 5.11. L'interface de l'observateur d'état

### 5.5.4. Le contrôleur ESC

Le module de commande ESC est composé de deux niveaux de contrôle. Le premier niveau de contrôle est conçu dans Simulink selon la figure 5.12. Les numéros d'entrées/sorties sont expliqués par le Tableau IX.

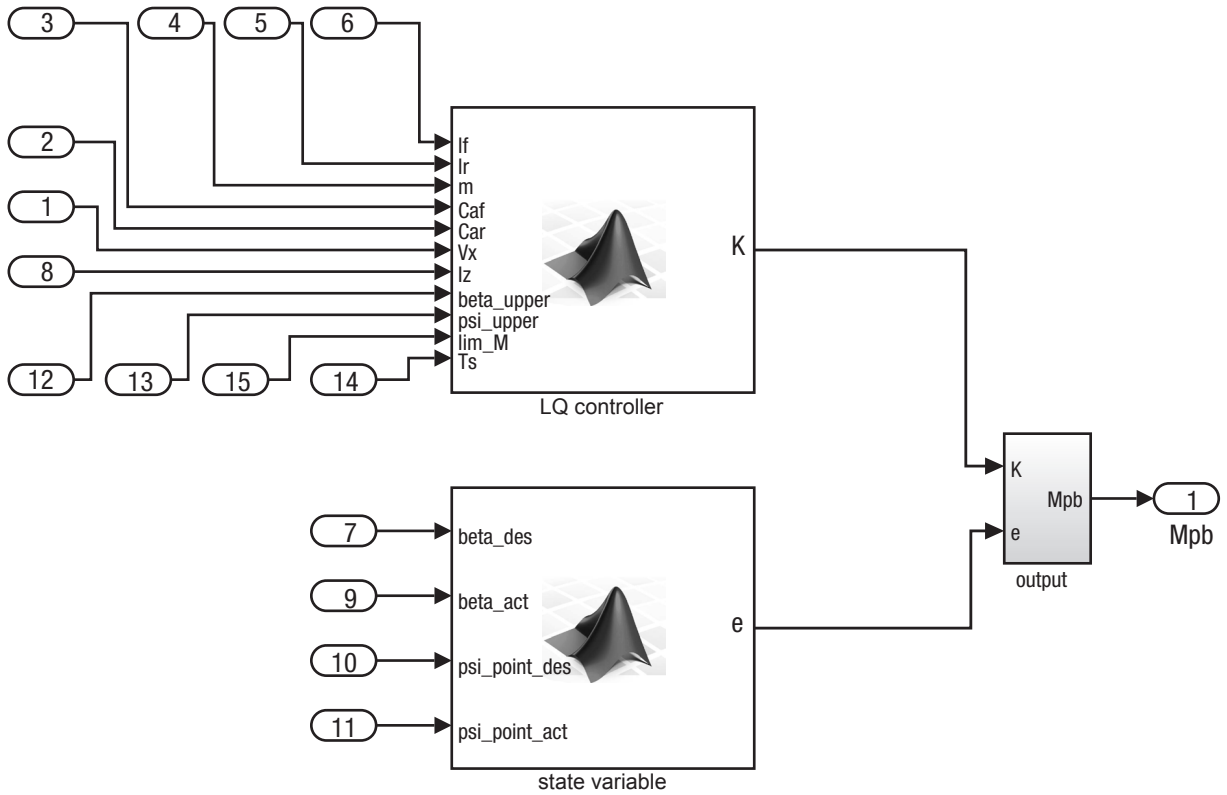


FIGURE 5.12. Le premier niveau de contrôle

TABLEAU IX. Le premier niveau de contrôle avec les entrées/sorties et ses variables associées

Numéro d'entrée	Variable d'entrée	Numéro de sortie	Variable de sortie
1	$V_x$	1	$M_z$
2	$C_{ar}$		
3	$C_{af}$		
4	$m$		
5	$l_r$		
6	$l_f$		
7	$\beta_{des}$		
8	$I_z$		
9	$\beta_{act}$		
10	$\dot{\psi}_{des}$		
11	$\dot{\psi}_{act}$		
12	$\beta_{lim}$		
13	$\dot{\psi}_{lim}$		
14	$T_s$		

Le deuxième niveau de contrôle, le distributeur de force de freinage, est représenté par la figure 5.13.

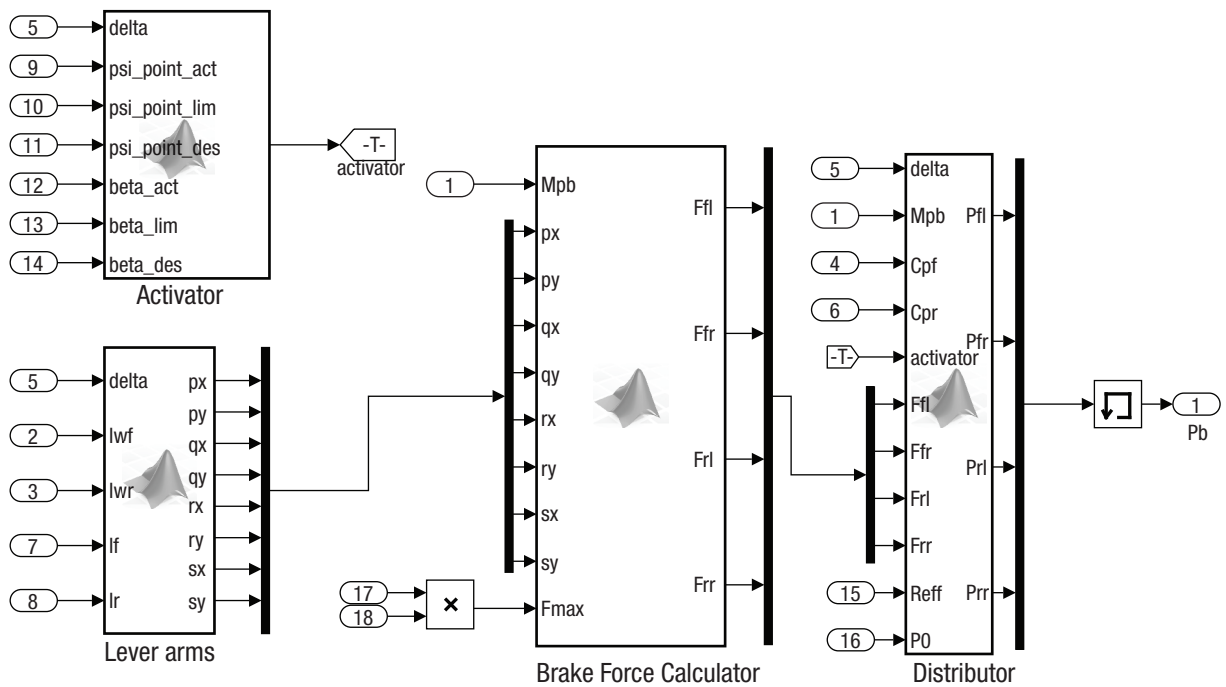


FIGURE 5.13. Le deuxième niveau de contrôle dans Simulink

Le contrôleur de la distribution des forces de freinage est composé de quatre modules:

- un activateur (Activator) qui détermine l'activation du freinage de chaque roue;
- un calculateur des bras de levier (Level arms);
- un calculateur de force de freinage (Brake Force Calculator);
- un distributeur de pression (Distributor).

Les numérotations des entrées sont expliquées par le Tableau X. Les pressions de freinages  $P_b$  sont livrées à la sortie de ce contrôleur.

TABEAU X. Le deuxième niveau de contrôle: les entrées et ses variables associées

Numéro d'entrée	Variable d'entrée	Numéro d'entrée	Variable d'entrée
1	$M_{\psi b}$	11	$\dot{\psi}_{des}$
2	$l_{wf}$	12	$\beta_{act}$
3	$l_{wr}$	13	$\beta_{lim}$
4	$C_{pf}$	14	$\beta_{des}$
5	$\delta$	15	$R_{eff}$
6	$C_{pr}$	16	$P_0$
7	$l_f$		
8	$l_r$		
9	$\dot{\psi}_{act}$		
10	$\dot{\psi}_{lim}$		

### 5.5.5. Le système à commander

Le système à commander est le véhicule, modélisé dans CarSim et représenté par un bloc S-Function dans Simulink (figure 5.14). Le contrôleur ESC envoie les pressions de freinage à l'actionneur du système de freinage du véhicule, l'entrée du bloc représentant CarSim. Les sorties du système contrôlé représentent les capteurs utilisés, ainsi que d'autres variables nécessaires au fonctionnement du système entier.

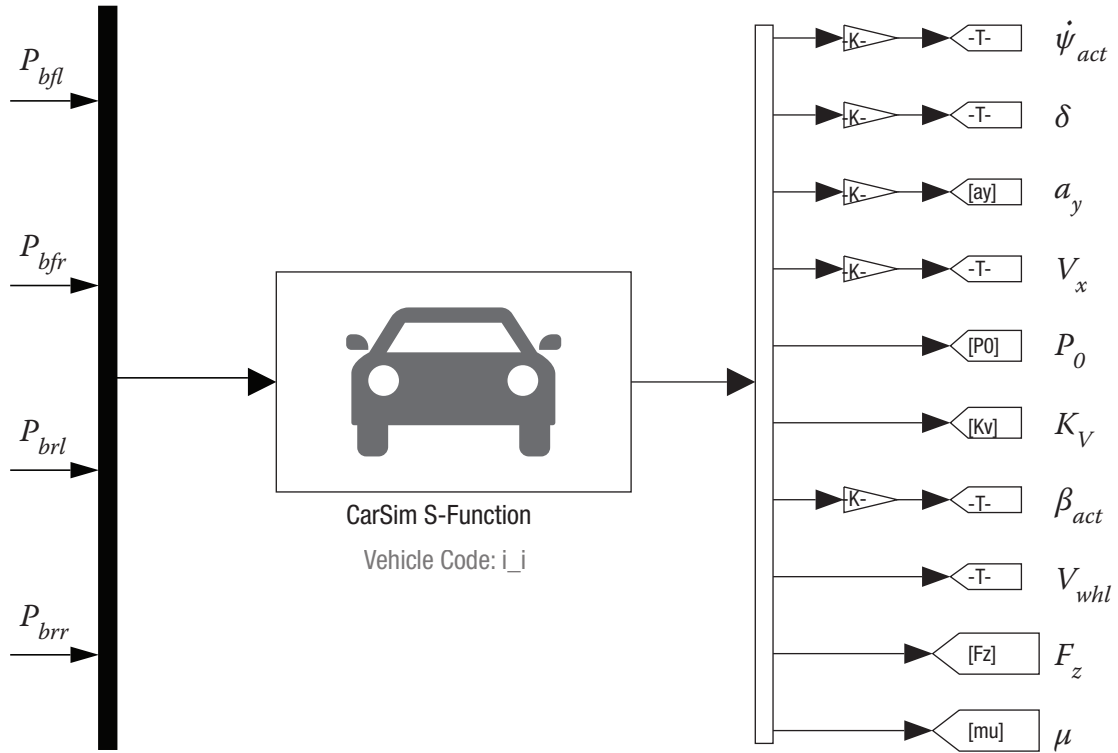


FIGURE 5.14. Représentation du système à commander avec les variables d'entrées/sorties

## 5.6. Conclusion

Dans ce chapitre, on a développé la conception du contrôleur et son implémentation dans Matlab/Simulink. Le système ainsi développé sera testé dans la simulation avec CarSim.

## CHAPITRE 6. SIMULATION DANS CARSIM DU MODÈLE ESC

### 6.1. Introduction de CARSIM

Carsim est un logiciel créé par la firme Mechanical Simulation. Ce logiciel est fortement implanté dans le milieu académique et industriel [7]. Plusieurs universités, organisations de test et de recherches, constructeurs utilisent Carsim. CarSim fournit les méthodes les plus précises, détaillées et efficaces pour simuler le rendement des véhicules de tourisme et des camions de faible puissance. Avec plus de vingt ans de validation réelle par les ingénieurs automobiles, CarSim est universellement l'outil préféré pour analyser la dynamique de véhicule, développer les contrôleurs actifs, prévoir les caractéristiques du fonctionnement d'un véhicule, et concevoir les systèmes de sureté actifs de prochaine génération. Avec des fabricants faisant face aux cycles comprimés de développement de produit, CarSim fournit un ensemble intuitif d'outils pour que les ingénieurs évaluent rapidement le véhicule complet, les sous-composants d'automobile, et les contrôleurs actifs dans un environnement complexe de simulation de conduite.

CarSim est maintenu à jour avec les tendances émergentes dans l'industrie de transport avec les mises à jour fréquentes incluant les fonctionnements tels que : les capteurs et les véhicules de circulation pour le développement de systèmes de sureté actifs, les interfaces aux simulateurs tierce parties, et des protocoles de transmission sans fil de Vehicule-Vehicule et de Vehicule-Infrastructure [52].

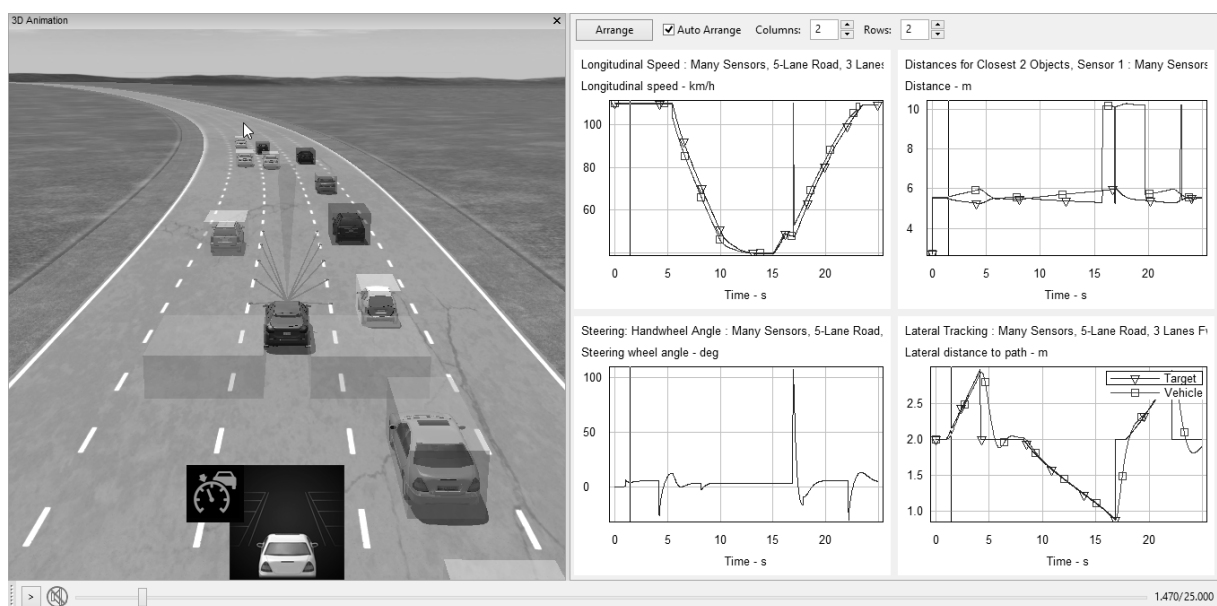


FIGURE 6.1. Interface de CarSim montrant les résultats d'une simulation. La visualisation en 3D est affichée à gauche, tandis que les différentes courbes tracées sont à droite.

#### 6.1.1. Avantages [53]

Les modèles présents dans Carsim permettent de prédire tous les mouvements du véhicule ainsi que la réponse du système en fonction des commandes du conducteur (angle de braquage, changement de vitesse, commande d'accélérateur et de freinage). Les mouvements du véhicule sont causés par les forces générées par l'interaction avec le sol et l'air. Ces modèles

étaient à l'origine, développés pour des tests de haute précision pour le freinage, la direction, l'accélération, la stabilité. De nombreux tests impliquant le système de véhicule ont été menés pour former divers modèles valorisant tous les mouvements du véhicule. La vitesse de traitement de Carsim est très élevée, permettant de supporter une simulation HIL en temps réel avec un ordinateur ordinaire équipé du système Windows. Un ordinateur assez performant est même plus rapide qu'un équipement en temps réel pour le HIL. L'un des avantages de Carsim est la possibilité d'extension avec des logiciels tiers. Les fonctionnalités suivantes sont parmi les avantages remarquables de CarSim.

- Modèles de haute fidélité de véhicule : CarSim inclut les modèles mathématiques détaillés de pour toutes les combinaisons des véhicules avec essieu indépendant et solide, et essieu déformable (modèles non linéaires d'environ 17 degrés de liberté).
- Définition modulaire de véhicule : les sous-systèmes d'automobile sont définis avec des paramètres et des tables qui peuvent être obtenus à partir des données publiées, des outils d'ingénierie et des bancs d'essai. Quand les données ne sont pas disponibles, les données réelles fournies dans la base de données d'échantillon de CarSim peuvent être utilisées. L'approche modulaire de CarSim permet de modifier les paramètres et de lancer la simulation à tout temps pendant le cycle de conception.
- Métrique de rendement d'automobile : CarSim fournit les modèles en boucle ouverte et en boucle fermée de conducteur avec des configurations avancées pour aider rapidement les ingénieurs à découvrir les capacités limites d'un véhicule ou son chemin optimal par une manoeuvre complexe. Ces technologies sont exigées par les constructeurs qui doivent certifier la conformité des règlements de contrôle de stabilité mondiale ISO et ECE (Economic Commission for Europe).
- Intégration de nouvelles technologies utilisant des outils standards de modélisation : Mechanical Simulation fournit des interfaces de connexion à d'autres outils standards de simulation et de modélisation tels que Simulink et LabView. Les utilisateurs expérimentés peuvent développer des technologies standalone en utilisant Visual Studio et l'API de CarSim.
- "Vs commands" : ce langage de script puissant fournit des outils pour contrôler automatiquement les lancements de test, étendre le modèle de véhicule, contrôler les manoeuvres de conduite complexe et modéliser des capteurs auxiliaires.

### **6.1.2. Limites [53]**

Malgré les nombreuses applications offertes par CarSim, il ne peut pas être utilisé dans certaines études telles que:

- la durabilité des composants,
- l'étude en élément fini des corps flexibles
- analyses NVH (Noise Vibration Harshness) haute fréquence (> 20 Hz);
- la durabilité, la corrosion, la propriété des matériaux;

- les accidents (crash);
- le style et design de la carrosserie (body style);
- les facteurs humains (éclairage, radio, fenêtres, navigation, etc.);
- l'électronique.

L'étude et la simulation de ces branches sont effectuées avec d'autres logiciels. Carsim est utilisée pour la dynamique de véhicule.

## 6.2. Modélisation du véhicule dans Carsim

Afin de tester et de valider un ESC, un véhicule réel est nécessaire. Il faut aussi que le modèle du véhicule soit le plus fidèle possible à la réalité. Le modèle de voiture qui sera utilisé est assimilé à une classe D-Sedan, le BMW 330xi montré par la figure 6.2. Le choix porté sur ce véhicule est basé sur la disponibilité des données techniques valides nécessaires. Les données utilisées sont fournies par l'IKA dans le rapport de laboratoire [22].



FIGURE 6.2. Photo d'un BMW 330xi

### 6.2.1. Les caractéristiques physiques extérieures du véhicule

Le BMW 330xi est une voiture particulière construite par la firme allemande Bayerische Motoren Werke AG. Ce véhicule est produit depuis l'année 2004. La dimension et la forme de ce véhicule sont données dans le Tableau XI et montrées par la figure 6.3.



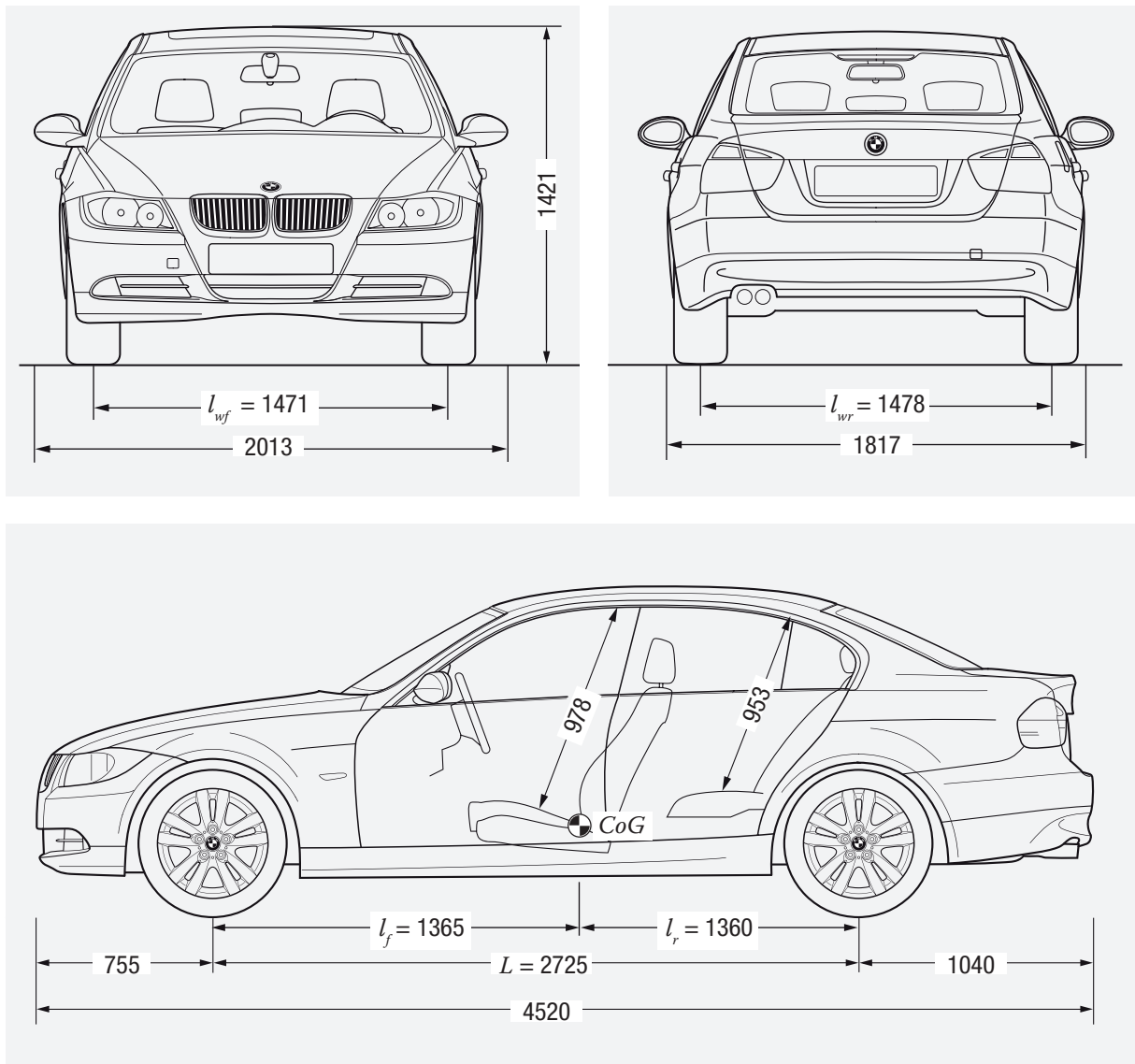


FIGURE 6.3. Dimensions du BMW 330xi en mm [54]

TABEAU XI. Dimension et forme de la BMW 330xi

Grandeur physique	Symbole	Dimension [Unité]
Empâtement	$L$	2,725 [m]
Largeur du piste avant	$l_{wf}$	1,471 [m]
Largeur du piste arrière	$l_{wr}$	1,478 [m]
Rayon dynamique du pneu	$r_{eff}$	0,3184 [m]
Masse totale	$m$	1725 [kg]
Distance entre l'essieu avant et le CoG	$l_f$	1,365 [m]
Moment d'inertie autour de l'axe z	$I_z$	2730 [kg.m <sup>2</sup> ]

### 6.2.2. Moteur

Comme le BMW 330xi est plus dominant en propulsion malgré ses quatre roues motrices, il sera alors modélisé comme un véhicule à propulsion (RWD). Comme la puissance de traction n'a pas d'importance très significative, la puissance en traction est modélisée selon les composants standards de Carsim [13].

Le véhicule est en conséquence, équipé d'un moteur standard de 150 kW qui est déjà prédéfini dans Carsim. Ce moteur est accompagné de convertisseur de couple, d'une boîte de vitesse standard de 6 vitesses et d'un différentiel standard de rapport 4/1. La raison pour laquelle le couple moteur n'est pas appliqué directement aux roues est qu'il annulerait l'effet de la différentielle en arrière, ce qui n'est pas désiré.

