



**HAL**  
open science

## Système de prévention du risque de renversement latéral pour des véhicules évoluant en milieu naturel

M. Richier, R. Lenain, Benoît Thuilot, C. Debain

► **To cite this version:**

M. Richier, R. Lenain, Benoît Thuilot, C. Debain. Système de prévention du risque de renversement latéral pour des véhicules évoluant en milieu naturel. 7ième Conférence Internationale Francophone d'Automatique (CIFA'12), Jul 2012, Grenoble, France. 6 p. hal-00788095

**HAL Id: hal-00788095**

**<https://hal.science/hal-00788095>**

Submitted on 13 Feb 2013

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

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

# Système de prévention du risque de renversement latéral pour des véhicules évoluant en milieu naturel

M.Richier \* R.Lenain \* B.Thuilot \*\* C.Debain \*

\* *Irstea, 24 avenue des Landais, 63172 Aubière, France*

\*\* *Clermont université, Université Blaise Pascal, Institut Pascal, BP 10448, 63000 Clermont-Ferrand, France*

---

**Abstract:** Un algorithme dédié aux Véhicules Légers Tout-Terrain (VLTT) permettant l'estimation et l'anticipation du renversement est présenté dans ce papier. Il repose sur une estimation temps-réel du Transfert de Charge Latéral (TCL), représentatif des instabilités dynamiques latérales. Le TCL est calculé grâce à un modèle dynamique scindé en deux projections 2D. A partir de ce modèle et d'un système de perception bas-coût, un observateur est proposé. Il permet d'estimer en temps-réel les propriétés du terrain (adhérence et pente), et ainsi d'évaluer avec précision le risque d'instabilité latérale à l'instant courant. Enfin, un algorithme de prédiction, qui est basé sur l'extrapolation des commandes du conducteur, permet l'anticipation. Ainsi, il est possible de prévenir le pilote d'un risque de renversement, mais aussi d'envisager la création d'un système de sécurité actif.

*Keywords:* Véhicule Léger Tout Terrain (VLTT), Transfert de Charge Latéral (TCL), observateur, pente latérale, quad, système de sécurité.

---

## 1. INTRODUCTION

Grâce à leur grande manoeuvrabilité, les quads sont de plus en plus populaires en particulier dans le monde agricole. Malheureusement, leurs conceptions mécaniques favorisent le risque de renversement, principale cause d'accident grave pour les VLTT (presque 50% des accidents comme mentionné dans 200 (2007) et CCMISA (2006)). S'il existe des structures protectrices contre le renversement latéral (ROPS<sup>1</sup>) qui limitent les dommages corporels, elles ne sont pas adaptées aux VLTT. C'est pourquoi le développement de systèmes actifs, améliorant la stabilité des VLTT, constitue une solution prometteuse.

Dans le milieu routier, plusieurs systèmes ont été développés afin d'améliorer la stabilité des véhicules comme Bevely et al. (2006) et Piyabongkarn et al. (2009). Cependant, ils utilisent des modèles linéaires de pneu, qui ne sont pas adaptés en présence de grandes variations des conditions d'adhérence, tel que rencontré en milieu tout-terrain.

D'autres systèmes ont été proposés pour la robotique mobile évoluant en milieu tout-terrain: Besson et al. (2008) et Ohno et al. (2009). Malheureusement, ces systèmes sont difficilement transposables pour les VLTT, car ils nécessitent un système d'acquisition onéreux: INS ou RTK GPS à grande précision. De plus, l'accessibilité des données GPS ne peut pas être assurée dans un environnement naturel (arbres, montagne, bâtiments, etc.).