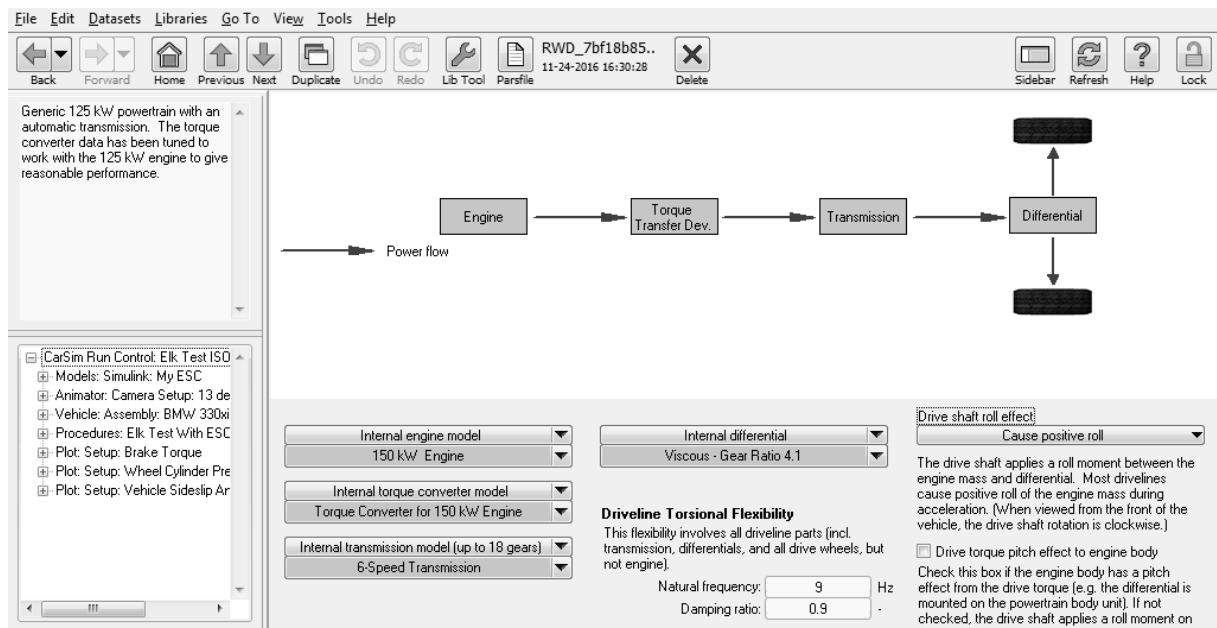


FIGURE 6.4. Fenêtre de paramétrage du moteur

### 6.2.3. Système de frein

Le système de freinage est modélisé selon la source [22]. Dans ce rapport la puissance de freinage au niveau des roues est mesurée en fonction de la pression de frein. Le coefficient de freinage équivalent est le rapport entre le couple de freinage appliqué et la pression exercée sur chaque roue. Les relations résumant entre le couple de freinage et la pression de frein sont:  $C_{pf} = 237 \text{ Nm/MPa}$  pour l'essieu avant et  $C_{pr} = 117 \text{ Nm/MPa}$  pour l'essieu arrière [13]. Les deux relations sont indépendantes de la vitesse.

Carsim offre en option l'utilisation d'un contrôleur interne ABS. Vu que le projet présent assimile un système ABS intégré, le contrôle ABS interne de CarSim sera désactivé. La figure 6.5 montre la configuration du système de frein dans CarSim.

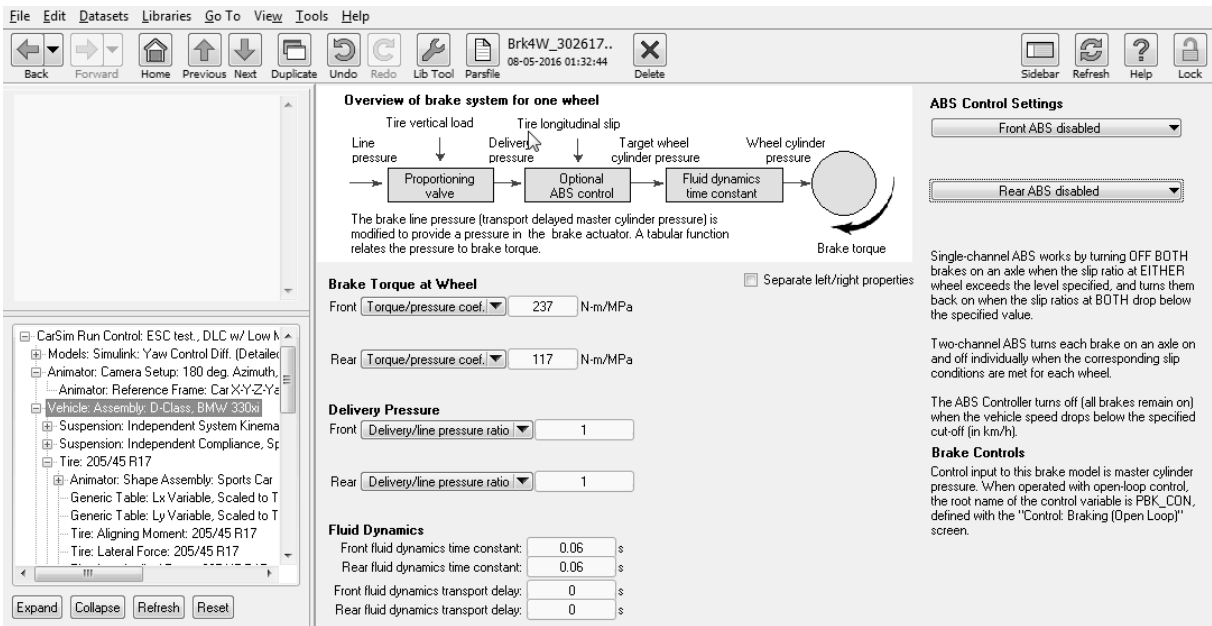


FIGURE 6.5. Configuration du système de frein dans CarSim

#### 6.2.4. Système de direction

Selon [55], l'angle de braquage des pneus  $\delta_F$  est obtenu par la relation  $\delta_H = \delta_F i_S$ , où :

- $\delta_H$  : l'angle de braquage du volant, entré par le conducteur;
- $i_S$  : le taux de réduction de la direction, supposé constant.

Pour le BMW 330xi,  $i_S = 16,8$  selon [13].

Pour les autres paramètres relatifs au système de direction, le modèle par défaut des véhicules de classe D-Sedan sera utilisé.

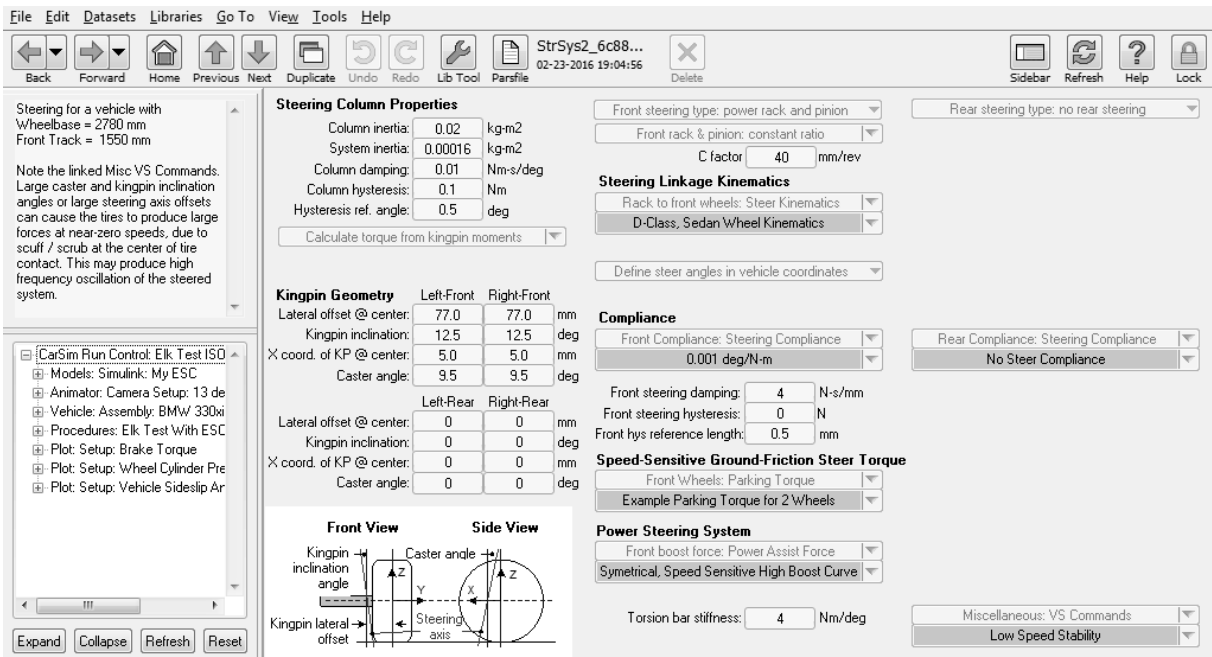


FIGURE 6.6. Configuration des paramètres du système de direction dans CarSim

## 6.2.5. Les pneus

Les pneus sont les connexions entre le véhicule et le sol. Toutes les forces agissantes entre le véhicule et le sol sont transférées via les pneus. Les pneus ont donc une importance cruciale pour le comportement du véhicule, particulièrement pendant une prise de virage. Une modélisation juste et précise est essentielle. Parmi les pneus recommandés par le constructeur, le modèle prédéfini dans CarSim 205/55R16 sera utilisé [54].

La configuration du pneu est montrée par la figure 6.7.

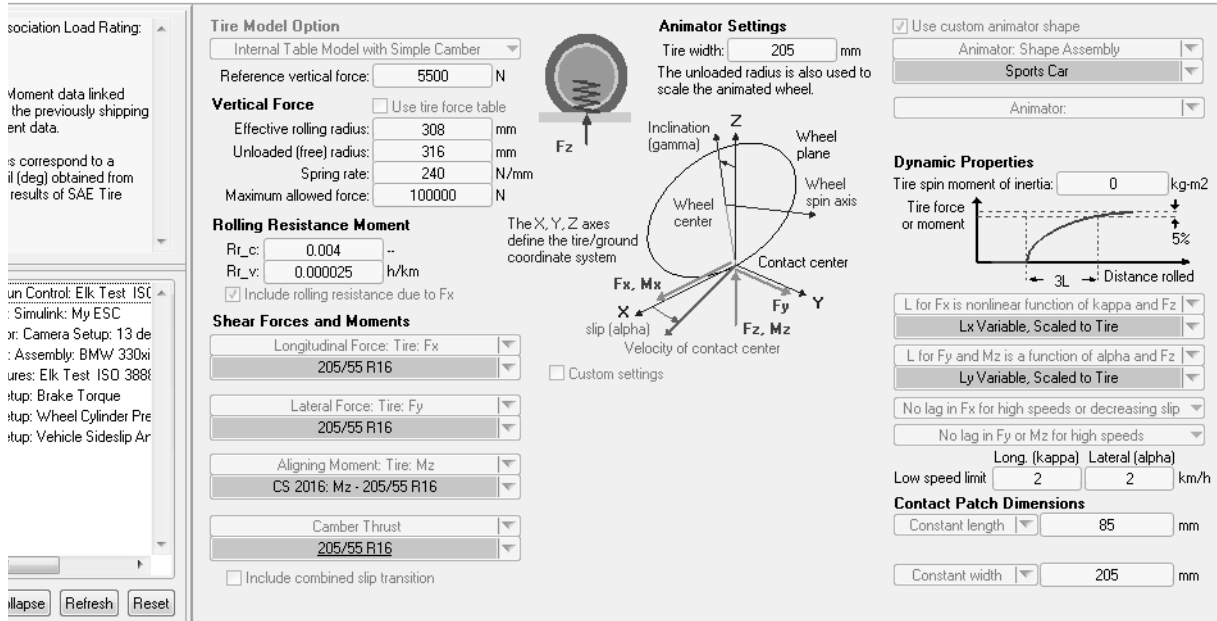


FIGURE 6.7. Configuration du pneu 205/55R16 dans CarSim

Les courbes caractéristiques sont montrées par la figure 6.8 et la figure 6.9.

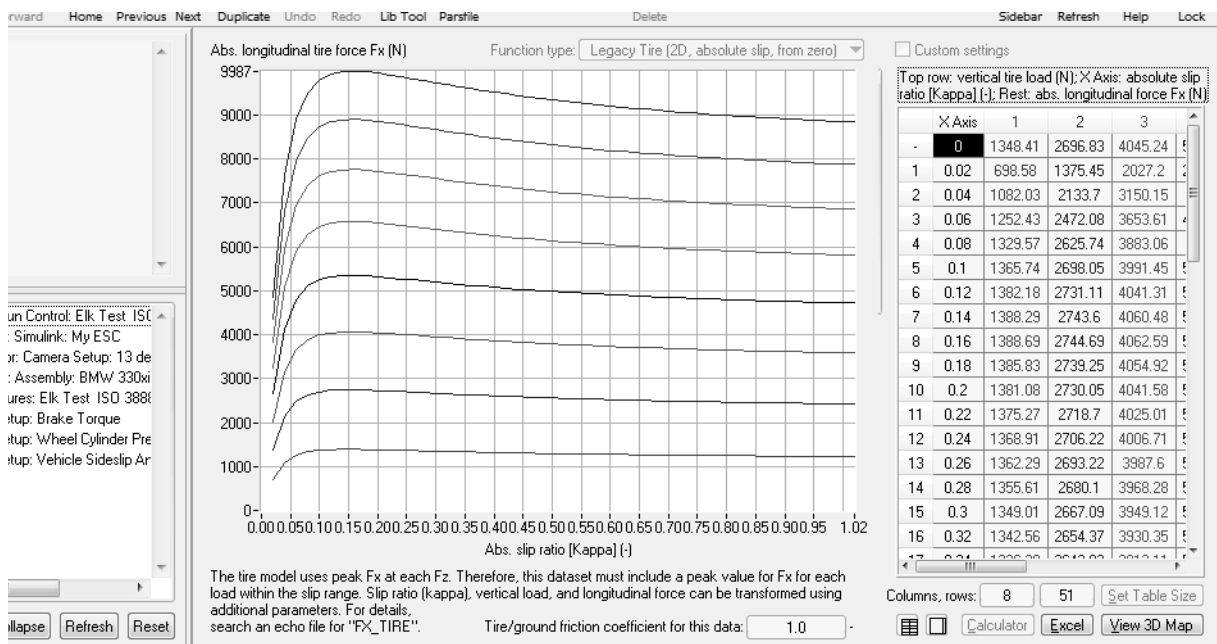


FIGURE 6.8. Les courbes de  $F_x$  en fonction de  $\kappa$  et de  $F_z$

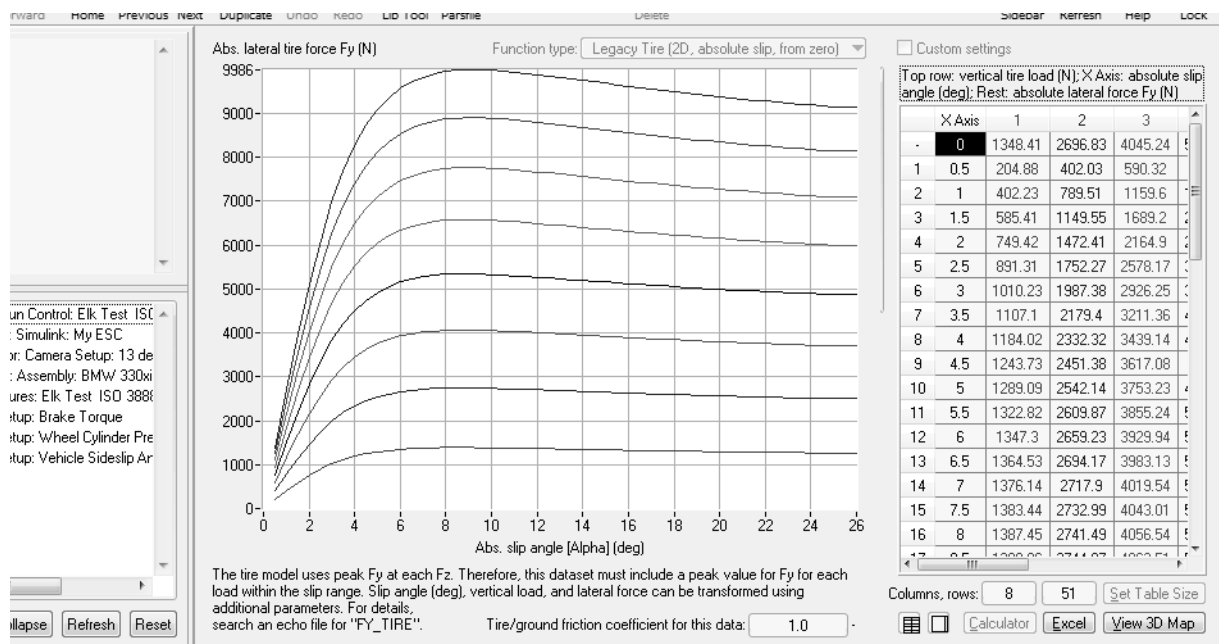


FIGURE 6.9. Courbes de  $F_y$  en fonction de  $\alpha$  et de  $F_z$

## 6.2.6. Modèle de conducteur

Le modèle de conducteur utilisé simule le comportement humain dans une manoeuvre de conduite. On utilise le modèle de conducteur interne de CarSim. Le conducteur doit suivre la trajectoire de la route en tenant compte la réponse de son véhicule. Dans le cas des tests ISO 3888-1 et ISO 3888-2, le conducteur va essayer de diriger le véhicule par le volant sans actionner ni l'accélérateur ni le frein. Le modèle de conducteur interne dans CarSim qui est choisi est de type "suiveur de chemin", contrôlant uniquement la direction (par le volant). Ce modèle est détaillé dans CarSim. La commande optimale est la base de la commande utilisée par ce modèle [56].

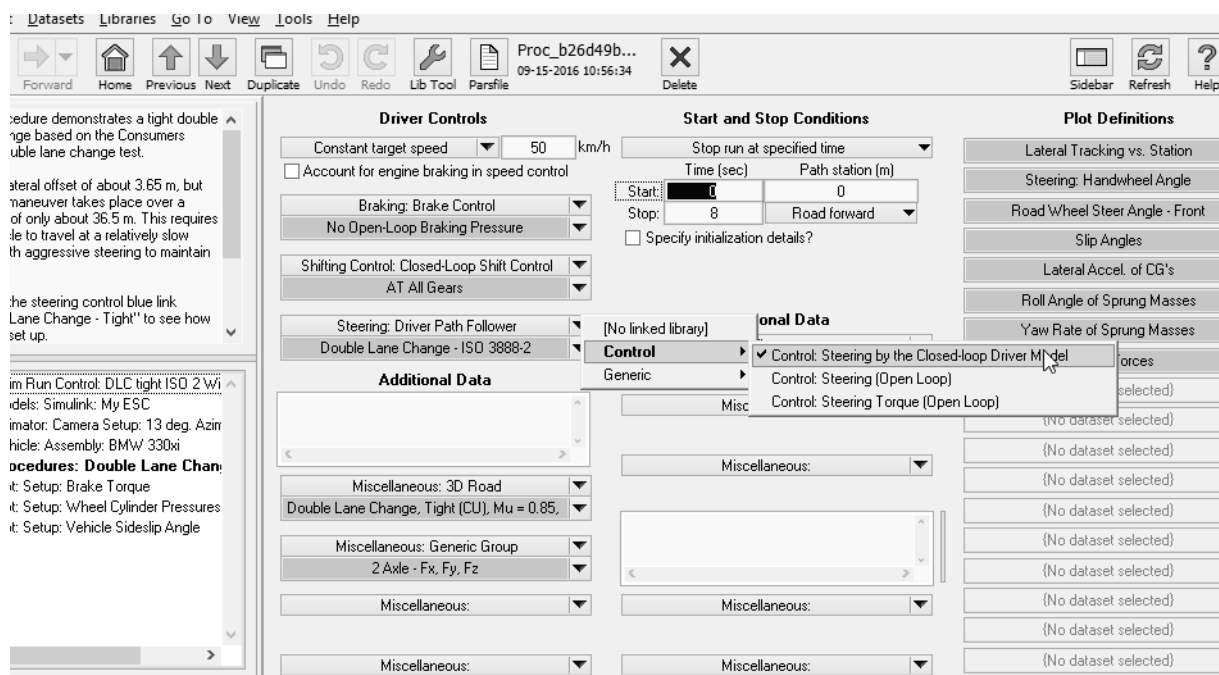


FIGURE 6.10. Configuration du modèle de conducteur dans CarSim

### 6.3. Vérification et validation du modèle du véhicule BMW 330xi

Comme le but de cette étude est de concevoir un contrôleur de stabilité de voiture, le modèle de BMW 330xi créé dans CarSim n'est pas nécessairement parfait. Néanmoins, il est désiré que ce modèle se comporte comme le véhicule réel dans la situation normale de conduite. Un test est effectué pour vérifier si le comportement du véhicule est réaliste dans une situation courante. Cela permet aussi de valider le modèle pour la pertinence de l'étude.

Le modèle de véhicule BMW 330xi va être testé sur une manoeuvre de changement de file (Double Lane Change ou DLC) avec un décalage de 3,5 m à 150 km/h. Le modèle interne de conducteur de CarSim sera utilisé. Ce test est proche de la manoeuvre ISO 3888-1. La longueur du trajet est la grande différence entre ces deux manoeuvres.

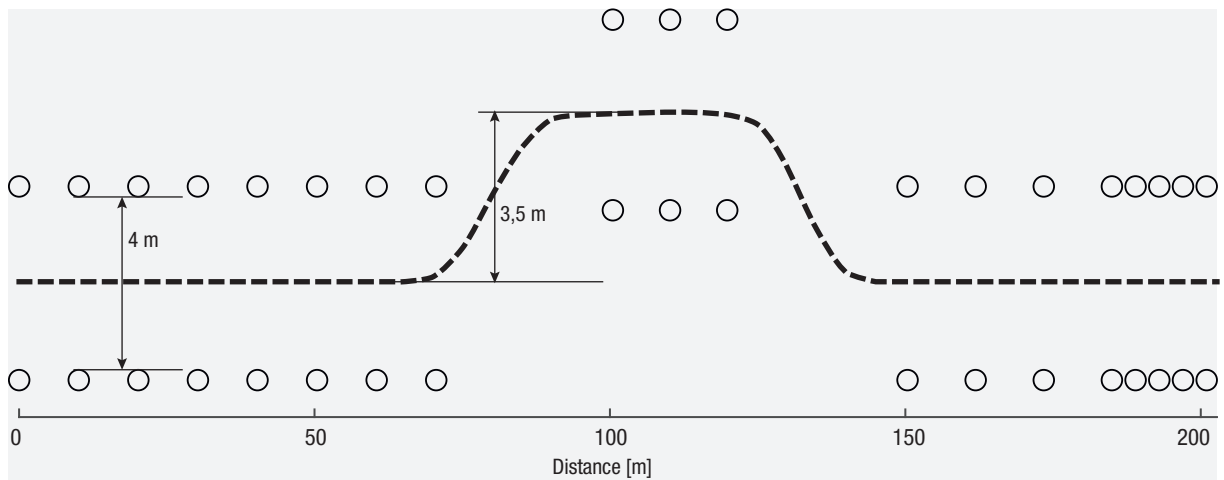


FIGURE 6.11. Le double changement de file (Double Lane Change ou DLC). La trajectoire de référence du véhicule est en ligne pointillée grasse. Les cercles représentent la position des cônes de délimitation.

Les configurations du modèle de véhicule virtuel et du véhicule réel sont quasiment les mêmes sauf les pneus. Les pneus ne sont pas identiques dues au manque de données. Le véhicule réel BMW 330xi utilisera le 205/50R17 tandis que celui du modèle virtuel est le 205/55R16. Néanmoins, les comportements des deux véhicules doivent être proches.

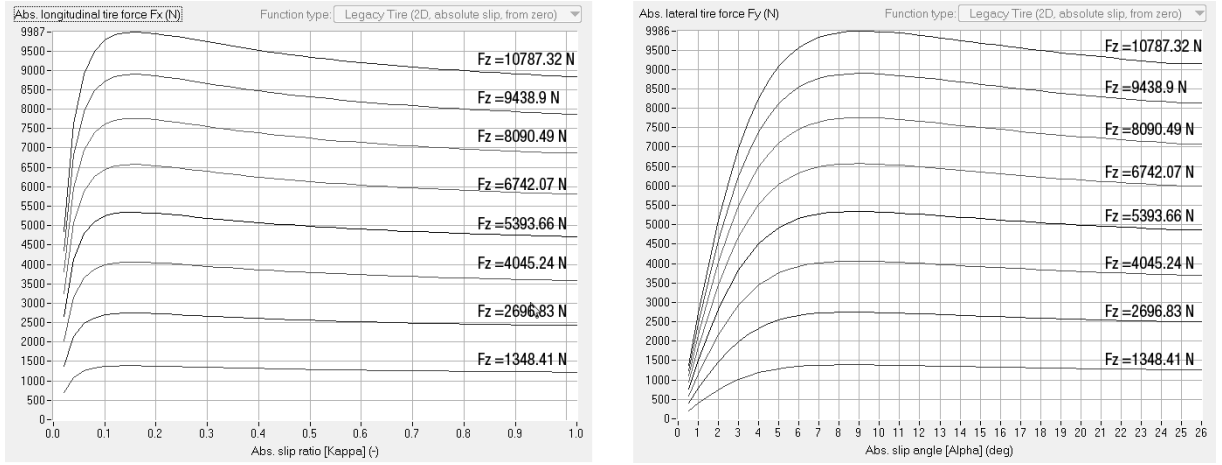


FIGURE 6.12. Caractéristiques du pneu 205/55R16, fourni avec CarSim. À gauche, la force longitudinale  $F_x$  est tracée en fonction du glissement absolu  $\kappa$  et de la force verticale  $F_z$ . À droite, la force latérale  $F_y$  est représentée en fonction de la dérive absolue  $\alpha$  et de la force verticale  $F_z$ .

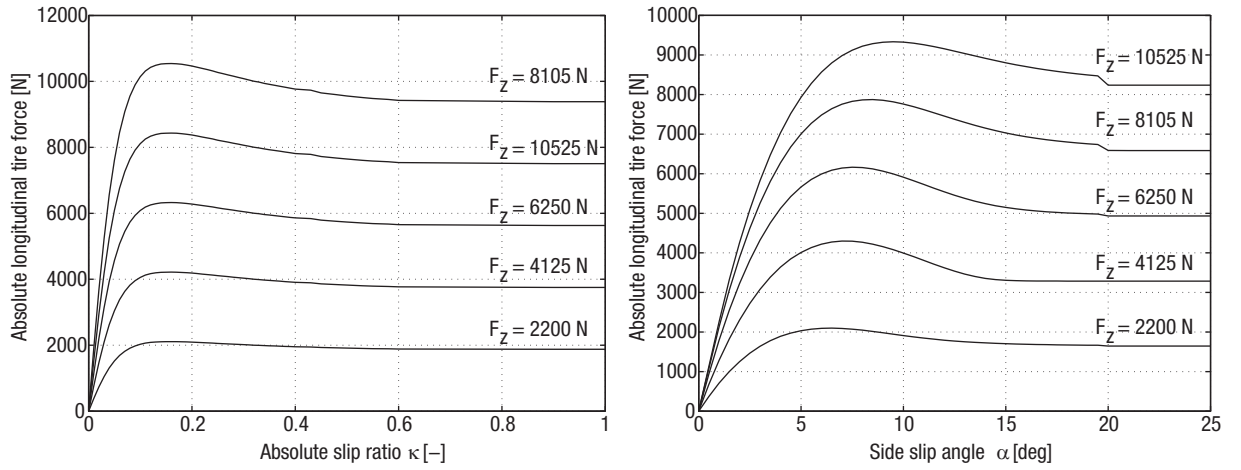


FIGURE 6.13. Caractéristiques du pneu 205/50R17, fourni par [22]. À gauche, la force longitudinale  $F_x$  est tracée en fonction du glissement absolu  $\kappa$  et de la force verticale  $F_z$ . À droite, la force latérale  $F_y$  est représentée en fonction de la dérive absolue  $\alpha$  et de la force verticale  $F_z$ .

La stabilité latérale est le comportement observé, représentée par les deux variables d'états  $\beta$  et  $\dot{\psi}$  sur la figure 6.14. Les données réelles du BMW 330xi sont fournies par [22]. Le résultat obtenu est assez bon. Les comportements des deux véhicules sont assez proches, permettant la validation du modèle. Le modèle de BMW 330xi créé dans CarSim peut être utilisé au test de l'ESC.



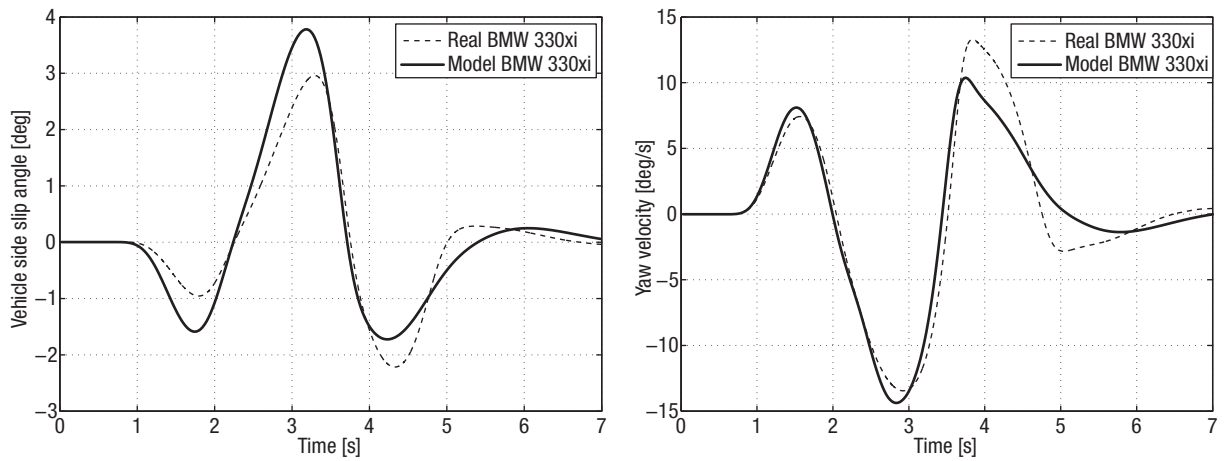


FIGURE 6.14. Les angles de dérapages (à gauche) et les vitesses de lacet (à droite) pendant un double changement de file avec un écart de 3,5 m à 150 km/h.

#### 6.4. Procédure de test

En production, différentes procédures doivent être exécutées afin d'évaluer et de valider chaque module nécessaire. Dans ce projet, les résultats le rapport de laboratoire IKA sera utilisé comme référence.

Deux manoeuvres de test seront effectuées basées sur l'ISO 3888-2. Le test ISO permet de déterminer le survirage. Le premier test s'appuie sur la manoeuvre ISO 3888-2 modifiée. Selon [38], la NHTSA décrit le test ISO 3888-2 modifié comme plus adéquat que l'original pour exciter l'ESC. Le deuxième test sera la manoeuvre évasive ou "Elk test", identifié comme le test ISO 3888-2 inversé. Ce test permet de déterminer le sous-virage. Un modèle de développement géométrique de trajectoire de l'ISO 3888 est expliqué en annexe D.

La combinaison des mesures sera utilisée pour juger la performance du véhicule et de l'ESC. Les tests de performance sont composés d'une manoeuvre d'évitement d'obstacle nommé ISO 3888-2 modifiée et d'une manoeuvre évasive nommée Elk test. Les deux tests sont dérivés du test original ISO 3888-2 décrit par la figure 6.15.

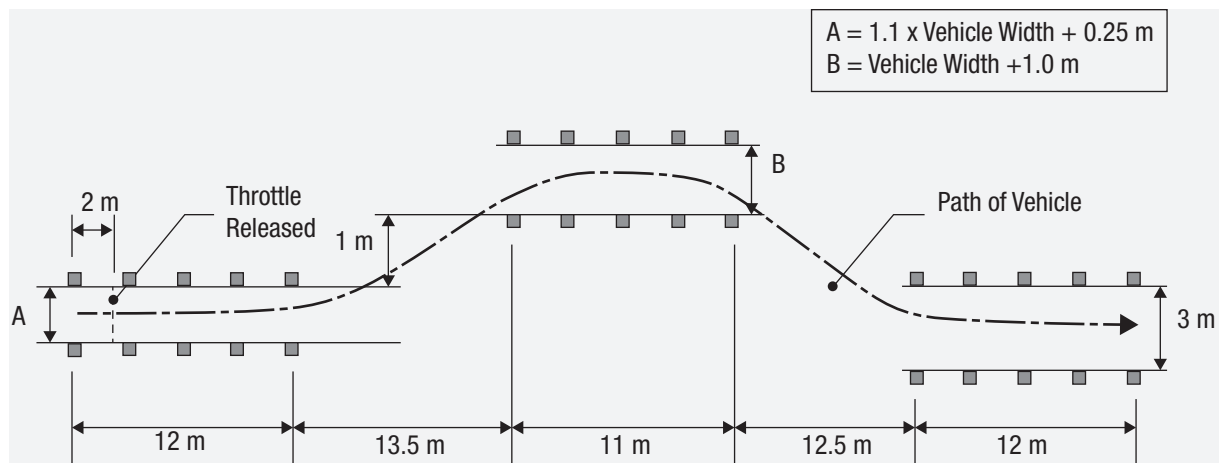


FIGURE 6.15. Piste de la manoeuvre de test ISO 3888-2 (Emergency double lane-change) [57]



La manoeuvre ISO 3888-2 modifiée est montrée comme suit.

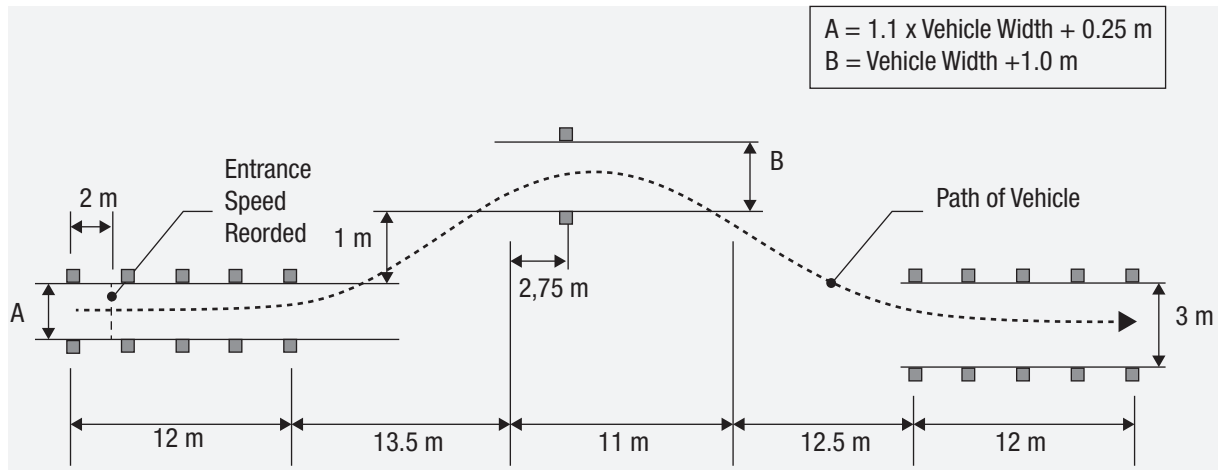


FIGURE 6.16. Test ISO 3888-2 modifié [38]

La manoeuvre évasive “Elk test” est présentée comme suit.

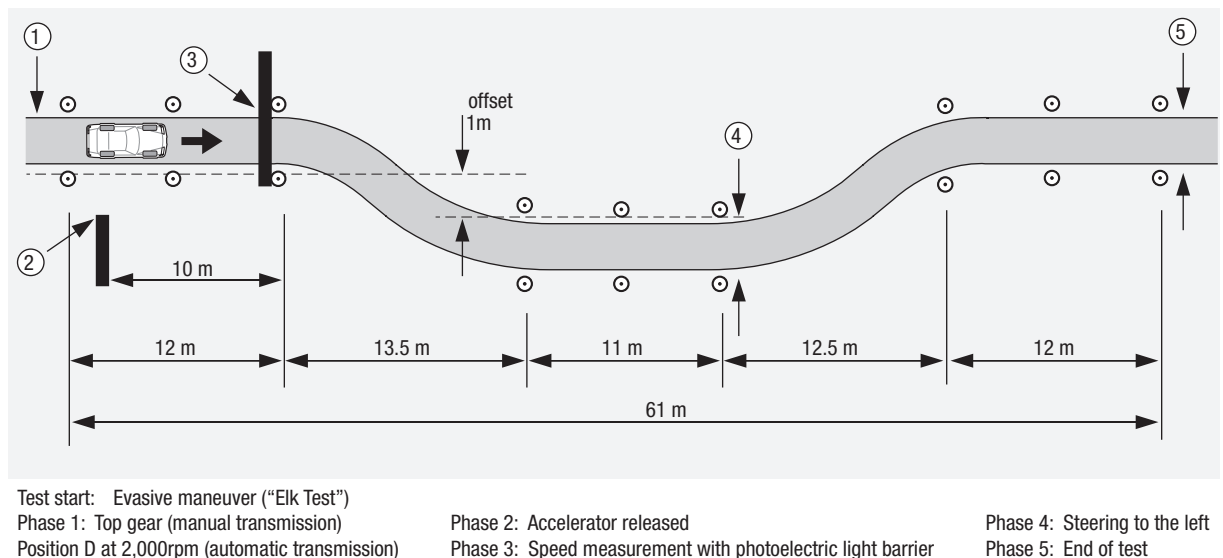


FIGURE 6.17. La manoeuvre évasive “Elk test” [19].

## 6.5. Résultats des simulations

### 6.5.1. ISO 3888-2 modifiée : Manoeuvre d’évitement d’obstacle

Il est primordial de déterminer la réponse du véhicule dans une manoeuvre menée par le conducteur. Cela définit alors le problème à résoudre. La simulation suivante assimile un système en boucle fermée de deux véhicules dont l’un d’eux sera équipé de l’ESC modélisé auparavant. Le conducteur agit en fonction du comportement de son véhicule et selon la trajectoire désirée. Comme l’indique la SAE, l’ESC doit être capable de stabiliser sur toute les plages de vitesse. Dans notre cas, ayant conscience que l’ESC fonctionne dans les situations critiques, on fera deux tests à 70 km/h et 80 km/h.

Les paramètres de test sont:

Parcours : ISO 3888-2 modifié, manoeuvre d'évitement d'obstacle  
Véhicule : BMW 330xi  
Coefficient de friction :  $\mu = 0,85$  équivalent à une surface d'asphalte sec  
Application de freinage : freinage active seulement, le conducteur n'appui pas le pédale de frein  
Modèle de conducteur : modèle de conducteur en boucle fermé (intégré avec CarSim)

a) Test ISO 3888-2 modifié à 70 km/h

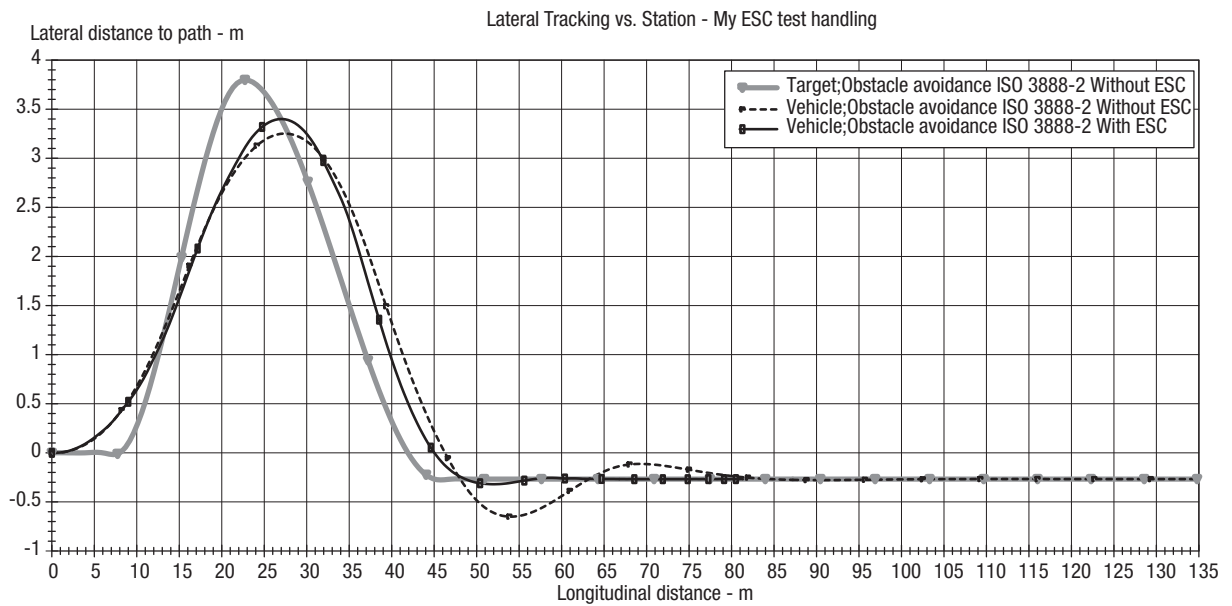


FIGURE 6.18. Mouvement latéral des deux véhicules sur la piste ISO 3888-2 modifiée à 70 km/h

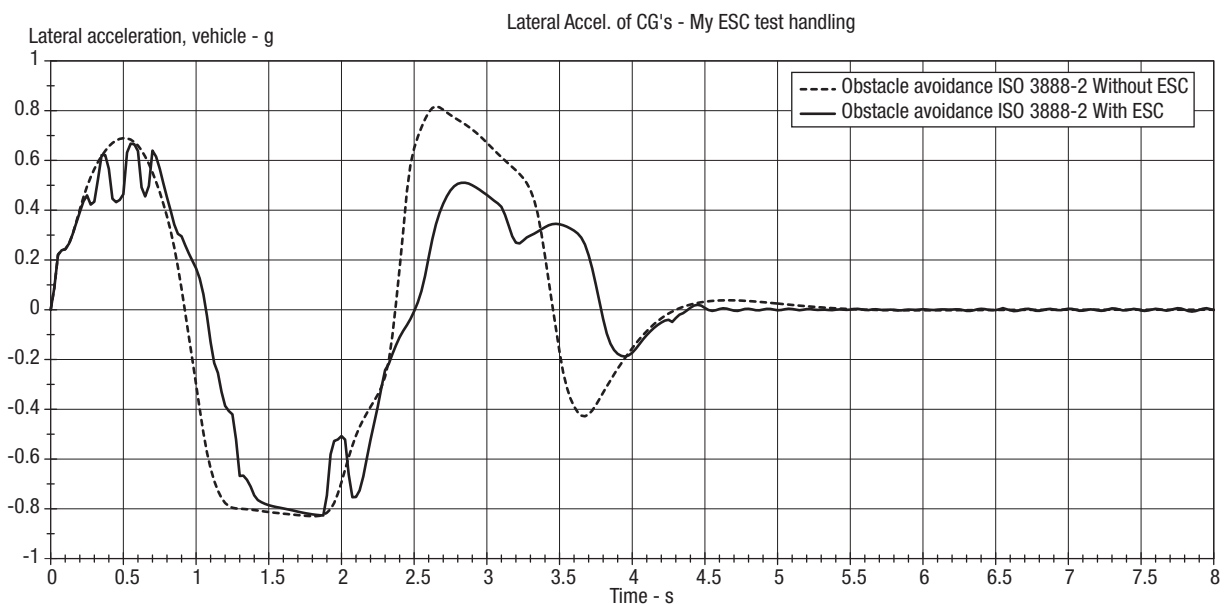


FIGURE 6.19. Courbes de variation des accélérations latérales en fonction du temps

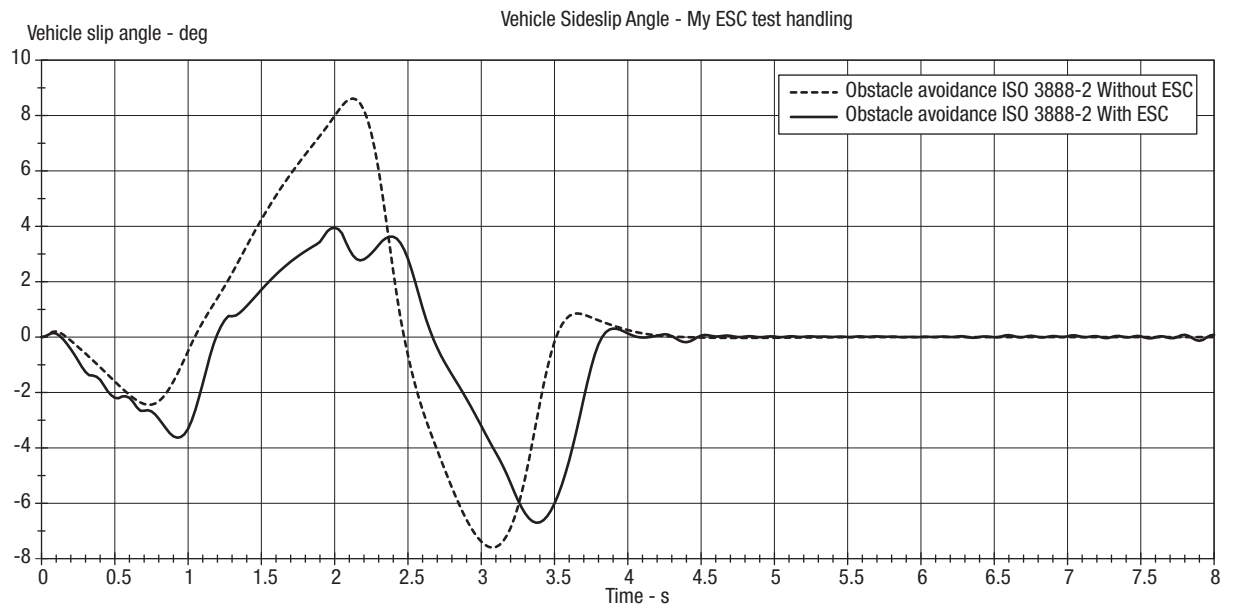


FIGURE 6.20. Courbes de variation de  $\beta$  en fonction du temps

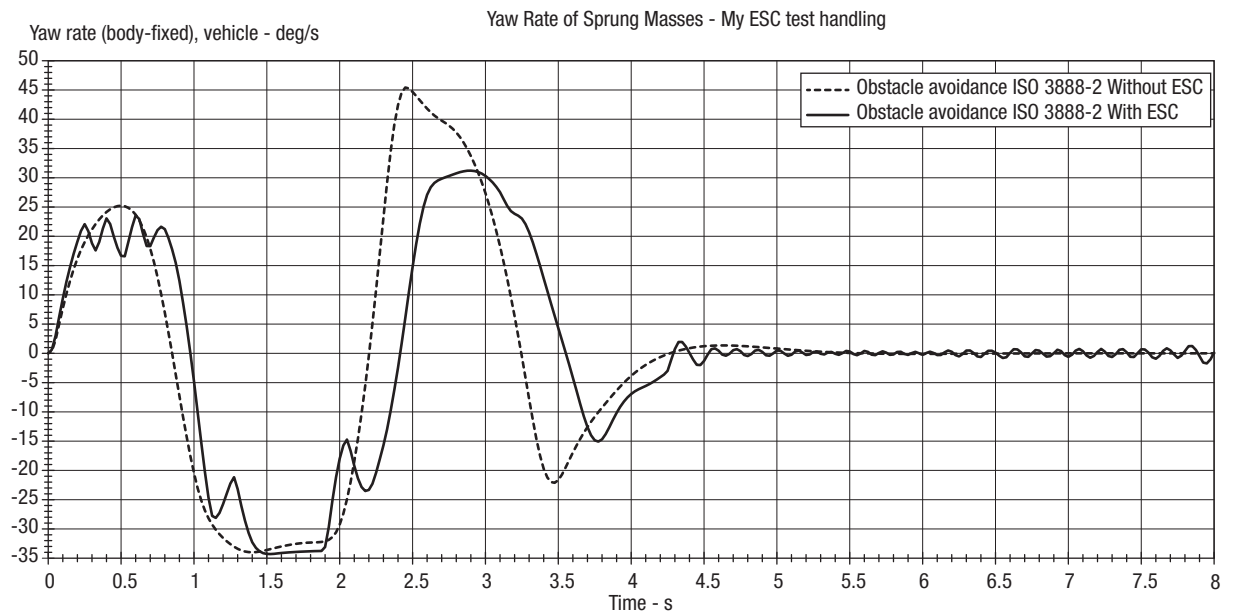


FIGURE 6.21. Courbes de variation de  $\dot{\psi}$  en fonction du temps

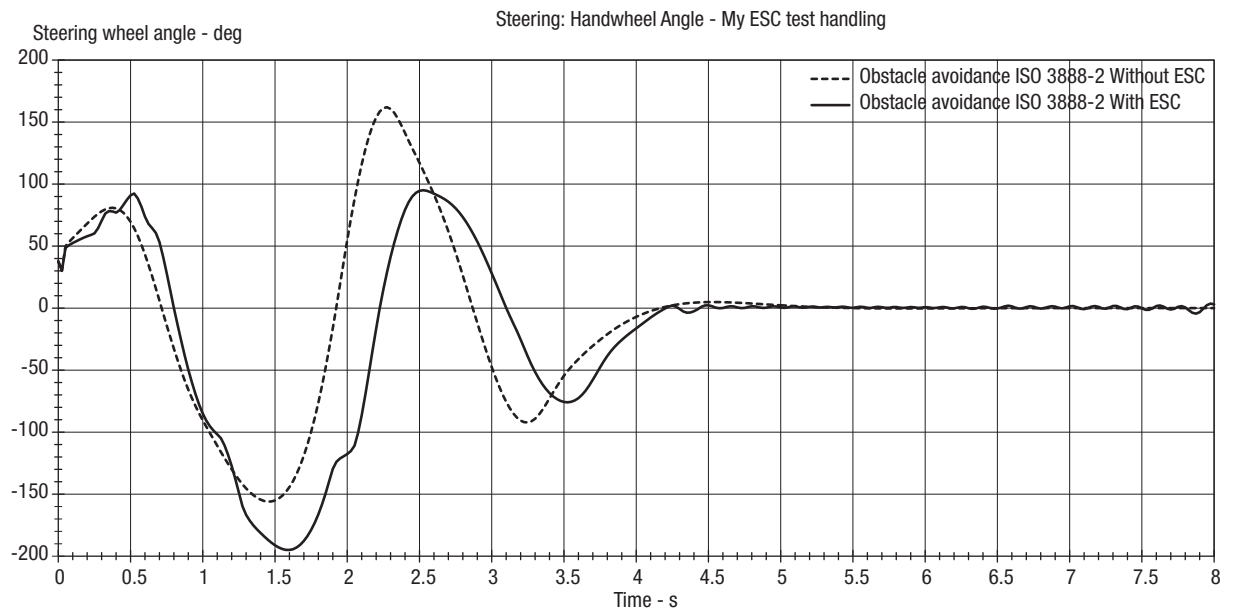


FIGURE 6.22. Courbes de variations de l'angle du volant entré par le conducteur

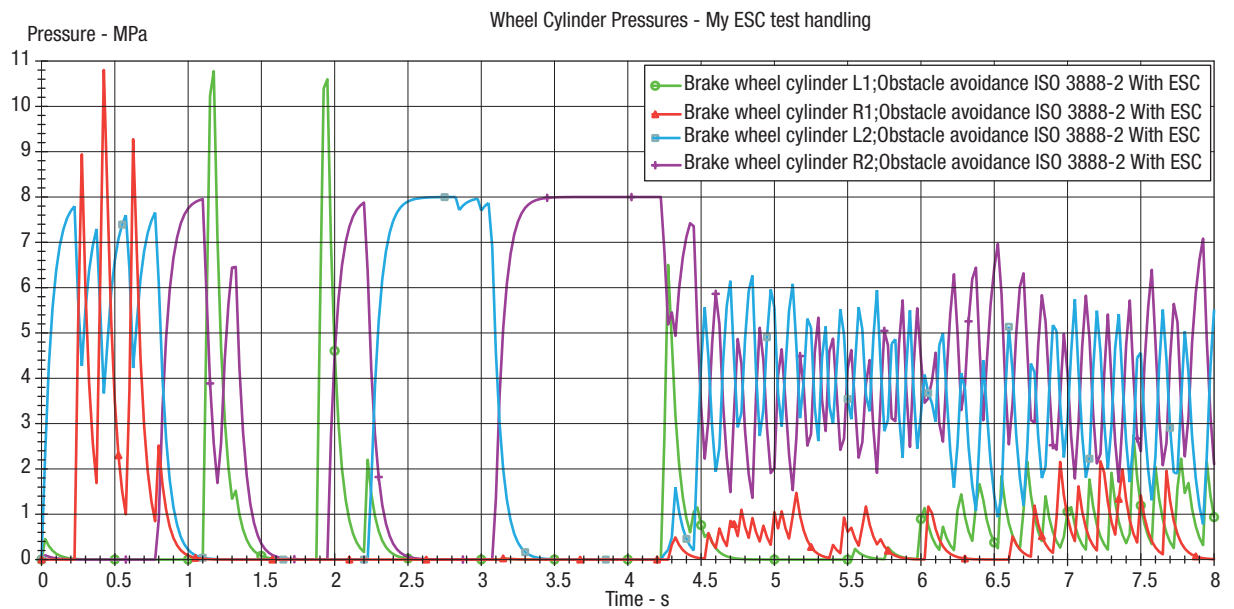


FIGURE 6.23. Pressions de freinage de chaque roue



FIGURE 6.24. Les deux véhicules exécutant de test ISO 3888-2 modifiée dans l'environnement simulé de CarSim

### b) Test ISO 3888-2 modifié à 80 km/h

Le test ISO 3888-2 modifié sera maintenant exécuté à une vitesse de 80 km/h.