Dans nos travaux antérieurs Bouton et al. (2008), un système de prévention du risque de renversement latéral

dédié aux VLTT et utilisant un système de capteurs bas-coût a déjà été proposé. Parmi les différents critères permettant d'estimer le risque de renversement Peters (2009), le TCL a été choisi car il nécessite seulement une modélisation simple du véhicule ainsi qu'un équipement en capteur relativement bas-coût par rapport au prix d'un quad. Ce système s'appuie sur une estimation en temps-réel des conditions d'adhérence, mais a pour principale limitation l'hypothèse d'un sol plat non vérifiée en milieu tout-terrain. Une autre limitation moins importante est la présence d'une singularité dans les équations qui obligeait à arrêter l'adaptation des conditions d'adhérence durant les lignes droites. Une nouvelle modélisation et une nouvelle approche de l'adaptation des conditions d'adhérence sont proposées dans ce papier. Avec toujours un ensemble de capteurs bas-coût : accéléromètre/gyromètre 3-axes, un radar doppler et un capteur d'angle de braquage, le TCL peut être prédit quelles que soient les conditions d'adhérence ou la pente. Plus précisément, un modèle bicyclette est associé à un observateur, qui estime les paramètres de glissement ainsi que la pente. Ces estimations sont ensuite utilisées par un algorithme de prédiction du TCL, qui est basé sur un modèle roulis.

Le papier est organisé de la manière suivante : premièrement, la modélisation du véhicule permettant le calcul du TCL est présentée. Comme l'expression du TCL requiert la connaissance des paramètres de glissement, un observateur de type backstepping est développé dans la deuxième partie. Dans cette partie, un algorithme de prédiction permettant l'anticipation de l'évolution du TCL est également décrit. Finalement, des expériences réelles avec un quad agricole sont présentées afin d'étudier l'applicabilité et les performances de l'approche.

---

<sup>1</sup> Roll Over Protection Structure

## 2. CALCUL DU TCL

### 2.1 Modèle dynamique

Afin d'estimer en temps-réel le TCL, la modélisation choisie du véhicule est représentée sur la Fig.1. Le modèle dynamique du véhicule est divisé en deux sous-modèles. La séparation de la dynamique de lacet de celle de roulis permet une simplification équationnelle. Le premier représente une projection 2D dans le plan lacet en considérant un sol plat (voir Fig.1(a)). Afin de prendre tout de même la pente en compte, une force latérale ( $P_1$ ) est ajoutée. Associé à un observateur décrit en section III, ce modèle permet l'estimation des variables représentatives du glissement (angles de dérive  $\beta$ ,  $\alpha_f$ ,  $\alpha_r$  et les forces latérales  $F_f$ ,  $F_r$ ) et de l'angle de dévers ( $\theta$ ). Ces variables influencent de manière significative le risque de renversement latéral. Elles sont ensuite introduites dans le second modèle, qui est une projection 2D dans le plan de roulis (voir Fig.1(b)) et qui permet l'estimation du TCL.

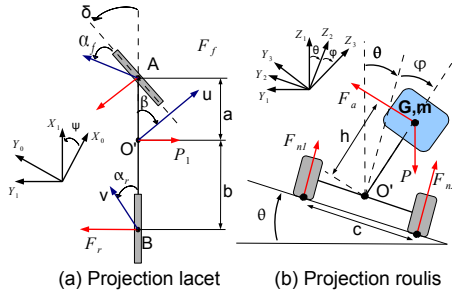


Fig. 1. Modèle dynamique du véhicule

Les variables et paramètres utilisés pour la modélisation et figurant sur la Fig.1 sont listés ci-dessous :

- $\psi$  est l'angle de lacet,
- $\beta$ ,  $\alpha_r$  et  $\alpha_f$ , sont respectivement les angles de dérive global, arrière et avant,
- $\theta$  est l'angle de dévers du modèle roulis,
- $\delta$  est l'angle de braquage,
- $v$  est la vitesse linéaire du centre de l'essieu arrière,
- $u$  est la vitesse linéaire au centre de roulis  $O'$ ,
- $a$  et  $b$  sont les demi-empattements avant et arrière,
- $c$  est la voie du véhicule,
- $h$  est la distance entre le centre de roulis et le centre de gravité  $G$ ,
- $I_x$ ,  $I_y$  et  $I_z$  sont les moments d'inertie de roulis, tangage et lacet,
- $P = mg$  est la force de gravité appliquée à la masse  $m$  suspendue du véhicule, avec  $g$  l'accélération terrestre,
- $P_1 = mg \sin(\theta)$  est l'influence de la force de gravité sur la dynamique latérale,
- $F_{n1}$  and  $F_{n2}$  sont les composantes normales du contact roue/sol respectivement sur les côtés gauche et droit,
- $F_a(\varphi)$  est une force reconstituant l'effet des suspensions, qui est paramétrée par  $k_r$  et  $b_r$ , le coefficient de raideur et d'amortissement :

$$\vec{F}_a = \frac{1}{h} (k_r \varphi + b_r \dot{\varphi}) \vec{y}_2 \quad (1)$$

où  $\varphi$  est l'angle de roulis de la masse suspendue associé à la dynamique de roulis, décrit sur la Fig.1. Dans la section 2.4, un moyen de calculer  $\varphi$  est proposé. Les paramètres  $k_r$  et  $b_r$  sont évalués au préalable grâce à une procédure de calibration.