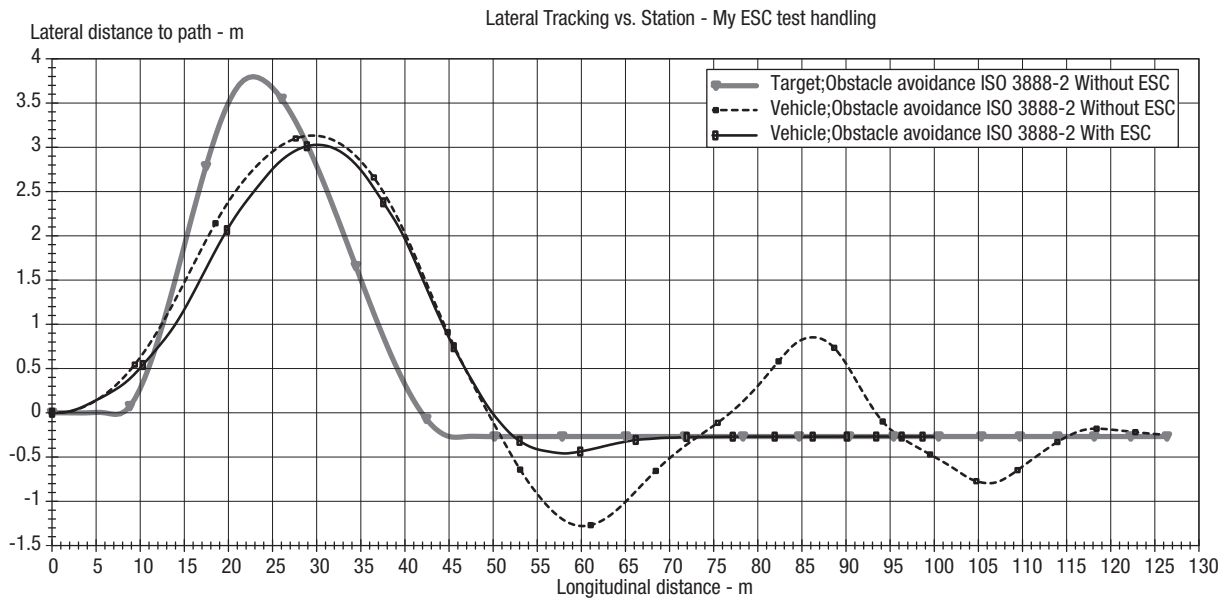


FIGURE 6.25. Mouvement latéral des deux véhicules sur la piste ISO 3888-2 modifié à 80 km/h

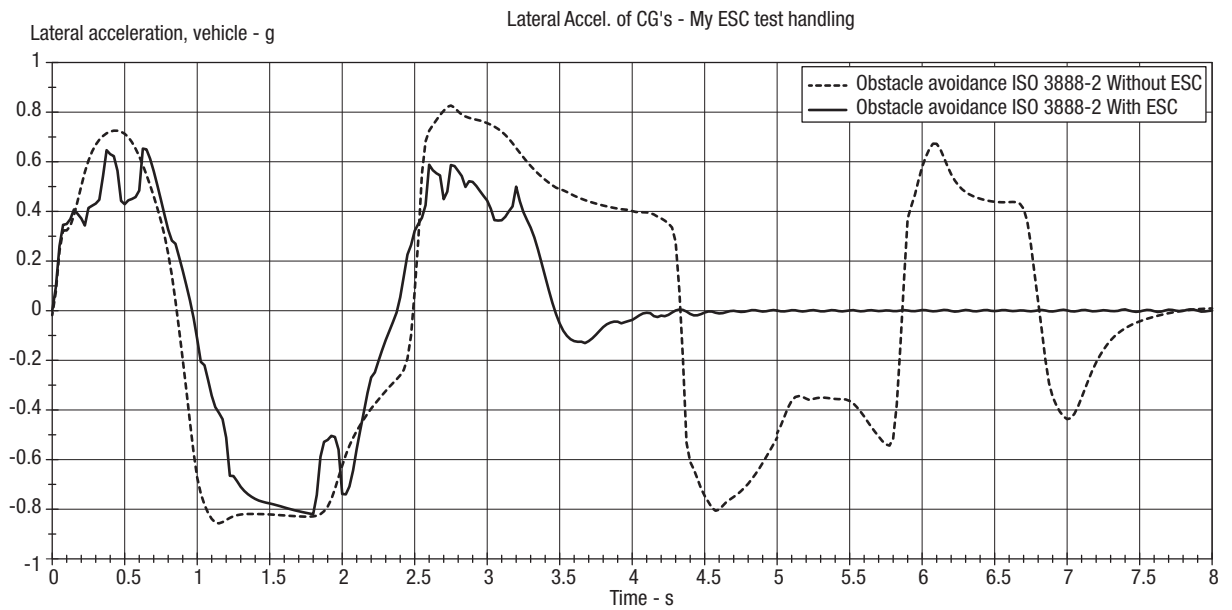


FIGURE 6.26. Courbes de variation des accélérations latérales en fonction du temps

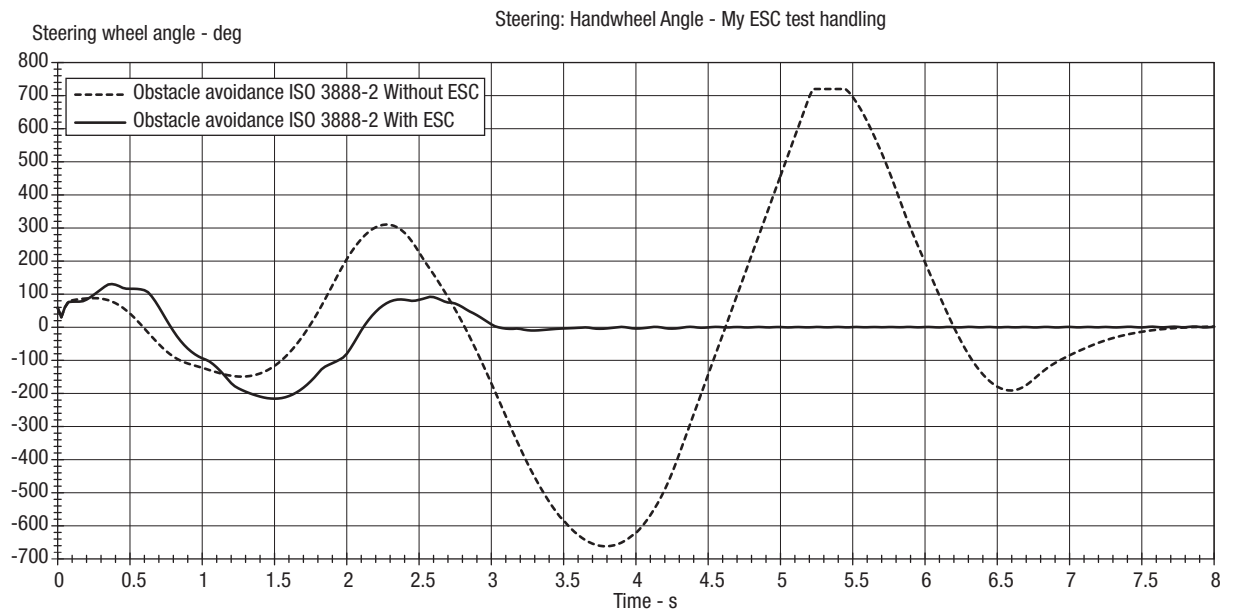


FIGURE 6.27. Courbes d'évolution de braquage de volant

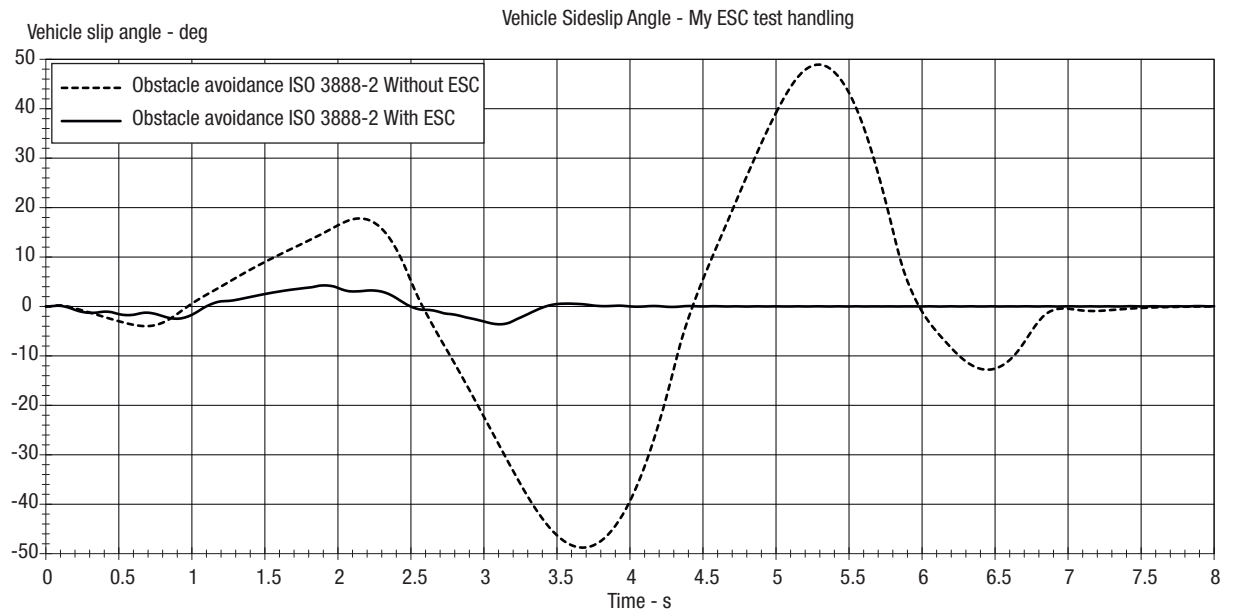


FIGURE 6.28. Courbes de variation de  $\beta$  des deux véhicules

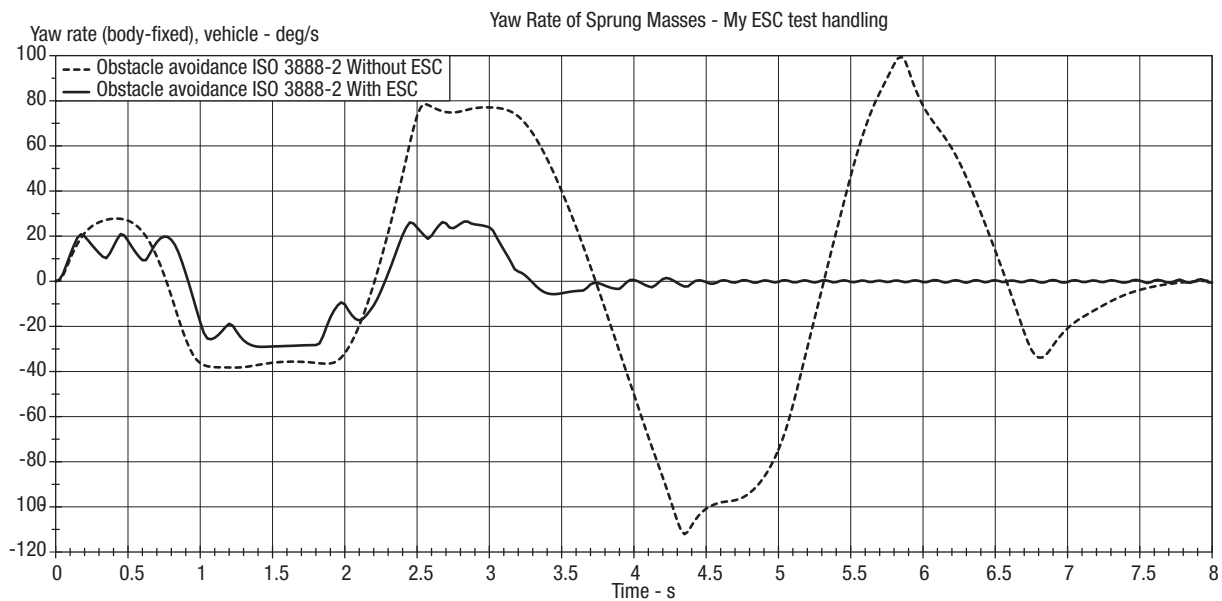


FIGURE 6.29. Courbe de variation de  $\dot{\psi}$  pour les deux voitures

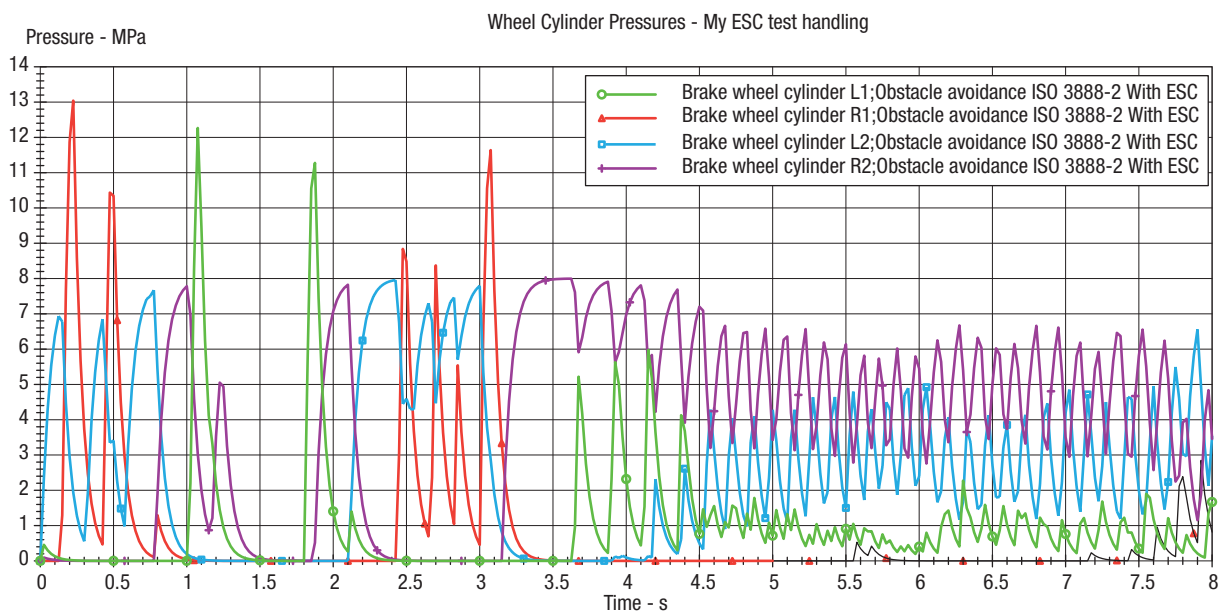


FIGURE 6.30. Variation des pressions de freinage de chaque roue en fonction du temps

### 6.5.2. Manoeuvre évasive: "Elk test"

Le parcours évasif assimile une manoeuvre de changement de file ou de dépassement. Afin d'obtenir des résultats à la fois différents de l'ISO 3888-2 modifiée et mettant en évidence le rôle de l'ESC dans diverses situations, le sens de la manoeuvre ISO 3888-2 a été inversé. Cela permettra d'évaluer le comportement du véhicule dans une situation non habituelle tel qu'on rencontre lors d'une action évasive. Le test va démarrer à 70 km/h. Comme précédemment, un véhicule sans ESC est comparé à un véhicule avec l'ESC qu'on a modélisé dans Simulink. Les deux véhicules sont les mêmes.

Légende: les courbes du véhicule sans ESC sont en ligne pointillée tandis que celui qui est équipé d'ESC est en ligne continue. Les paramètres de test sont:

Parcours	: ISO 3888-2 inversé, manoeuvre de dépassement
Véhicule	: BMW 330xi
Coefficient de friction	: $\mu = 0,85$ équivalent à une surface en asphalt sec
Application de freinage	: freinage active seulement, le conducteur n'appui pas le pédale de frein
Modèle de conducteur	: modèle de conducteur en boucle fermé (intégré avec CarSim).

Dans la plupart des cas, les véhicules équipés d'un ESC doivent réussir ce test.

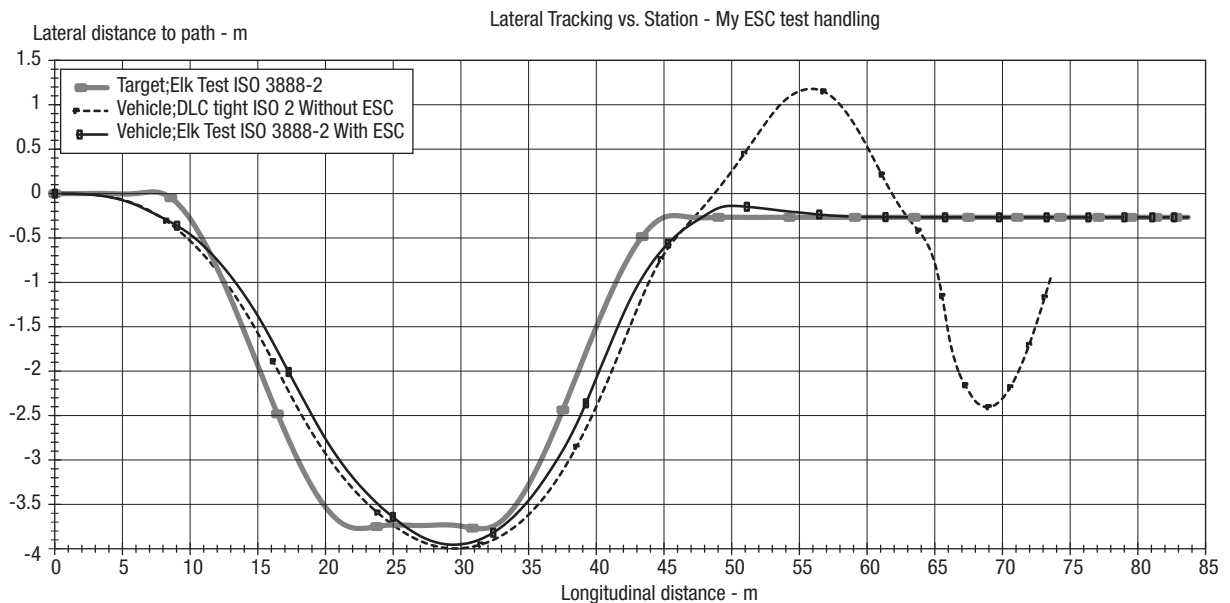


FIGURE 6.31. Courbes de trajectoires des deux véhicules par rapport à la trajectoire de référence



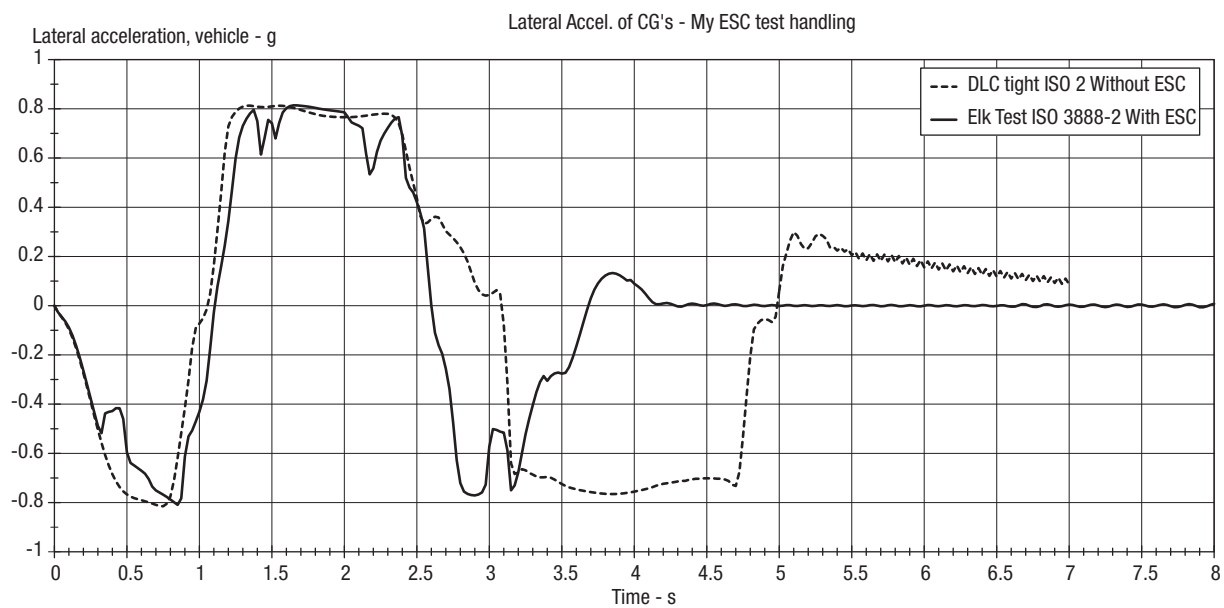


FIGURE 6.32. Courbes de variations de l'accélération latérale

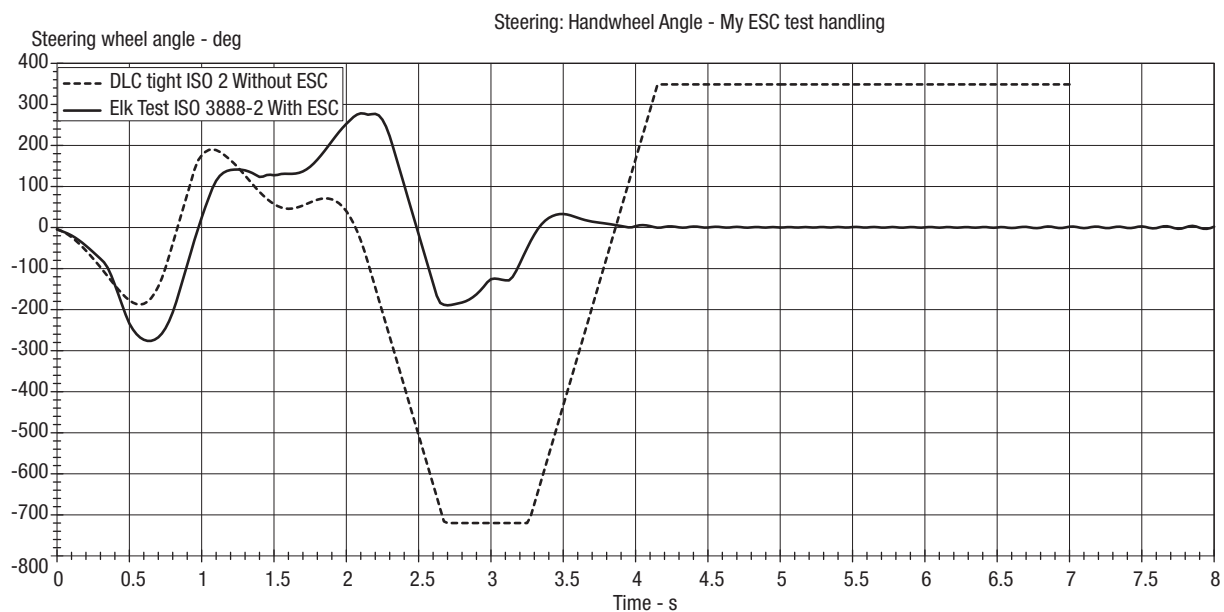


FIGURE 6.33. Courbes de variations du braquage de volant

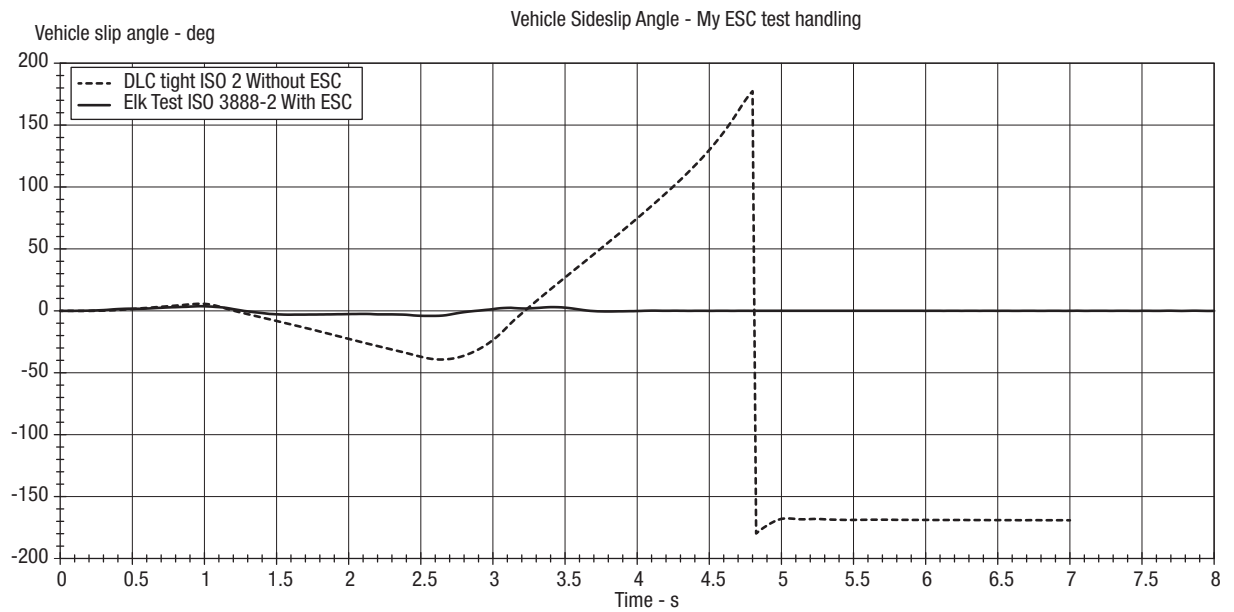


FIGURE 6.34. Courbes de variations du dérapage  $\beta$

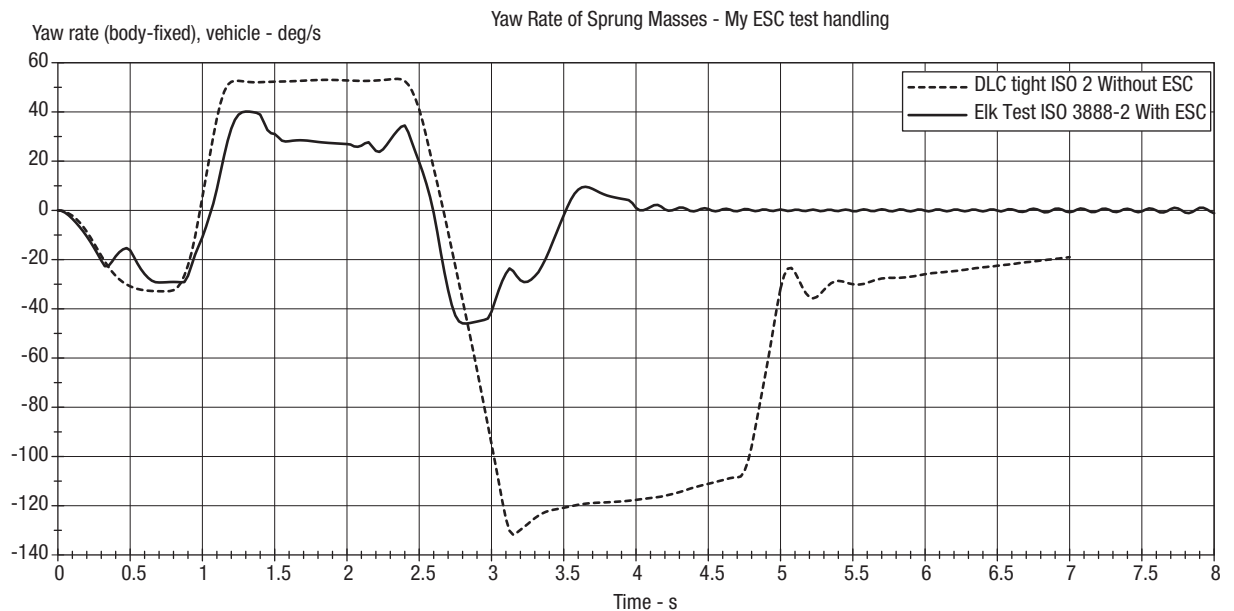


FIGURE 6.35. Courbes de variations de la vitesse de lacet

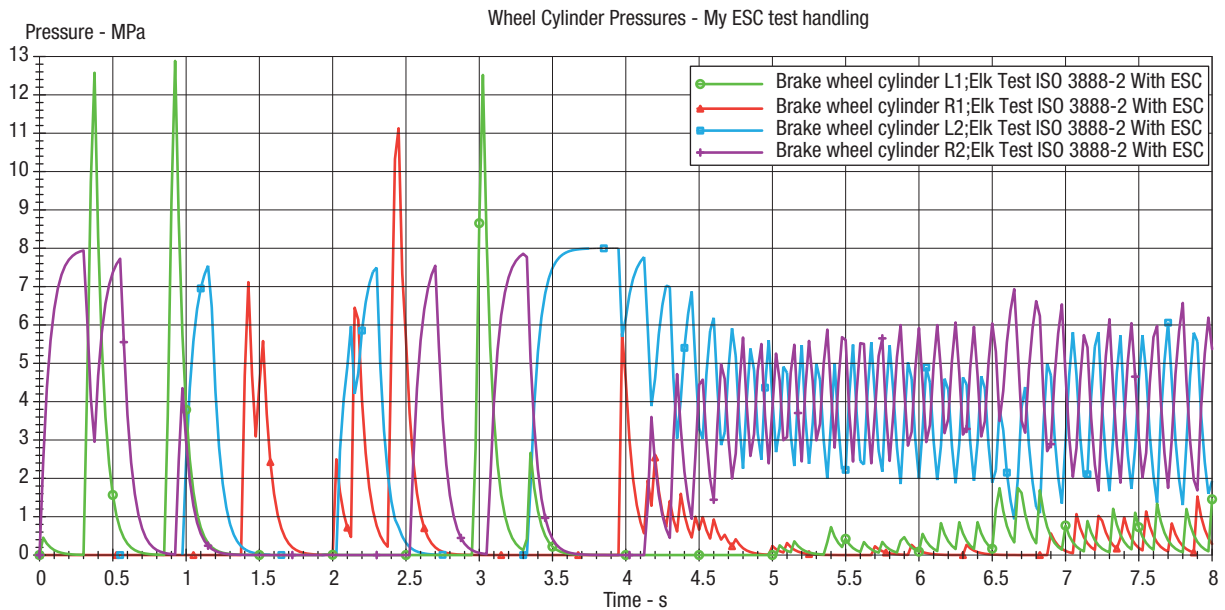


FIGURE 6.36. Courbes de variations des pressions de freinage

## 6.6. Analyse et interprétation des résultats

### 6.6.1. Test 1: manœuvre d'évitement d'obstacle

#### a) Véhicule sans ESC

Le conducteur essaye de prendre le premier virage à gauche par une tentative de braquage jusqu'à  $80^\circ$ . Cette manœuvre génère une brusque variation de l'accélération latérale, indiquée par la fig 5.18. En conséquence, le véhicule entre dans la zone non linéaire à 0,3 s. La stabilité du véhicule est menacée. Cette instabilité est traduite par la variation notable de l'angle de dérapage du véhicule  $\beta$  (figure 6.20, la ligne en pointillée). On rappelle que l'angle de dérapage désiré est toujours zéro. Pour remédier cette menace, le conducteur exécute une tentative de contredirection à partir de 0,5 s selon la figure 6.22. Cette exécution a permis de réduire l'angle de dérapage et l'accélération latérale du véhicule. Chaque coup de volant génère une variation brusque de l'accélération latérale, entraînant le comportement du véhicule dans la zone non linéaire. La limite de la stabilité du véhicule est en fonction de la limite de la friction,  $\psi_{lim}$  et  $\beta_{lim}$ . Ici, ces limites sont franchies, mais le véhicule reste partiellement contrôlable par le conducteur. Dans la zone non linéaire (entre 0,4 et 0,8 g à partir de 1,3 s), le conducteur n'arrive plus à contrôler totalement le véhicule. Il tente alors une contredirection, générant maintenant un survirage (voir figure 6.38). À 25 m (environ à 1,5 s du départ), le véhicule faillit à passer la limite de la trajectoire. À la fin du test à la vitesse de 70 km/h, même si le véhicule finit par être stable, plusieurs cônes ont été écartés de la limite de la route.

L'instabilité du véhicule est très remarquable quand la vitesse s'élève à 80 km/h. La figure 6.37 montre que le survirage est élevé conduisant le véhicule à l'instabilité totale.

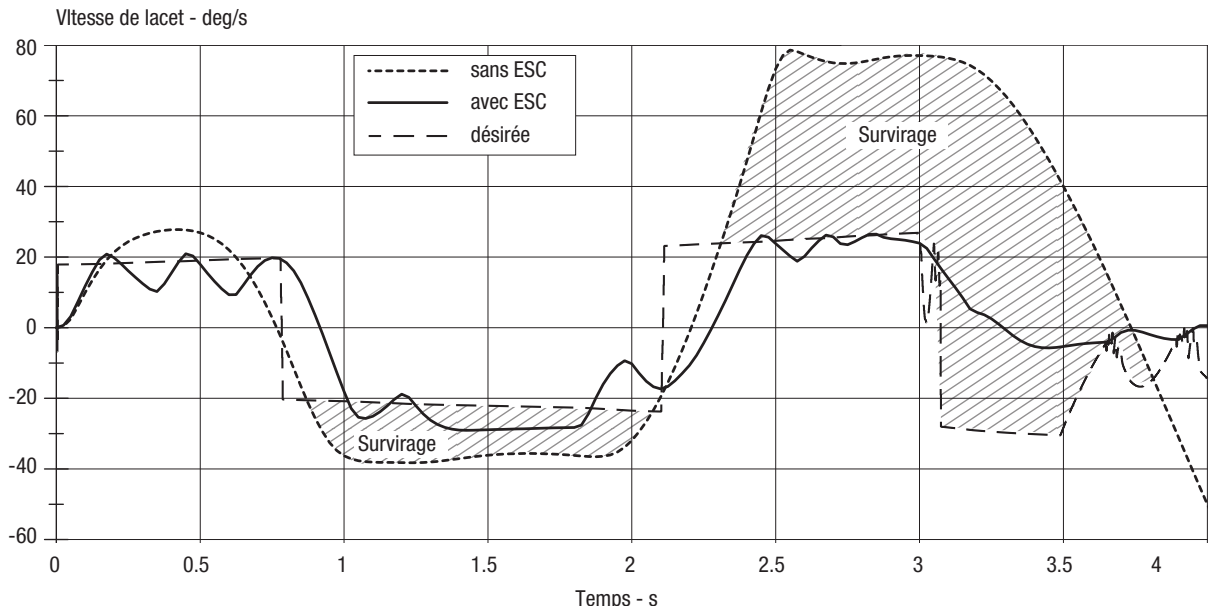


FIGURE 6.37.  $\dot{\psi}_{act}$  des véhicules avec et sans ESC comparés à  $\dot{\psi}_{des}$

#### b) Véhicule avec ESC

L'observateur calcule les valeurs des variables d'états à chaque période d'échantillonnage. Le premier niveau de contrôle calcule les corrections nécessaires bien que l'ESC n'est pas activé. À 0,01 s, dès que le conducteur a commencé à braquer le volant, l'activateur de l'ESC détecte des différences entre  $\dot{\psi}_{des}$  et  $\dot{\psi}_{act}$ , ainsi que  $\beta_{des}$  et  $\beta_{act}$ . La figure 6.38 montre que  $|\dot{\psi}_{des}| < |\dot{\psi}_{act}|$  donc il y a un sous-virage. En conséquence, l'ESC intervient en actionnant le freinage de la roue arrière gauche (voir figure 6.23). Contrairement à ce phénomène, environ à 1,3 s, il y a un survirage car  $|\dot{\psi}_{des}| > |\dot{\psi}_{act}|$ . Dans ce cas l'ESC a intervenu en actionnant le freinage de la roue arrière droite. En outre, la correction calculée par l'ESC tient compte du dérapage du véhicule. La figure 6.39 montre que l'angle de dérapage  $\beta$  du véhicule est limité par l'ESC. Il n'atteint pas la limite  $\beta_{lim}$  et a été corrigé pour suivre la valeur désirée  $\beta_{des}$ .

L'ESC conçu dans ce mémoire exécute le freinage individuel sur un seul pneu à chaque intervention. Les superpositions des courbes des pressions de freinage (figure 6.23 et figure 6.30) sont dues aux retard de l'actionneur et de l'effet de l'ABS.

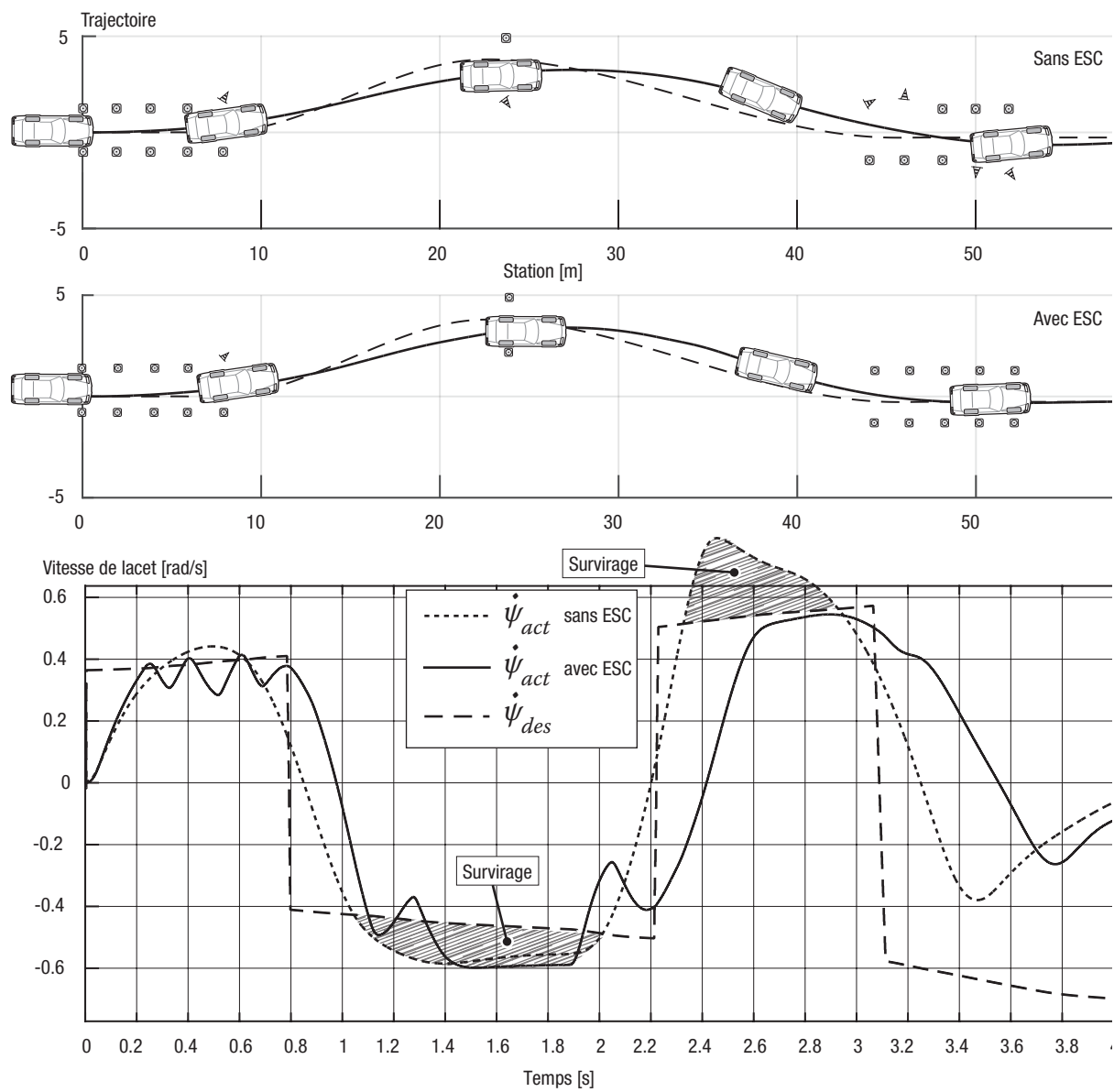


FIGURE 6.38. Représentation interprétée de la manoeuvre d'évitement d'obstacle à 70 km/h.

Même à 80 km/h, le véhicule reste stabilisé due à la limitation de l'angle de dérapage (figure 6.39).

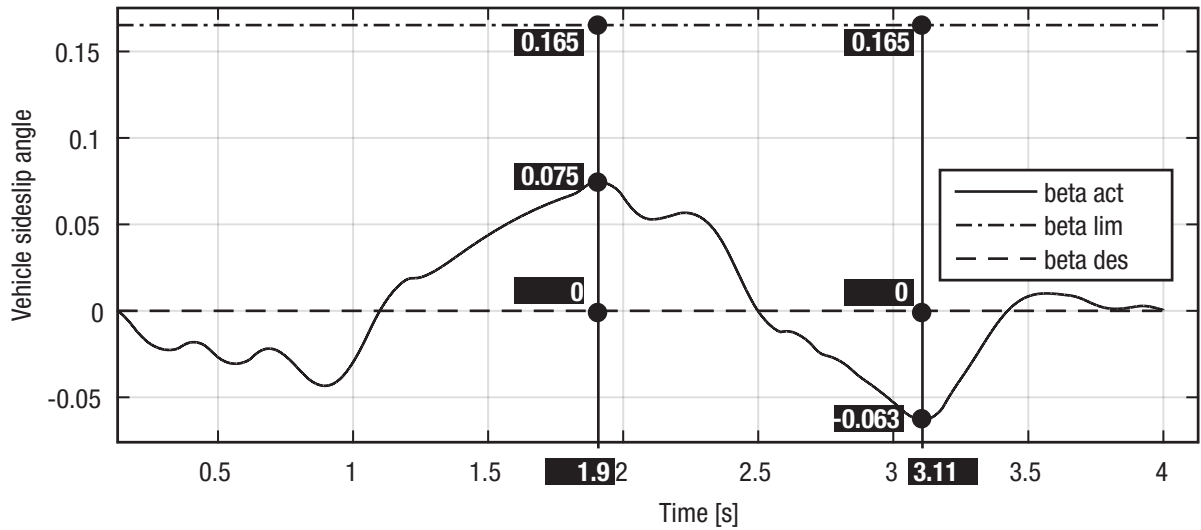


FIGURE 6.39. Comparaison de  $\beta_{act}$ ,  $\beta_{des}$  et  $\beta_{lim}$  pour le véhicule équipé d'ESC à 80 km/h

### 6.6.2. Test 2: ISO 3888-2 inversé

À la différence des tests effectués précédemment, le test ISO 3888-2 inversé met en évidence la particularité et l'importance de l'intervention de l'ESC dans une situation critique. Les comportements des véhicules avec et sans ESC peuvent être interprétés par la figure 6.40.

#### a) Véhicule sans ESC

Pour suivre la trajectoire de référence (figure 6.31), le conducteur braque le volant brusquement (figure 6.33 entre 0 et 0,65 s) jusqu'à  $-303.668^\circ$ . Cela entraîne une variation brusque de l'accélération latérale de 0 à  $-0,81$  g en 0,7 s. Le véhicule commence à survirer (figure 6.40 à partir de 0,4 s). La réaction du véhicule est non linéaire et le conducteur commence à perdre le contrôle. Le conducteur réagit par une contredirection pour suivre la trajectoire de référence à partir de 1 s. Toutefois, le véhicule ne répond plus linéairement et l'angle de dérapage limite a été franchi à 1,5 s (figure 6.41). Le véhicule échappe totalement au contrôle du conducteur.

#### b) Véhicule avec ESC

Comme précédemment, le conducteur tente de suivre la trajectoire de référence. Dès le début, l'ESC intervient pour remédier le sous-virage du véhicule en actionnant le freinage de la roue arrière droite (figure 6.36). Dès que le véhicule commence à survirer à droite, l'ESC intervient en actionnant le freinage de la roue avant gauche. Lorsque le conducteur change brusquement la direction, le véhicule ne le suit pas directement du à l'élévation de l'accélération latérale (comportement non linéaire, figure 6.32). Donc, l'ESC le traduit en sous-virage et actionne le freinage de la roue arrière gauche. Cette intervention aide le conducteur à prendre correctement le virage à gauche à la limite de la stabilité physique du véhicule. Dès que le conducteur change de direction entre 1 et 1,5 s, le véhicule commence à survirer. L'ESC a intervenu en actionnant le freinage de la roue avant droite. Ces opérations sont exécutées à la limite physique du véhicule ( $a_y \approx \mu g$ ). À la fin du test, le véhicule reste contrôlable par le conducteur. On remarque que l'angle de dérapage du véhicule est limité par l'intervention de l'ESC ( $|\beta_{act}| < |\beta_{lim}|$ , voir figure 6.41). Donc le système peut être affirmé stable.

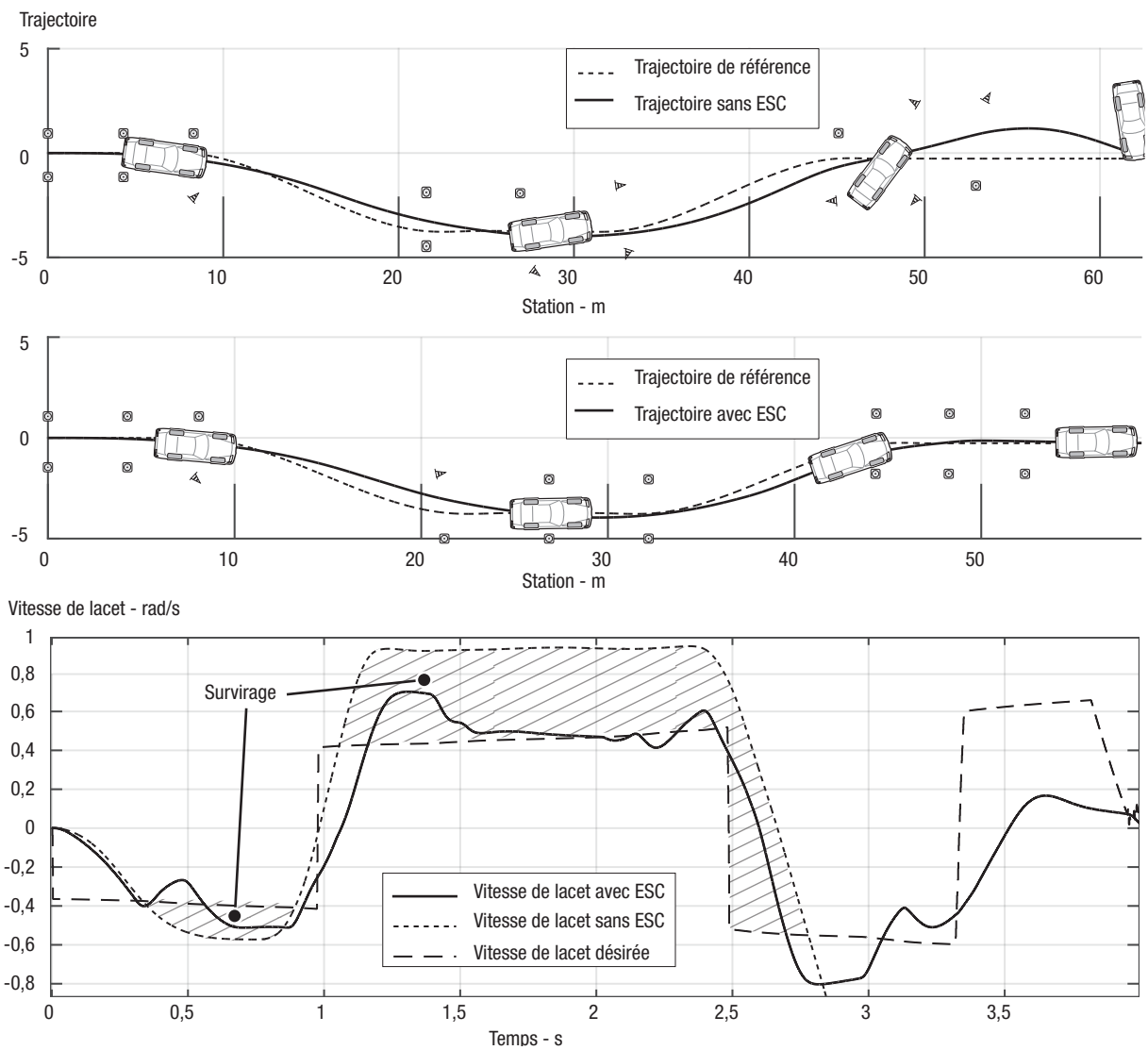


FIGURE 6.40. Interprétation des comportements des véhicules avec et sans ESC

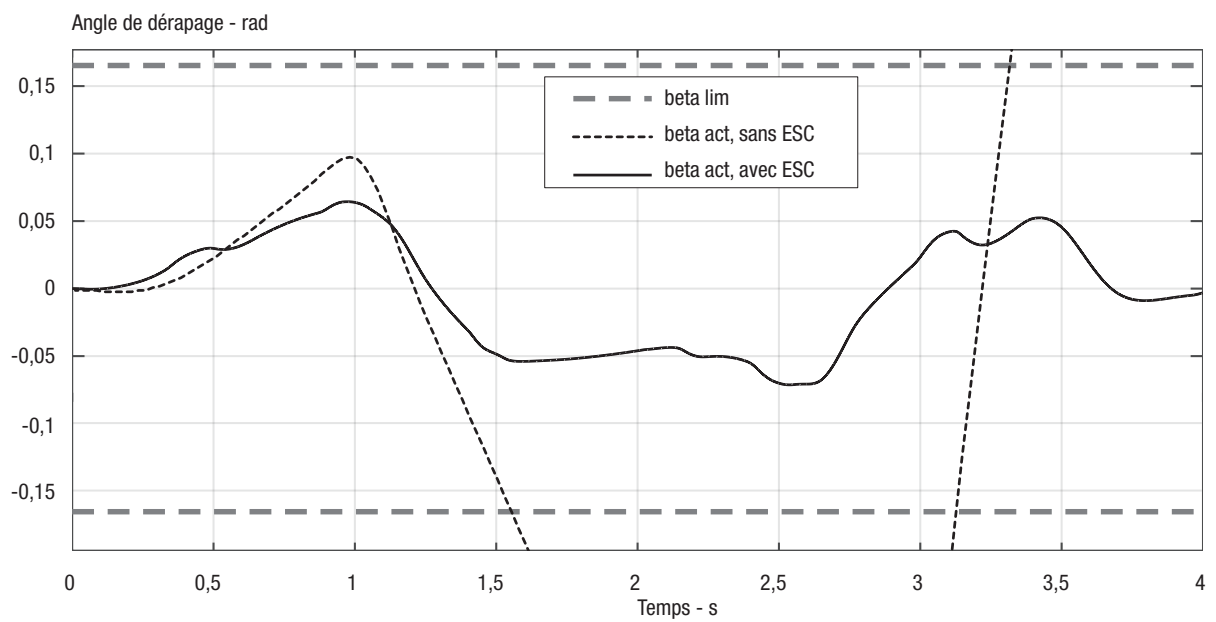


FIGURE 6.41. Comparaison des angles de dérapage actuel et limites.

## 6.7. Conclusion

Dans ce chapitre, les simulations de la manoeuvre ISO 3888-2 modifiée et de la manoeuvre évasive *Elk test* ont été effectuées dans des vitesses variées. Les courbes récoltées sont obtenues depuis CarSim. En résumé, un modèle de BMW 330xi a été créé sous CarSim pour tester le modèle de contrôleur conçu dans les chapitres précédents. Ce modèle a été validé en comparant son comportement à celui d'un BMW réel. Le comportement d'un véhicule sans ESC ni ABS est comparé à un véhicule du même modèle, mais équipé d'un modèle d'ESC implémenté via Simulink. Les simulations effectuées ci-dessus sont de types MIL et SIL. La simulation MIL n'est pas distinguée ici, car elle est supposée effectuée lorsque la simulation SIL est accomplie.

En conclusion, l'ESC conçu dans ce mémoire intervient à la stabilisation du véhicule dans les situations critiques. Ainsi, le conducteur maintient toujours le contrôle de son véhicule. L'utilisation de l'ESC est importante et permet d'éviter des accidents. En particulier, l'ESC conçu dans ce mémoire limite l'angle de dérapage du véhicule pour que le véhicule reste stabilisable. De plus, l'ESC aide le conducteur à diriger le véhicule correctement sans trop d'effort.



# CONCLUSION

---

## **Synthèse**

L'objectif principal de cette étude est la modélisation et le développement d'un ESC (Electronic Stability Control) fondé sur l'YSC (Yaw Stability Control) et exécuté via le principe de DYC (Direct Yaw Control). La stratégie de commande utilisée est le contrôle multi-couche ou multi-niveau.

Le premier niveau de contrôle calcule en temps réel le moment de lacet nécessaire pour ramener le véhicule sous le contrôle du conducteur. Ce premier couche (ou niveau) de commande utilise le LQR (Linear Quadratic Regulator) utilisant le système linéaire du véhicule comme référence. Les variables nécessaires sont fournis par les capteurs (capteur de vitesses de chaque roue, capteur de l'accélération latérale et de la vitesse de lacet, et le capteur de direction du volant), l'observateur d'état, le mémoire de stockage des données du véhicule.

Le deuxième couche (ou niveau) de commande traduit le moment de lacet de correction en freinage différentiel tout en tenant compte de la contrainte de chaque pneu. Le deuxième niveau de commande modélisé dans ce mémoire est composé de module d'activation et de module de calcul. A la sortie, le contrôleur livre la pression de freinage nécessaire à chaque pneu aux actionneurs via l'ABS.

La simulation MIL (Model In the Loop) est effectué dans CarSim et Matlab/Simulink. Le système de commande ESC est modélisé dans Matlab/Simulink. Le système à contrôler, c'est à dire le véhicule, est modélisé dans CarSim. Le BMW 330xi est le véhicule utilisé pour la simulation grâce aux données fournis par le laboratoire IKA. Le véhicule modélisé dans CarSim est validé par le test ISO 3888-1 modifié.

Les résultats de la simulation montre l'efficacité de l'ESC à travers des situations critique. Cette efficacité est mise en évidence en comparant le comportement de deux véhicules identique dont la présence de l'ESC est la seule différence. Le fonctionnement de l'ESC ainsi modélisé a été exposé. L'analyse des résultats de la simulation démontre la nécessité de l'ESC pour la stabilité des véhicules.

## **Limite et recommandation**

L'étude mené dans ce mémoire est une introduction sur l'ESC. La simulation montre l'efficacité de l'ESC modélisé jusqu'à 70 km/h sur une surface en asphalte sec. Il est donc, recommandé de conduire prudemment le véhicule au dessous de cette limite. L'une des limites de l'ESC modélisé au cours de ce mémoire est la robustesse de la commande LQR. En effet, la commande LQR est plus efficace et robuste pour les systèmes linéaire invariant.

## Recherches et travaux future

### I. Une nouvelle stratégie de commande: le Model Predictive Control

Deux grands travaux sont à continuer dans le future: l'implémentation du modèle ESC créé dans ce mémoire jusqu'à la production d'un prototype fonctionnel et la recherche de nouveau type de contrôleur basé sur le Model Predictive Control (MPC).

Actuellement, l'une des technologies de commande largement implémentée est le Model Predictive Control (MPC). Le MPC est une approche classée parmi les algorithmes de contrôle par ordinateur qui utilise un modèle de référence pour prédire la réaction future du système. L'un des avantages du MPC est cette capacité de prédiction. A la différence du LQR (LQ Optimal Control), le MPC tient compte les perturbations mesurées et non mesurés. En conséquence, l'angle de braquage  $\delta$  est considéré comme une perturbation mesurable pour le contrôleur. De nombreux chercheurs ont entrepris pour développer plusieurs types de MPC. Parmi eux, on distingue deux types: le Model Predictive Control linéaire ou Linear MPC (LMPC) [65] [66] et le MPC avancé généralement non linéaire [67]. Le LMPC est proche du LQR tandis que le MPC avancé implique l'application de l'intelligence artificiel.

### II. Le concept du VDIM ou Vehicle Dynamics Integrated Management

Dans ce mémoire, l'ESC réalisé par le DYC montre déjà une performance remarquable. Toutefois, les autres modules de commande tels que le TCS (Traction Control Systems), l'ABS, l'EBD (Electronic Braking Distributor), etc. nécessitent une modélisation assez complexe pour bien fonctionner en synergie avec l'ESC. Dans certains cas le mouvement du véhicule est discontinu. Le DYC que l'on a vu dans ce travail introduit déjà le concept de commande multicouche. La future génération d'ESC améliorera la manoeuvrabilité et la stabilité du véhicule en tout temps à travers le contrôle intégré des forces motrices de tous les quatre roues. Ce concept a été initié par Toyota via le VDIM [55]. Ce concept introduit un algorithme hiérarchique (multicouche ou multiniveaux, Figure II.42). Ce concept est une extension du DYC sauf que les modules comme l'ABS et le TSC n'existent plus.

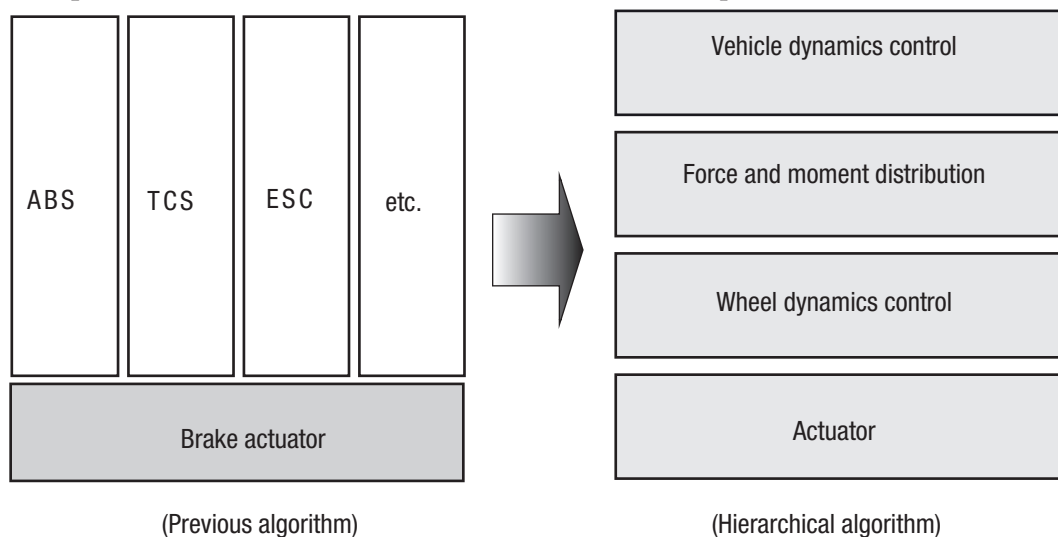


FIGURE II.42. Algorithme de contrôle hiérarchique [55]

Les chercheurs Tomizuka Masayoshi et Zong Changfu [64] ont publié le VDC (Vehicle Dynamic Control) idéal. L'un des avantages de ce VDC idéal est l'intégration des commandes dans une unité de commande électronique. Ce système est dit commande centralisée. En conséquence, les modules de contrôles tels que l'ABS n'existeront plus physiquement. Comme dans ce mémoire, la commande intégrée est multicouche. Le modèle ESC basé sur ce modèle utilise une commande intégrée (premier niveau de contrôle) de type MPC et d'un contrôleur de distribution de freinage de type LQR.

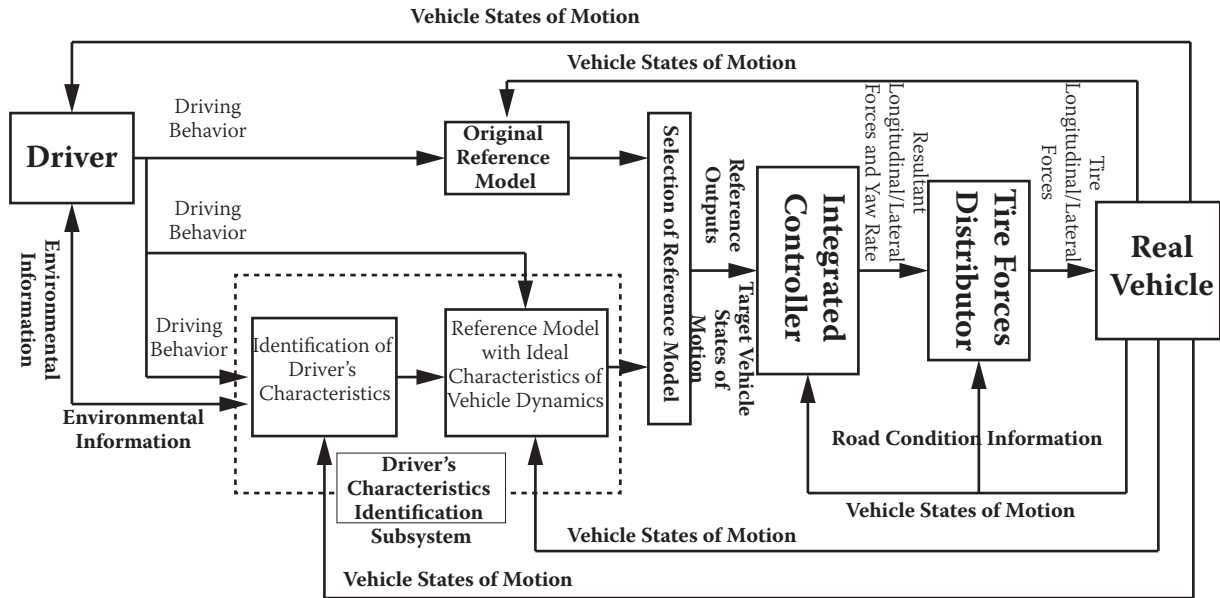


FIGURE II.43. Modèle du VDC idéal, proposé par Tomizuka Masayoshi et Zong Changfu [64]

L'une des limites sur l'utilisation du NMPC est le coût élevé de la complexité du calcul. Deux des méthodes proposées par plusieurs chercheurs sont: la réduction du NMPC en LMPC (via une loi de linéarisation de la boucle de rétroaction) ou l'utilisation d'autre algorithme externe combiné à la NMPC pour réduire le calcul. La première méthode est proposée par Bennasr Hichem et M'Sahli Faouzi dont la résolution est effectuée par l'approche multiagent. La deuxième méthode est proposée par Wei CHEN *et al.* dont la résolution est fondée sur l'algorithme génétique.

La modélisation d'un ESC performant basé sur le VDIM avec la stratégie de commande MPC ainsi que sa réalisation sera un sujet de recherche future. Les nouvelles technologies électroniques à prix réduit et l'évolution des capteurs virtuels [68] permettront de réaliser les commandes complexes à des prix abordables.

# ANNEXE

## ANNEXE A. LE SLIDING MODE CONTROL APPLIQUÉ AU PREMIER NIVEAU DE COMMANDE

La méthodologie de conception de SMC a été utilisée par plusieurs chercheurs pour atteindre l'objectif de *tracking* de la vitesse de lacet  $\dot{\psi}$  et de l'angle de dérapage  $\beta$ .

La surface de frottement est choisie de manière à atteindre soit le dépistage de la vitesse de lacet, soit le dépistage de la dérive, ou bien la combinaison des deux. En s'assurant que la réponse du véhicule converge vers la surface  $s = 0$ , on s'assure que la vitesse de lacet désirée et/ou la dérive sont obtenues. Rajesh Rajamani suggère la surface de contrôle suivante pour la conception de la commande:

$$s = \dot{\psi} - \dot{\psi}_{\text{target}} + \xi(\beta - \beta_{\text{target}}) \quad (\text{A.1})$$

Cette surface ainsi définie donne avantage à la combinaison des erreurs de la vitesse de lacet et de la dérive et considère les valeurs de la vitesse de lacet et de la dérive discutée dans les paragraphes 0.1 et 0.3.

La dérivation de l'équation (A.1) donne:

$$\dot{s} = \ddot{\psi} - \ddot{\psi}_{\text{target}} + \xi(\dot{\beta} - \dot{\beta}_{\text{target}}) \quad (\text{A.2})$$

L'équation de  $\ddot{\psi}$  peut être obtenue par:

$$\begin{aligned} I_z \ddot{\psi} = & l_f (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin(\delta) + l_f (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos(\delta) - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) \\ & + \frac{l_w}{2} (F_{xfr} - F_{xfl}) \cos(\delta) + \frac{l_w}{2} (F_{xrr} - F_{xrl}) + \frac{l_w}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin(\delta) \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

En supposant que l'angle de braquage est petit, les termes

$l_f (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin(\delta)$  et  $\frac{l_w}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin(\delta)$  peuvent être ignorés dans l'équation (A.3).

Ensuite, on suppose que le rapport de distribution avant-arrière du couple de freinage est fixe. Soit,

$$F_{xrl} = \rho F_{xfl} \quad (\text{A.4})$$

et

$$F_{xrr} = \rho F_{xfr} \quad (\text{A.5})$$

où  $\rho$  est déterminé par la proportion entre les freins avant et arrière. Cette proportion entre les freins avant et arrière est déterminée par les répartiteurs de pression de freinage au niveau du système hydraulique. Plusieurs répartiteurs de pression de freinage fournissent des pressions égales pour les freins avant et arrière à un certain niveau de pression, ramènent subséquemment le taux d'augmentation de pression aux freins arrière.

$$I_z \ddot{\psi} = l_f (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos(\delta) - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) + \frac{l_w}{2} (F_{xfr} - F_{xfl}) \cos(\delta) + \rho \frac{l_w}{2} (F_{xfr} - F_{xfl}) \quad (\text{A.6})$$

Dénotons,

$$M_{\psi b} = \frac{l_w}{2} (F_{xfr} - F_{xfl}) \quad (\text{A.7})$$

$M_{\psi b}$  est le couple de lacets du freinage différentiel et constitue l'entrée de commande de la commande supérieure.

Puis,

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I_z} \left[ l_f (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos(\delta) - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) + (\cos(\delta) + \rho) M_{\psi b} \right] \quad (\text{A.8})$$

En substituant  $\ddot{\psi}$  dans l'équation (A.2), nous obtenons:

$$\dot{s} = \frac{1}{I_z} \left[ l_f (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos(\delta) - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) + (\cos(\delta) + \rho) M_{\psi b} \right] - \ddot{\psi}_{target} + \xi (\dot{\beta} - \dot{\beta}_{target}) \quad (\text{A.9})$$

$$\frac{\rho + \cos(\delta)}{I_z} M_{\psi b} = \left[ -\frac{l_f}{I_z} (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos(\delta) + \frac{l_r}{I_z} (F_{yrl} + F_{yrr}) - \eta s + \ddot{\psi}_{target} - \xi (\dot{\beta} - \dot{\beta}_{target}) \right] \quad (\text{A.10})$$

La loi de commande est donnée par le paramètre  $\dot{s} = -\eta s$ .

La loi de commande décrite par l'équation (A.10) ci-dessus, requiers une boucle de retour de l'angle de dérapage, la dérivée de l'angle de dérapage et les forces de roues avant et arrière.

Le terme  $-\frac{l_f}{I_z} (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos(\delta) + \frac{l_r}{I_z} (F_{yrl} + F_{yrr})$  dans la loi de commande du contrôleur

supérieure (A.10) est la contribution du couple de lacets dû aux forces latérales de pneu (force de braquage). En d'autres termes, la contribution du couple de lacets des forces latérales est prise en compte en déterminant le couple de lacets requis depuis l'ESC.

## ANNEXE B. DYNAMIQUES DE VÉHICULES - COMPLÉMENTS

### B.1. Théorie de l'inertie

L'inertie est la propriété possédée par tous les corps, en vertu desquels ils maintiendront naturellement le statut dans lequel ils se trouvent, c'est-à-dire au repos ou en mouvement. Afin de provoquer un changement à ce statut, une force doit être appliquée au corps. Par exemple, si dans un virage sur une surface glissante les freins d'une voiture sont appliqués, la voiture continuera dans une ligne droite sans changer le cours et sans ralentir sensiblement. C'est parce que sur une surface glissante, seulement de moindres forces peuvent être appliquées aux roues.

### B.2. Les forces de rotation

Une force est une poussée ou une traction qu'un corps exerce sur un autre. Un moment est une force de rotation exercée autour d'un axe d'un corps rotatif. La rotation des roues, par exemple, est ralentie par un couple de freinage et accélérée par un couple moteur.

La force de rotation agit sur le véhicule entier. Si les roues dans un côté du véhicule sont sur une surface glissante pendant que les autres roues de l'autre côté sont sur une surface à adhérence normale (de l'asphalte par exemple), le véhicule va déraeper autour de son axe vertical quand les freins sont appliqués ( $\mu$ -split braking). Cette rotation est causée par le moment de lacet, qui augmente à cause de la différence de forces appliquées dans les côtés du véhicule.

### B.3. Distribution de force

Les forces et moments rotationnels d'inertie sont généralement décrits lors du fonctionnement du véhicule. Ainsi, une force dans le sens positif de l'axe x est une force de traction. En plus du poids du véhicule, divers types de forces agissent en lui, quel que soit son état de mouvement (figure .44). Certaines d'entre elles sont:

- (iii) les forces qui agissent sur l'axe longitudinal du véhicule (par exemple, force motrice, résistance aérodynamique ou frottement de roulement);
- (iv) les forces qui agissent latéralement sur le véhicule (force de direction, force centrifuge dans un virage ou due au vent latéral). Les forces de pneus qui agissent latéralement sur le véhicule sont aussi référées comme étant des forces latérales.

Les forces longitudinales et latérales sont transmises, soient "vers le bas" soient "vers le trottoir", aux pneus et finalement à la route. Les forces sont transférées à travers le châssis (la force de vent par exemple), la direction (force de direction), le moteur et transmission (force motrice), ou le système de freinage (force de freinage).

Les forces d'opposition agissent « vers le haut » depuis la route sur les pneus et donc au véhicule parce que chaque force produit une force d'opposition.

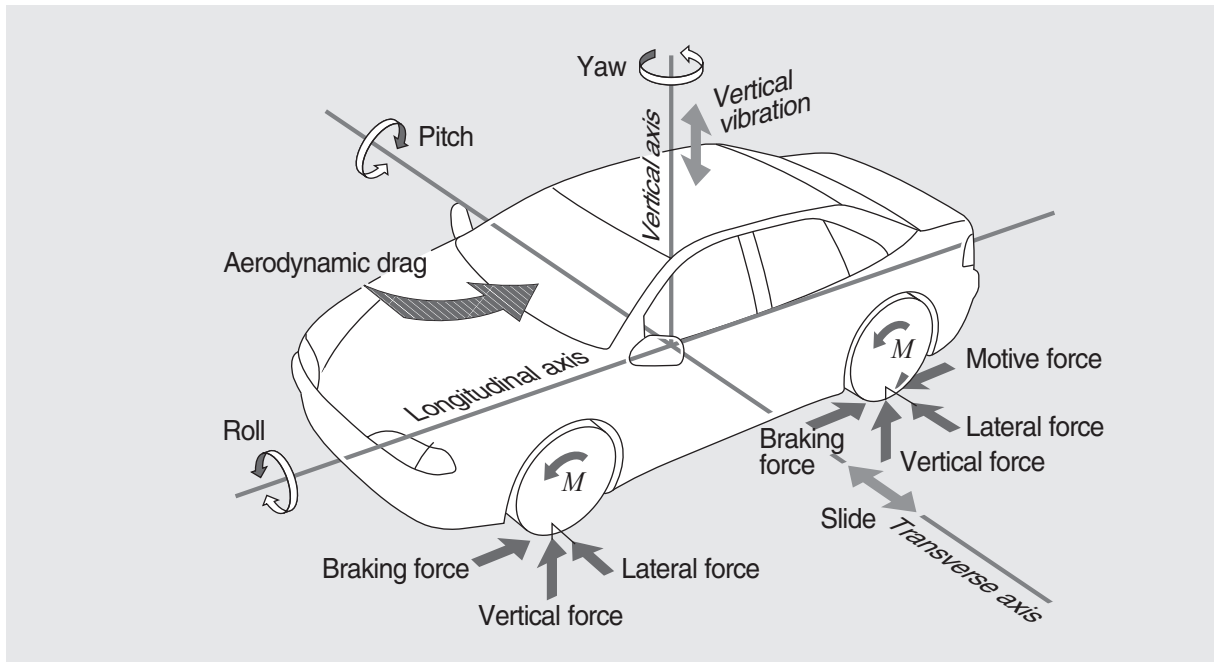


FIGURE .44. Les forces et moments agissants sur un véhicule [18]

Fondamentalement, pour qu'un véhicule se déplace, la force motrice du moteur (couple moteur) doit surmonter toutes les forces qui résistent au mouvement (toutes les forces longitudinales et latérales) comme celles qui sont produites par la pente ou la courbure de route.

Afin d'évaluer les caractéristiques de maniabilité dynamique ou stabilité de manipulation d'un véhicule, les forces agissant entre les pneus et la route doivent être connues. Ce sont les forces transmises dans les surfaces de contact entre le pneu et la couche de surface (également désignés sous le nom « de la surface de contact de pneu » ou de l'« empreinte de pas »).

Avec plus de pratique et d'expérience, un conducteur apprend généralement à réagir plus efficacement à ces forces. Elles sont évidentes au conducteur en accélérant ou en ralentissant aussi bien qu'au vent latéral ou sur des couches de surface glissante. Si les forces sont particulièrement fortes, c'est à dire, si elles produisent des changements exagérés du mouvement du véhicule, ils peuvent également être dangereux (dérapage) ou être au moins détectable par le couinement des pneus (par exemple en accélérant agressivement) et l'usure accru des pièces.



## B.4. La deuxième loi de Newton (Newton second law)

La loi fondamentale de l'analyse de la dynamique d'automobile est tirée de la deuxième loi de Newton. Cette loi s'applique sur les systèmes en translation et en rotation.

### Système en translation:

La somme des forces extérieures agissant sur un corps dans une direction donnée est égale au produit de la masse du corps par l'accélération dans cette direction (en supposant que la masse est fixe), tel que:

$$\sum F_x = m \times a_x \quad (B.1)$$

où  $F_x$  est la force dans la direction de l'axe x,  $m$  la masse du corps et  $a_x$  l'accélération vers la direction de l'axe x.

### Système en rotation:

La somme des moments agissant sur un corps autour d'un axe donné est égale au produit des moments d'inertie de rotation par l'accélération angulaire autour de cet axe, tel que:

$$\sum T_x = J_{xx} \times \alpha_x \quad (B.2)$$

où  $T_x$  est le moment autour de l'axe x,  $J_{xx}$  est le moment d'inertie autour de l'axe x et  $\alpha_x$  l'accélération angulaire autour de l'axe x.

## B.5. Les variables de mouvements

Le mouvement du véhicule est généralement décrit par les vitesses correspondant au système de coordonnées fixe du véhicule (longitudinale, laterale, verticale, roulis, lancement, et lacet), où les vitesses sont référencées au système de coordonnées fixe de la terre.

$\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$  : vitesse longitudinale, latérale et verticale

$p, q, r$  : vitesse de retournement (roll), de lancement (pitch) et de lacet (yaw).

## ANNEXE C. QUELQUES COMMANDES SUBORDONNÉS DE L'ESC

### C.1. Antilock Braking System (ABS)

Dans des situations de conduite dangereuse, il est possible pour les roues du véhicule d'être bloqué sous le freinage. Les causes possibles incluent les surfaces humides ou glissantes de la route, et la réaction brusque du conducteur (risque inattendu). En effet, le véhicule peut devenir incontrôlable jusqu'à glisser et/ou quitter la route. L'ABS détecte si l'un ou plusieurs roues sont presque bloquées sous le freinage et vérifie si la pression de freinage reste constante ou est réduite. En agissant ainsi, il empêche les roues d'être bloquées tout en préservant le véhicule contrôlable. En conséquence, le véhicule peut être freiné ou stoppé rapidement et avec assurance.

#### **C.1.1. Généralités sur le système**

Le système de freinage ABS est basé sur des composants de système conventionnel qui sont [19]:

- la pédale de frein (figure C.1, 1);
- le servofrein (brake booster) (2);
- le maître cylindre (3);
- le réservoir de liquide de frein (4);
- les circuits de freinages (5) et les tuyauteries (6)
- le frein à disque (7).

En outre, les composants suivants sont nécessaires:

- des capteurs de vitesse de roues (8);
- un modulateur hydraulique (9);
- une unité de commande ABS (10).

Le témoin (11) s'allume si l'ABS est arrêté.

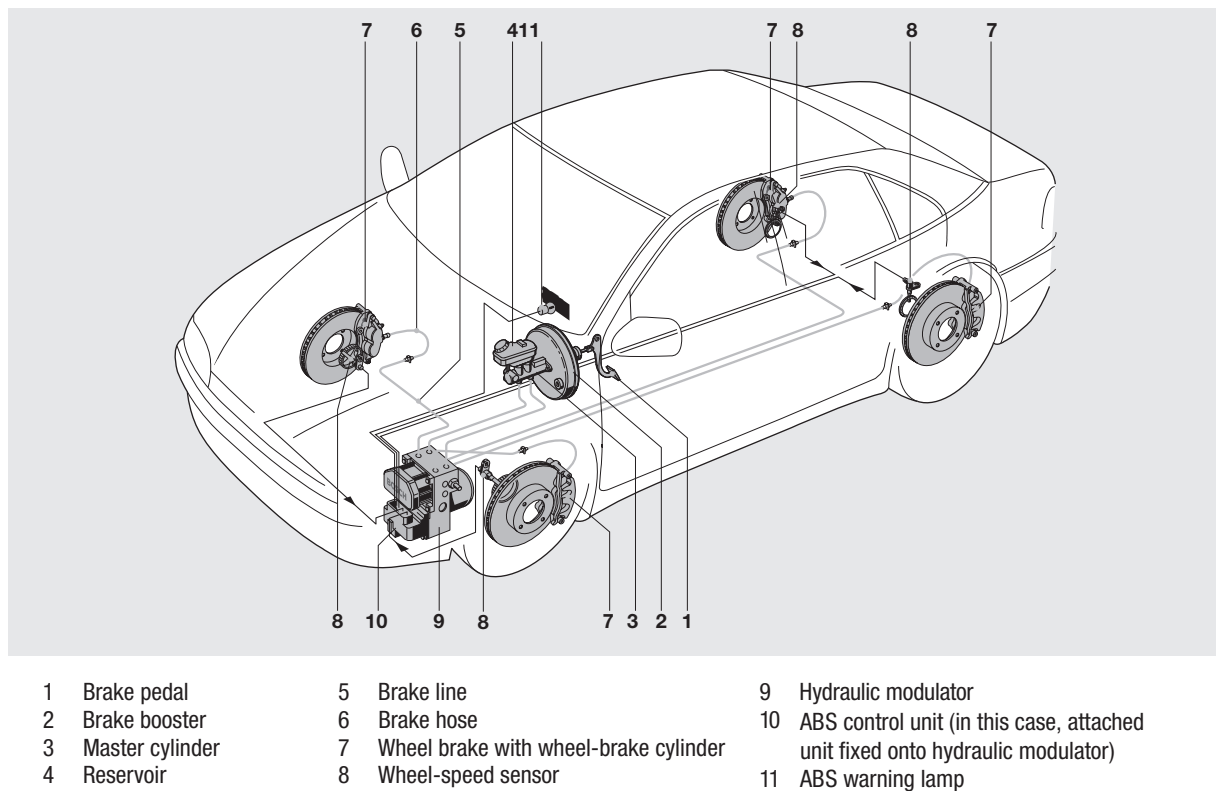


FIGURE C.1. Système de freinage avec l'ABS [19]

### C.1.2. Les conditions mises sur l'ABS

Un système d'ABS doit respecter complètement les conditions, en particulier toutes les exigences de sécurité liées à la réaction de freinage dynamique et aux technologies de système de freinage.

#### a) La stabilité de manoeuvre et la maniabilité

- Le système de contrôle de freinage doit être capable d'assurer que le véhicule retient sa stabilité de manoeuvre et sa maniabilité sur tout type de surface de route (de la route sèche au verglas).
- Un système d'ABS devrait utiliser l'adhérence disponible entre les pneus et la surface routière sous le freinage au maximum degré possible, offrant la stabilité de manoeuvre et la maniabilité supérieure à la distance minimale de freinage. Il ne devrait faire aucune différence au système si le conducteur applique violemment les freins ou augmente graduellement la force de freinage jusqu'au point où les roues bloqueraient.
- Le système de contrôle doit être capable de s'adapter rapidement aux changements de surface routière. Par exemple, sur une route sèche avec des traces occasionnelles de glace, le blocage des pneus sur la glace doit être restreint dans une brève durée pour ne pas détériorer la stabilité et la maniabilité. En même temps, il doit permettre l'utilisation maximale de l'adhérence là où la route est sèche.
- Lors d'un freinage dans des conditions où l'adhérence n'est pas égale entre les pneus (par exemple, les pneus d'un côté sur la glace, les autres sur un macadam sec), l'inévitable moment axial vertical (une force tournant autour de l'axe vertical du

véhicule qui tend à tourner le véhicule dans les côtés) doit être permis uniquement pour se développer assez lentement pour les “conducteurs moyens” afin de les contrer facilement dans la direction opposée.

- Dans un virage, le véhicule doit retenir sa stabilité de manoeuvre et sa maniabilité sous le freinage et doit être capable d’être freiné à un arrêt le plus vite possible tant que sa vitesse est en dessous de la vitesse limite de virage. Cette vitesse limite est la vitesse maximale absolue avec lequel un véhicule peut négocier avec succès la courbe de rayon donné avec la commande de vitesse désengagée.
- Le système doit aussi être capable d’assurer que la stabilité de manoeuvre ainsi que la maniabilité soient maintenues. Il doit aussi assurer que le meilleur effet de freinage soit obtenu sur des surfaces bombées ou irrégulières, indépendamment de la force de freinage appliquée par le conducteur.
- Enfin, le système de freinage doit être capable de détecter l’aquaplanage (quand les pneus “flottent” sur une couche d’eau) et répondre convenablement à cela. Cette réaction doit permettre de maintenir la contrôlabilité et le cours.

#### b) Plage d’efficacité

Le système de commande de freinage doit être efficace sur toutes les gammes de vitesse jusqu’à la vitesse de rampement (vitesse limite minimale environ 2,5 km/h). Si les roues sont bloquées en dessous de la limite minimum, la distance parcourue avant que le véhicule ait stoppé n’est pas critique.

#### c) Caractéristiques temporelles

Les réglages tenant compte de l’hystérésis du système de freinage (retard de réaction de dégagement du frein) ainsi que les effets du moteur (lorsqu’on freine avec la commande de vitesse engagée) doivent prendre le moins de temps possible.

Le tangage du véhicule en réponse de la vibration de la suspension doit être empêché.

#### d) Fiabilité

Un circuit d’observation (monitoring) doit être présent pour vérifier continuellement que l’ABS fonctionne correctement. S’il détecte une panne qui peut détériorer les fonctionnements du freinage, l’ABS doit être éteint. Un témoin d’avertissement doit ensuite alerter le conducteur que l’ABS ne fonctionne pas et seulement le système de freinage de base est disponible.



### **Le système de commande**

Le système de commande ABS utilise les capteurs de vitesse des roues et une unité de contrôle électronique.

### **Les variables à contrôler**

Les variables à contrôler sont la vitesse des roues (et dérivée de cela, la décélération des roues; et l'accélération des roues et le glissement de frein (brake slip).

### **La variable de référence**

La pression appliquée par le pied du conducteur sur la pédale de frein sert de variable de référence. Cette pression est amplifiée par le servofrein et génère la pression du liquide de frein dans le système de freinage.

### **La variable de correction**

La pression de freinage dans les plaquettes de frein sert à apporter les corrections nécessaires.

### C.1.4. Modèle Simulink d'un simple ABS utilisé dans ce mémoire

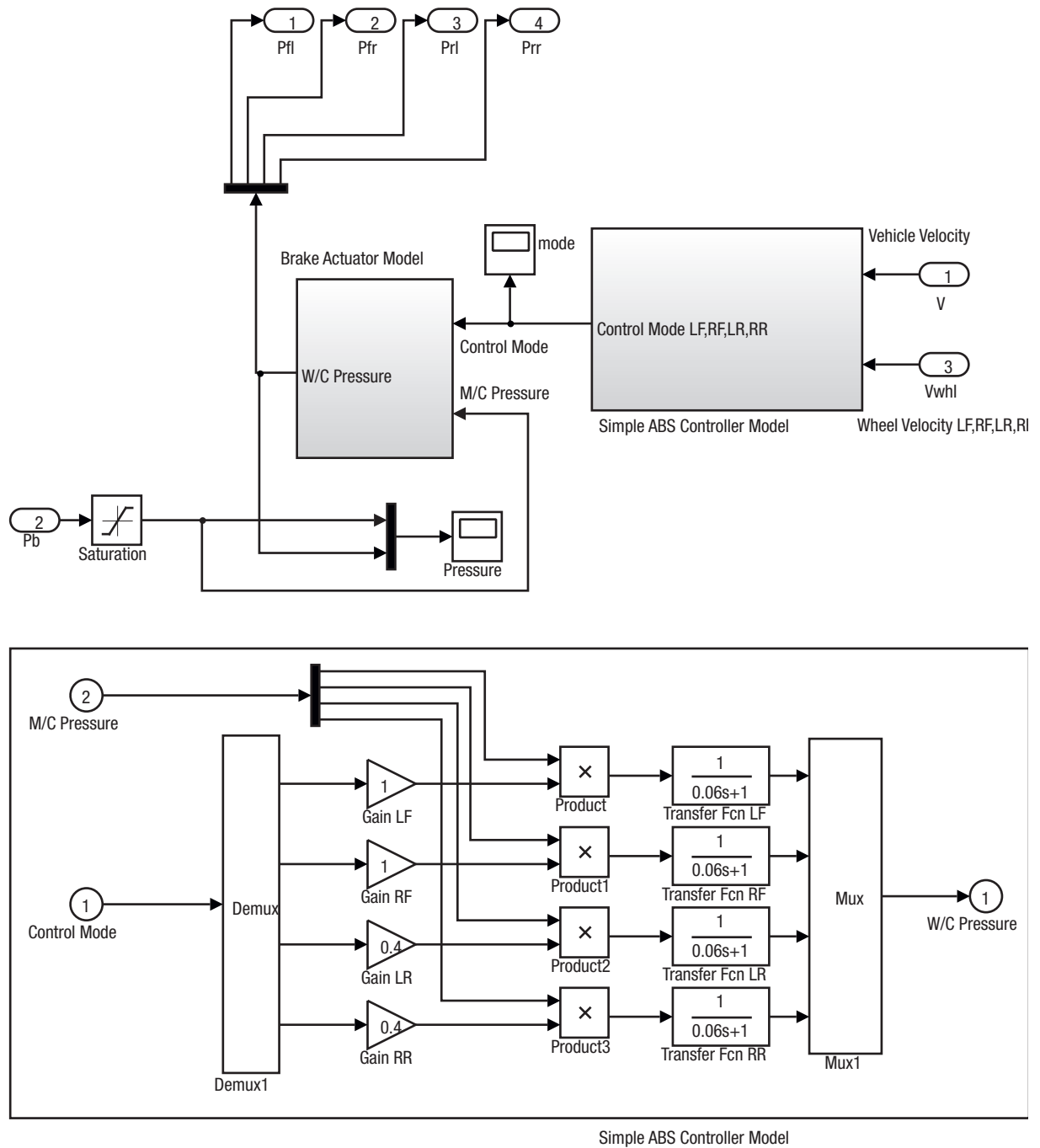


FIGURE C.3. Modèle Simulink d'un simple ABS prédéfini dans CarSim

## C.2. Le Traction Control System (TCS)

Une situation critique pendant la conduite peut arriver non seulement lors d'un freinage, mais aussi lorsqu'une énorme force longitudinale doit être transférée à la surface de contact entre les pneus et le sol. Cela engendre la réduction des forces latérales transférable.

### C.2.1. Rôles

L'ABS empêche les roues d'être bloquées quand les freins sont appliqués en réduisant les pressions des freins. Le TCS empêche les roues de patiner en réduisant le couple moteur sur chaque roue motrice. Le TCS fournit donc une extension logique de l'ABS pendant l'accélération.

En plus de cette fonction de sûreté pertinente assurant la stabilité et la maniabilité du véhicule pendant l'accélération, le TCS améliore la traction du véhicule en contrôlant le glissement optimal. La limite supérieure ici est définie par les conditions stipulées par le conducteur.

### C.2.2. Description du fonctionnement

Sauf indication contraire, toutes les descriptions suivantes se rapportent aux véhicules à un essieu. Il n'y a aucune différence si le véhicule est à traction arrière ou avant.

#### a) Glissade motrice et ses causes

Si le conducteur appuie sur la pédale d'accélérateur quand l'embrayage est engagé, le couple moteur s'élèvera. Le couple d'essieux moteur  $M_{Kar}$  augmente aussi. Ce couple est distribué aux deux roues motrices à un rapport de 50:50 via le différentiel transversal. Si ce couple peut être transféré complètement à la surface routière, le véhicule accélérera sans encombre. Cependant, si le couple moteur  $M_{Kar}/2$  à une roue motrice dépasse le couple maximum d' qui peut être transféré, une roue tournera librement. La force motrice transmissible est donc réduite et le véhicule devient instable dû à la perte de stabilité latérale.

Le TCS contrôle le glissement des roues motrices le plus vite possible à un niveau optimal. Pour ce faire, le système détermine d'abord une valeur référence du glissement. Cette valeur dépend certains facteurs qui sont prévus pour représenter la situation de conduite courante la plus précise possible. Ces facteurs incluent:

- la caractéristique fondamentale pour le glissement de référence du TCS (basée sur la condition de glissement d'un pneu pendant l'accélération),
- le coefficient efficace de frottement,
- la résistance externe à la traction (neige, route rugueuse, etc.),
- la vitesse de lacet, accélération latérale, et angle de direction du véhicule.

#### b) L'intervention du TCS

Les vitesses de roues mesurées ainsi que les glissements moteurs respectifs peuvent être influencés en changeant l'équilibre de couple  $M_{Ges}$  dans chaque roue motrice. L'équilibre



de couple  $M_{Ges}$  dans chaque roue engendre depuis le couple moteur  $M_{Kar}/2$  sur ces roues, le couple de freins respectif  $M_{Br}$  et le couple routier  $M_{Str}$  (figure C.4).

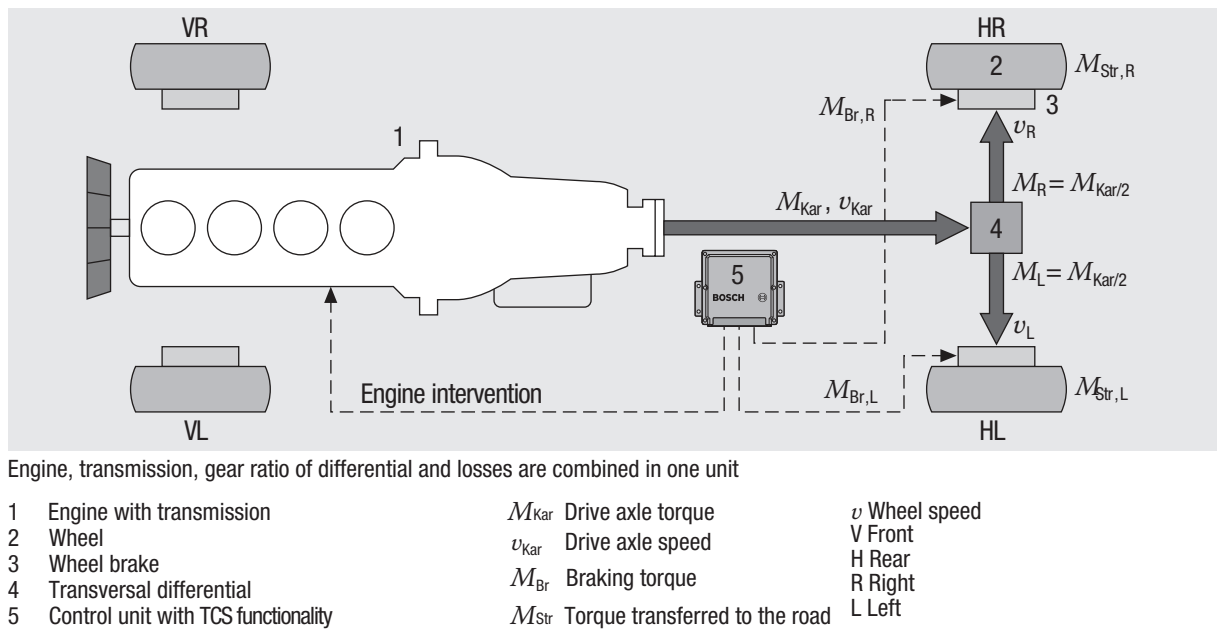


FIGURE C.4. Concept moteur d'un véhicule à un essieu moteur avec un TCS [12]

$$M_{Ges} = M_{Kar}/2 + M_{Br} + M_{Str}$$

( $M_{Br}$  et  $M_{Str}$  sont négatifs ici)

Cet équilibre peut être influencé par le couple moteur  $M_{Kar}$  fourni par le moteur, ainsi que le couple de freinage  $M_{Br}$ . Ces deux paramètres corrigent alors les variables du TCS qui peuvent être utilisées pour réguler le glissement sur chaque roue jusqu'au niveau de glissement de référence.

Dans les véhicules à moteur à essence, le couple moteur  $M_{Kar}$  peut être commandé en utilisant les interventions de moteur suivantes:

- Papillon (ajustement du papillon de la carburateur),
- Circuit d'allumage (avance du temps d'allumage),
- Système d'injection de carburant (éliminant différentes impulsions d'injection).

Ces deux derniers sont des paramètres d'interventions rapides, le premier étant un moyen d'intervention lent.

## ANNEXE D. LA NORME ISO-3888

### D.1. Spécification des manoeuvres

La norme internationale ISO-3888:1991,2002 spécifie deux piste de test pour réaliser des manoeuvres latéral avec un véhicule de tourisme. La forme générale de la piste de test est montrée par la figure D.1 et les dimensions pour chaque manoeuvre sont données dans le Tableau XII.

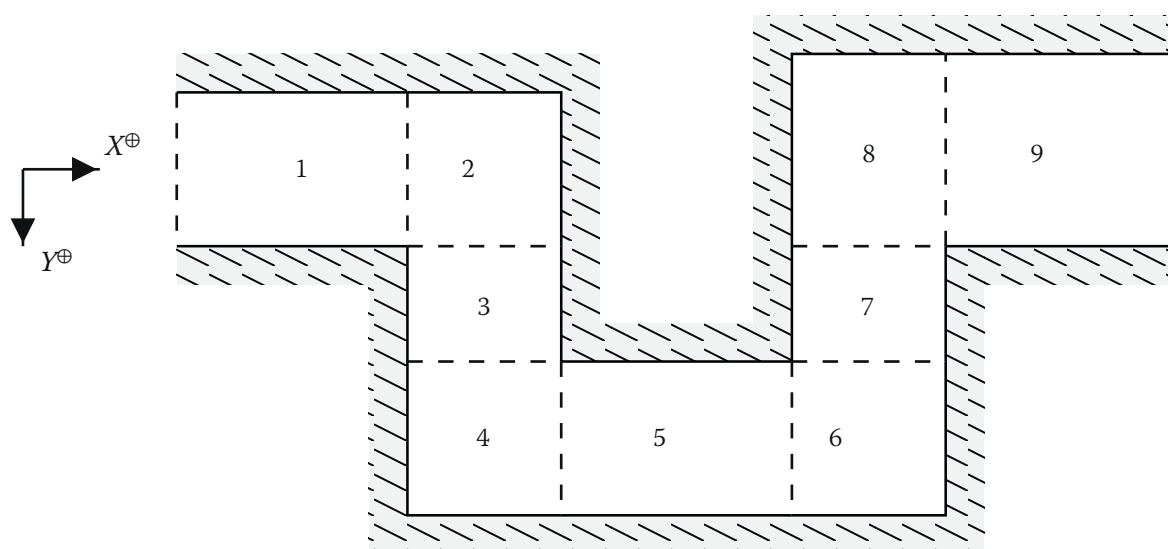


FIGURE D.1. Piste de test pour un manoeuvre de changement de file [7]

TABLEAU XII. Dimensions des pistes de test, dérivé de l'ISO 3888-1 et ISO 3888-2 [7]

ISO 3888	Part 1		Part 2	
Section	Length [m]	Width [m]	Length [m]	Width [m]
1	15	$1.1 \times \text{car} + 0.25$	12	$1.1 \times \text{car} + 0.25$
2	30		13.5	
3		$3.5 - (1.1 \times \text{car} + 0.25)$		
4				
5	25	$1.2 \times \text{car} + 0.25$	11	$1 \times \text{car} + 1$
6	25		12.5	
7		$3.5 - (1.1 \times \text{car} + 0.25)$		
8		$1.3 \times \text{car} + 0.25$		12
9	30			

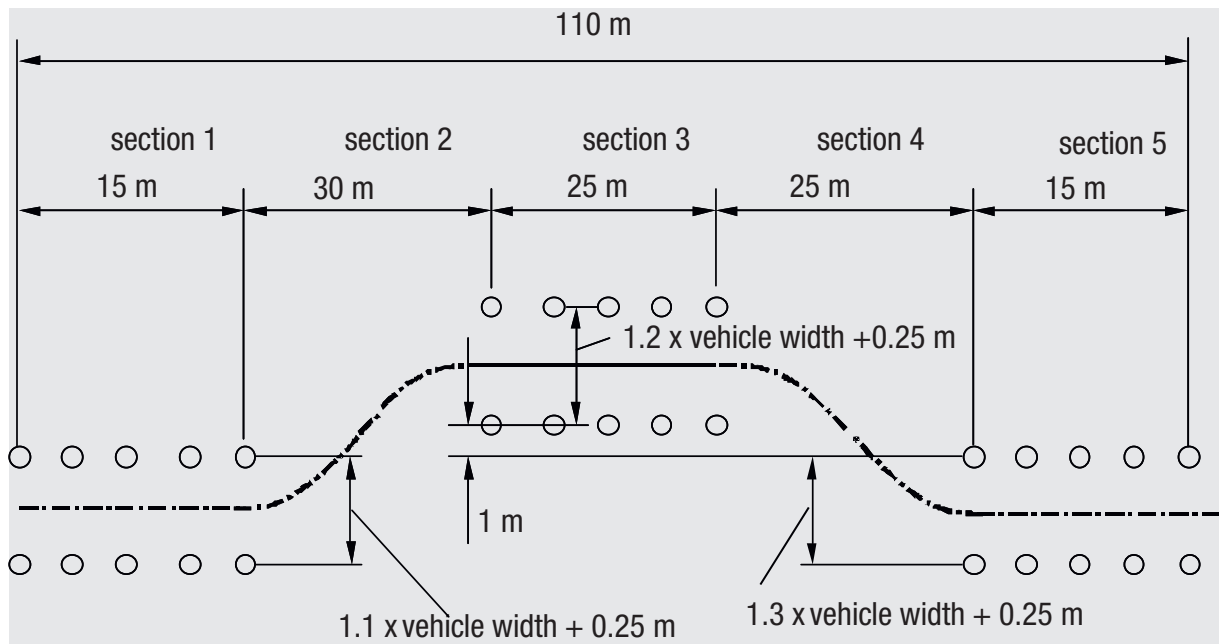


FIGURE D.2. Piste de la manoeuvre de test ISO 3888-1 (Double lane change) [7]

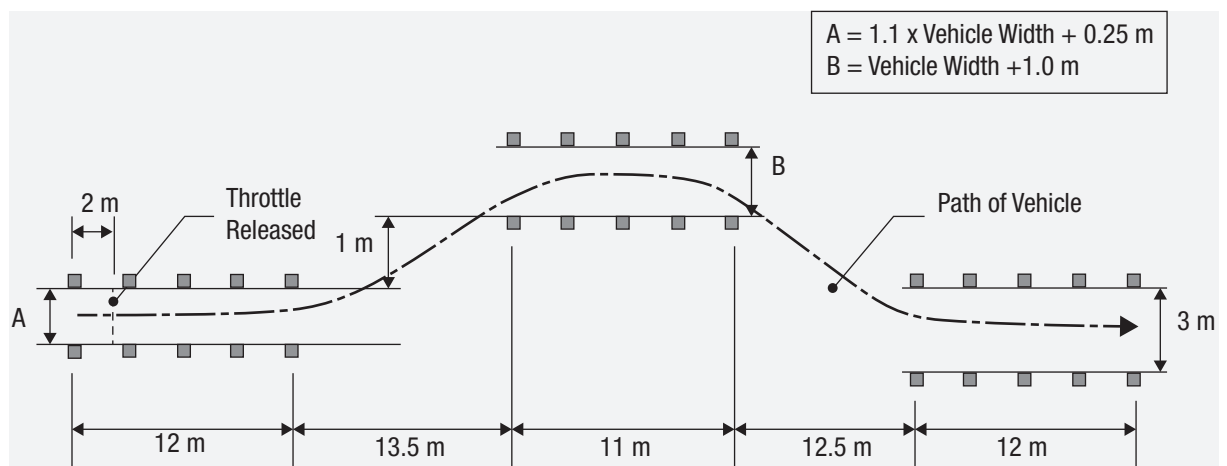


FIGURE D.3. Piste de la manoeuvre de test ISO 3888-2

## D.2. Génération de trajectoire faisable

Rechercher un chemin possible évitant un obstacle a toujours intéressé les chercheurs en robotique. Plusieurs méthodes existent pour le faire. Dans cette section, seule la méthode géométrique sera présentée. Les autres méthodes sont détaillé dans [7] et [42].

### D.2.1. Contraintes du véhicule

Le véhicule est capable d'atteindre une accélération maximale de  $\mu g$  m/s<sup>2</sup>. Si le braquage est choisi plutôt que le freinage, on doit diriger le vecteur d'accélération perpendiculairement à la vitesse d'avancement de la voiture. Cela engendre un trajectoire circulaire de rayon R tel que  $R = V_x^2 / (\mu g)$ .

### D.2.2. Construction de la trajectoire pour un simple changement de file

La figure D.4 montre la construction d'un trajectoire composé de lignes droites et d'arcs circulaires pour un simple changement de file.

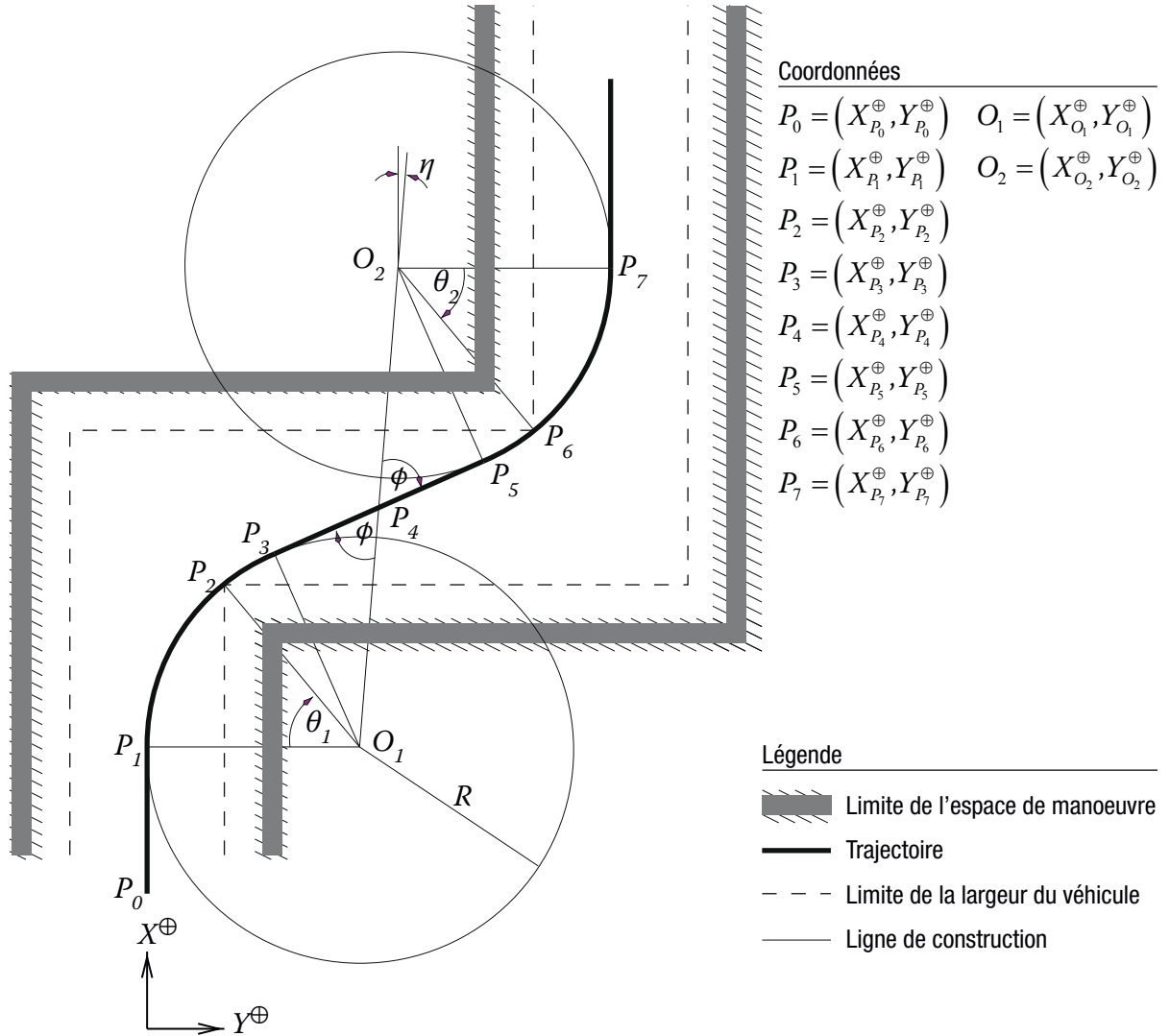


FIGURE D.4. Construction géométrique de trajectoire de référence

La figure D.4 montre certains détails du construction en isolation. La trajectoire est affichée en ligne grasse. Les limites de l'espace de manoeuvre sont affichées en ligne grasse gris foncé rayé.

En traversant la position  $P_0$ , la trajectoire suit le centre de la première file jusqu'à  $P_1$ . L'accélération maximal commence par le premier virage à droite. En continuant le virage à travers  $P_2$ , le point le plus proche de la limite de l'espace de manoeuvre, la trajectoire atteint  $P_3$ . Depuis  $P_3$ , la trajectoire poursuit une ligne droite de  $P_4$  jusqu'en  $P_5$ . Un accélération maximale est prise dans la virage à gauche de  $P_6$  à  $P_7$  menant la trajectoire au centre de la file de destination.

La clé de la détermination de la trajectoire est l'identification des centres des cercles avec le minimum de rayon de courbure  $O_1$  et  $O_2$ .

$$\theta_1 = \arccos\left(1 - \frac{Y_{P_2}^\oplus - Y_{P_1}^\oplus}{R}\right), \theta_2 = \arccos\left(1 - \frac{Y_{P_7}^\oplus - Y_{P_6}^\oplus}{R}\right)$$

$$O_1 = (X_{O_1}^\oplus, Y_{O_1}^\oplus) = (X_{P_2}^\oplus - R \sin \theta_1, Y_{P_1}^\oplus + R)$$

$$O_2 = (X_{O_2}^\oplus, Y_{O_2}^\oplus) = (X_{P_6}^\oplus + R \sin \theta_2, Y_{P_7}^\oplus - R)$$

$$\phi = \arcsin \frac{2R}{\sqrt{(X_{O_2}^\oplus - X_{O_1}^\oplus)^2 + (Y_{O_2}^\oplus - Y_{O_1}^\oplus)^2}}$$

$$\eta = \arctan \frac{Y_{O_2}^\oplus - Y_{O_1}^\oplus}{X_{O_2}^\oplus - X_{O_1}^\oplus}$$

$$P_3 = (X_{O_1}^\oplus + R \sin(\phi + \eta), Y_{O_1}^\oplus - R \cos(\phi + \eta))$$

$$P_4 = \frac{1}{2}(X_{O_1}^\oplus + X_{O_2}^\oplus, Y_{O_1}^\oplus + Y_{O_2}^\oplus)$$

$$P_5 = (X_{O_2}^\oplus - R \sin(\phi + \eta), Y_{O_2}^\oplus + R \cos(\phi + \eta))$$

# RÉFÉRENCES

- [1] **Renault Automobiles**, “*Glossaire de terminologie technique automobile français / anglais—anglais / français*”, Fascicule de documentation, 80, 00, 001 /C, 1998
- [2] **Y. N. Luginsky, B. A. Alexeyev, B. Y. Makhlin, N. E. Sirotina, M. S. Fesi-Zhilinskaya**, “*Dictionary of electrical engineering*” , Springer, Science + Business Media, B.V, 1985
- [3] **Ministère de transport et de la météorologie**, “*Décennie de la Sécurité Routière*”, <http://www.transport.gov.mg/blog/2013/02/21/decennie-de-la-securite-routiere/>
- [4] **Nirina Rasoanaivo**, “*Sécurité routière : 156 accidents mortels en 2015*”, Midi Madagasikara, 28 Mai 2016
- [5] **NIR**, “*Accidents routiers: Madagascar parmi les plus concernés*”, La Gazette de la Grande Ile, [http://www.lagazette-dgi.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=33156:-accidents-routiers-madagascar-parmi-les-plus-concernes](http://www.lagazette-dgi.com/index.php?option=com_content&view=article&id=33156:-accidents-routiers-madagascar-parmi-les-plus-concernes)
- [6] “*Rapport de situation sur la sécurité routière dans le monde*”, [who.int/violence\\_injury\\_prevention/road\\_safety.../table\\_a2\\_fr.pdf](http://who.int/violence_injury_prevention/road_safety.../table_a2_fr.pdf)
- [7] **Youseok Kou**, “*Development and evaluation of integrated chassis control systems*”, A dissertation submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy (Mechanical Engineering) in The University of Michigan, 2010
- [8] **Rana Raouf Hasan Farag**, “*Active Neuro-Fuzzy Integrated Vehicle Dynamics Controller to improve the vehicle handling and stability at complicated maneuvers*” , Tesis doctoral, Departamento de ingenieria mecanica, 2013
- [9] **A. Galip Ulsoy, Huei Peng, Melih Çakmakçı**, “*Automotive control systems*”, Cambridge University Press, 2012
- [10] **Erik Hartelius, Oskar Eklund**, “*Verification of Vehicle Dynamics Control Functions*”, Master’s thesis in Automotive Engineering, Chalmers University Of Technology, 2014
- [11] **Michael Sayers, Ph.D.**, “*Extending and customizing CarSim math models at runtime*”, The Latest CarSim: Vehicle Dynamics Expo, 2008
- [12] **Konrad Reif**, “*Automotive Mechatronics*”, Springer Vieweg, 5th Edition, 2007
- [13] **S.L.H. Verhoeven**, “*Optimal Control of a Multi-Actuated By-Wire Vehicle*”, DCT 2008.112, [www.mate.tue.nl/mate/pdfs/9688.pdf](http://www.mate.tue.nl/mate/pdfs/9688.pdf)
- [14] **William S. Levine**, “*Control System Application*”, CRC Press, Second Edition, 2011
- [15] **Vijay Krishnan Menon**, “*Electronic Stability Programme*” , Lecture S3-ICTM, 2012

- [16] **Farhana Binti Jani**, “*BFC32302 Traffic engineering and safety*”, Electronic Stability Control, Afi10177, Section 7, 2014
- [17] **U.S. Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration**, “*Electronic Stability Control Systems*”, Final regulatory impact analysis, MVSS No. 126, 2007
- [18] **Robert Bosch GmbH**, “*Driving Stability Systems*”, Robert Bosch GmbH, 2005
- [19] **Konrad Reif Ed.**, “*Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems*”, Bosch Professional Automotive Information, Springer, 2014
- [20] **Guillermo Benito, Henrik Nilsson**, “*Vehicle Stability Control for Roadside Departure Incidents by Steering Wheel Torque Superposition*”, Departments of Applied Mechanics & Signals and Systems, Chalmers University Of Technology, Master’s Thesis E2X020/2006
- [21] **Shengqin Li, Le He**, “*Co-simulation Study of Vehicle ESP System based on ADAMS and MATLAB*”, Journal of software, vol. 6, no. 5, 2011
- [22] **IKA**, “*A test procedure for vehicle dynamic controllers*”, Report 8329
- [23] **Volkswagen, Audi**, “*ESP Electronic Stability Programme*”, Self, study programme, No. 204, 1998
- [24] **M. K. Aripin, Yahaya Md Sam, Kumeresan A. Danapalasingam, Kemao Peng, N. Hamzah, and M. F. Ismail**, “*A Review of Active Yaw Control System for Vehicle Handling and Stability Enhancement*”, Review article, Hindawi Publishing Corporation, International Journal of Vehicular Technology, Volume 2014, Article ID 437515, <http://dx.doi.org/10.1155/2014/437515>
- [25] **Wuwei Chen, Hansong Xiao, Liqiang Liu, Jean W. Zu, HuiHui Zhou**, “*Integrated Control of Vehicle System Dynamics: Theory and Experiment*”, 2011, <http://www.intechopen.com/books/advances-inmechatronics/integrated-control-of-vehicle-system-dynamics-theory-and-experiment>
- [26] **Arman Javadian**, “*A new optimum strategy for esc to share forces among four wheels*”, The 7th Jordanian International Mechanical Engineering Conference (JIMEC’7), 2010
- [27] **P. Falcone, F. Borrelli, J. Asgari, H. E. Tseng, D. Hrovat**, “*Predictive Active Steering Control for Autonomous Vehicle Systems*”, IEEE Transaction Of Control Systems Technology, January 2007
- [28] **Tao Sun, Hao Guo, Jian-yong Cao, Ling-jiang Chai, Yue-dong Sun**, “*Study on Integrated Control of Active Front Steering and Direct Yaw Moment Based on Vehicle Lateral Velocity Estimation*”, Hindawi Publishing Corporation, Mathematical Problems in Engineering, Volume 2013, Article ID 275269, <http://dx.doi.org/10.1155/2013/275269>

- [29] **Rajesh Rajamani**, “*Vehicle Dynamics and Control*”, 2nd Edition, Mechanical Engineering Series, Springer, 2012
- [30] **Chandrasekaran Rengaraj**, “*Integration of Active Chassis Control Systems for Improved Vehicle Handling Performance*”, Doctoral thesis, University of Sunderland, 2012
- [31] **Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini**, “*Vehicle Dynamics, Modeling and Simulation*”, Springer, 2014
- [32] **Society of Automotive Engineers of China (SAE-China), International Federation of Automotive Engineering Societies (FISITA) Editors**, “*Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*”, Volume 6: Vehicle Electronics, 2012
- [33] **Cong, G. (Geng); Mostefai, L. (Lotfi); Denai, M. A. (Mouloud); Hori, Y. (Yoichi)**, “*Direct yaw-moment control of an in-wheel-motored electric vehicle based on body slip angle fuzzy observer*”, IEEE Transactions on Industrial Electronics, <http://hdl.handle.net/10149/145011>, 2009
- [34] **Ankur Arora**, “*Prototype Development and Testing of Active Yaw Moment Control System Using Vehicle Momentum Wheel*”, Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Applied Science, Faculty of Engineering and Applied Science, University of Ontario Institute of Technology, 2015
- [35] **Hongyu Zheng, Changfu Zong**, “*Research on Vehicle Stability Control Algorithm for Direct Yaw Moment Control*”, 3rd International Conference on Computer and Electrical Engineering (ICCEE 2010), IPCSIT vol. 53 (2012)
- [36] **Mohamad Heerwan Bin PEEIE, Hirohiko OGINO, Yasuo OSHINOYA** “*Skid Control of Small Electric Vehicles (Direct Yaw Moment Control using Tire Steer Angle)*” , Proc. Schl. Eng. Tokai Univ., Ser. E 39 (2014)
- [37] **Chunyun Fu**, “*Direct Yaw Moment Control for Electric Vehicles with Independent Motors*”, A thesis submitted in fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy (Mechanical and Manufacturing Engineering), School of Aerospace, Mechanical and Manufacturing Engineering, 2014
- [38] **Mattias Hjort, Håkan Andersson, Jonas Jansson, Selina Mårdh, Jerker Sundström**, “*A test method for evaluating safety aspects of ESC equipped passenger cars, A prototype proposal*”, VTI rapport 634A, [www.vti.se/publications](http://www.vti.se/publications), 2009
- [39] **M. M. Al Emran Hasan, Mehran Ektesabi, Ajay Kapoor**, “*A Suitable Electronic Stability Control System Using Sliding Mode Controller for an In-wheel Electric Vehicle*”, Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists, Vol I, 2013
- [40] **B.T. Fijalkowski**, “*Automotive Mechatronics: Operational and Practical Issues*”, International Series on Intelligent Systems, Control and Automation: Science and Engineering, Springer, Volume 1, 2014



- [41] **Michael Sayers, Ph.D., Chief Technology Officer**, “*Vehicle Dynamics Terminology*”, Technical Memo, Mechanical Simulation, 2014
- [42] **Geraint Paul Bevan**, “*Development of a vehicle dynamics controller for obstacle avoidance*”, A thesis for the degree of Doctor of Philosophy (PhD), University of Glasgow, 2008
- [43] **Alexander Katriniok**, “*Optimal Vehicle Dynamics Control and State Estimation for a Low-Cost GNSS-based Collision Avoidance System*”, Fortschritt-Berichte VDI, Nr. 1230, 2013
- [44] **Robert Bosch GmbH**, “*Electronic Automotive Handbook*”, Bosch, 1. Edition, 2002
- [45] **William S. Levine**, “*Control System Advanced Methods*”, The Control Handbook, Second Edition, 2011
- [46] *Cours de commande des systèmes multivariables*, Mention Electronique, SDE, ESPA, 2015
- [47] *Cours de commande optimale des systèmes linéaires*, Mention Electronique, SDE, ESPA, 2015
- [48] **Dr Jake Abbott**, “*LQR Methods*”, <https://www.youtube.com/watch?v=St5L-ekOKGA>
- [49] **Motoki Shino - Masao Nagai**, “*Yaw moment control of electric vehicle for improving handling and stability.pdf*”, JSAE Review No22, 2001
- [50] **B.J.S. van Putten**, “*Design of an Electronic Stability Program for vehicle simulation software*”, Master traineeship, Eindhoven University of Technology, 2008
- [51] **Hans B. Pacejka**, “*Tire and Vehicle dynamics*”, Delft University of Technology, Third edition, 2012
- [52] **Mechanical Simulation**, “*CarSim*”, Brochure, 2014
- [53] **Virtual Mechanics Corporation**, “*CarSim. TruckSim. BikeSim*”, Presentation, 2015
- [54] **BMW AG**, “*Owner’s manual for vehicle*”, Online Edition for Part-No. 01 41 0 157 602, © 09/03
- [55] **David Crolla, David E. Foster -Toshio Kobayashi, Nicholas Vaughan**, “*Encyclopedia of automotive engineering*”, Wiley, 2014
- [56] **Mechanical Simulation**, “*The VehicleSim Steer Controller*”, Technical Memo, 2011
- [57] **Geraint Paul Bevan**, “*Development of a vehicle dynamics controller for obstacle avoidance*”, PhD thesis, Faculty of Engineering, University of Glasgow, Jan-08
- [58] **Dr. Vladimir V. Vantsevich, Georg Rill**, “*Road vehicle dynamics, Fundamentals and modeling*”, Ground Vehicle Engineering Series, CRC Press, 2012

- [59] **Timothy T. Maxwell**, “*Steady State Cornering*”, Advanced Vehicle Engineering, Laboratory Advanced Vehicle Engineering Laboratory, 2006
- [60] **P. Falcone, F. Borrelli, J. Asgari, H. E. Tseng, D. Hrovat**, “*Predictive Active Steering Control for Autonomous Vehicle Systems*”, IEEE transaction of control systems technology, 2007
- [61] *Cours d’asservissement 2*, Mention Génie Industriel, ESPA, 2012
- [62] **Kiumars Jalali, Thomas Uchida, John Mcphee, Steve Lambert**, “*Development of an Advanced Fuzzy Active Steering Controller and a Novel Method to Tune the Fuzzy Controller*”, SAE International Journal of Passenger Cars - Electronic and Electrical Systems · April 2013
- [63] **Reza N. Jazar**, “*Vehicle Dynamics - Theory and Application*”, 2nd edition, Springer, 2014
- [64] **Tomizuka Masayoshi and Zong Changfu**, “*Integrated Control Method for a Full Drive-by-Wire Electric Vehicle Based on Driver’s Intention Recognition*”, MSC Lab, <http://msc.berkeley.edu/research/automotive/ev.html>
- [65] **Yoni Nazarathy, Artem Pulemotov**, “*The Linear Quadratic Regulator (LQR) and Model Predictive Control*”, Control Theory, Lecture No MATH4406, 2012
- [66] **Craig E. Beal**, “*Applications of model predictive control to vehicle dynamics for active safety and stability*”, Partial fulfillment of the requirements for the degree of doctor of philosophy, 2011
- [67] **Luigi del Re, Frank Allgöwer, Luigi Glielmo, Carlos Guardiola, Ilya Kolmanovsky**, “*Automotive Model Predictive Control - Models, Methods and Applications*”, Lecture Notes in Control and Information Sciences, No 402, Springer, 2010  
  
Tao ZHENG, “Advanced model predictive control”, [www.intechopen.com](http://www.intechopen.com)
- [68] **Dr. Li Li, Dr. Fei-Yue Wang**, “*Advanced motion control and sensing for intelligent vehicles*”, Department of Systems and Industrial Engineering, University of Arizona, Springer, 2007

Auteur: RAZAFINDRATSARAVAHY Davida Natolotra

Titre du mémoire: Conception d'un Electronic Stability Control (ESC) basé sur le Direct Yaw Control (DYC) - Simulation sous CarSim et Matlab/Simulink.

Nombres de pages: 128 pages

Nombre de tableaux: 12

---

## Résumé

Ce mémoire conçoit un Electronic Stability Control (ESC) utilisant une commande de stabilité du moment de lacet (Yaw Stability Control ou YSC). Une des méthodes efficaces pour le YSC est le Direct Yaw Control ou DYC. Le DYC utilise deux niveaux de commande. Le premier niveau de commande a pour but de contrôler la stabilité du lacet. Le deuxième niveau de commande distribue individuellement les pressions de freinage à chaque roue pour appliquer le moment de lacet de correction. L'ABS ou Antilock Braking System exécute le freinage de chaque pneu en s'assurant que chaque pneu ne se bloque pas. L'ESC utilise sept capteurs qui mesurent la vitesse des quatre roues, l'angle de braquage du volant, l'accélération latérale et la vitesse de lacet du véhicule. Les autres variables nécessaires aux commandes sont estimées par des observateurs. Des simulations sont faites avec CarSim et Matlab/Simulink pour analyser le comportement du véhicule équipé de l'ESC conçu dans ce mémoire. Les résultats montrent l'efficacité et l'importance de l'utilisation de l'ESC à éviter les accidents.

**Mots clés:** Electronic Stability Control (ESC), Yaw Stability Control (YSC), Direct Yaw Stability Control (DYC), Linear Quadratic Regulator (LQR), CarSim.

---

## Abstract

This thesis designs an Electronic Stability Control (ESC) using yaw stability control (YSC). One of the most effective methods of controlling the yaw moment is Direct Yaw Moment Control (DYC). DYC uses two levels of control. The aim of the upper controller is to control the yaw stability. The lower controller distributes individually the brake pressure for each wheel in order to apply the corrective yaw moment. The Antilock Braking System (ABS) brakes each wheel and ensures that each wheel doesn't lock. The ESC uses seven sensors that measure the wheel speeds, the wheel steer angle, the lateral acceleration and the yaw rate of the vehicle. All other parameters needed for the control are estimated by observers. Many simulations are done using CarSim and Matlab/Simulink. Theses simulation allows us to analyse the behaviour of the vehicle with ESC. Results show the efficiency and the importance of ESC in its capabilities to avoid accidents.

**Key words:** Electronic Stability Control (ESC), Yaw Stability Control (YSC), Direct Yaw Stability Control (DYC), Linear Quadratic Regulator (LQR), CarSim.

---

Directeur de mémoire: RASTEFANO Elisée

Contact de l'auteur: r.davida.natolotra@gmail.com

+261 34 74 262 49