### 2.2 Modèle de contact roue/sol

Les forces latérales  $F_r$  et  $F_f$  dépendent énormément des conditions d'adhérence. Un modèle de contact est donc nécessaire. Parmi les nombreux modèles décrivant le phénomène de glissement (comme le modèle de Pacejka ou de LuGre Pacejka (2002), Canudas de Wit and Tsiotras (1999)), le modèle linéaire (2) est considéré :

$$\begin{aligned} F_f &= C_f(\cdot) \alpha_f \\ F_r &= C_r(\cdot) \alpha_r \end{aligned} \quad (2)$$

Son principal avantage vient du petit nombre de paramètre à être connu. Cependant afin de prendre en compte les phénomènes de non linéarité du contact et les variations des conditions d'adhérence, les rigidité de dérives ( $C_f(\cdot)$  and  $C_r(\cdot)$ ) sont considérées comme variables. Elles sont adaptées en temps réel par un observateur détaillé en section 3.

### 2.3 Equation du mouvement dans le plan lacet

A partir du modèle linéaire de pneu (2) et du modèle bicyclette représenté sur la Fig.1(a), les équations dynamiques sont obtenues grâce au PFD<sup>2</sup>. Dans le plan lacet, les forces longitudinales, vitesses de roulis et de tangage sont négligées. De plus l'influence de la pente latérale du véhicule est prise en compte par l'ajout d'une force latérale de gravité. Finalement, le système d'équations est le suivant :

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} &= \frac{-a \cos(\delta) F_f + b F_r}{I_z} \\ \dot{\beta} &= - \frac{F_f \cos(\delta - \beta) + F_r \cos(\beta)}{um} \\ &\quad - \frac{g}{v} \sin(\theta) \cos(\beta) - \dot{\psi} \cos(\beta) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\alpha_r = \arctan\left(\tan(\beta) - \frac{b\dot{\psi}}{u}\right)$$

$$\alpha_f = \arctan\left(\tan(\beta) + \frac{a\dot{\psi}}{u}\right) - \delta$$

$$u \approx v$$

Du moment où l'on s'intéresse à l'estimation d'un TCL en régime dynamique, la condition  $u \neq 0$  est toujours valide.

### 2.4 Dynamique de roulis et calcul du TCL

Le Transfert de Charge Latéral (TCL) représente la répartition des composantes normales des contacts roue/sol. Il est défini par :

$$TCL = \frac{F_{n1} - F_{n2}}{F_{n1} + F_{n2}} \quad (4)$$

D'après la définition (4), le TCL atteint la valeur de  $\pm 1$  quand les deux roues d'un même côté ne touchent plus

<sup>2</sup> PFD : Principe fondamental de la dynamique

le sol, ce qui représente un risque de renversement. En pratique, la limite utilisée dans la littérature est de 80 % afin de maintenir une marge de sécurité.

Grâce au PFD appliqué au modèle de roulis représenté par la Fig.1(b) et en considérant les approximations suivantes :  $\ddot{\theta} \ll \ddot{\varphi}$  et  $\dot{\theta} \ll \dot{\varphi}$ , le système d'équations représentant l'évolution de l'angle de roulis et des forces normales est le suivant :

$$\ddot{\varphi} = \frac{1}{h \cos(\varphi)} [h\dot{\varphi}^2 \sin(\varphi) + h\dot{\psi}^2 \sin(\gamma) \cos(\theta) + u\dot{\psi} \cos(\theta) \cos(\beta) + \dot{u} \sin(\beta) + u\dot{\beta} \cos(\beta) - \frac{k_r \varphi + b_r \dot{\varphi}}{mh} \cos(\varphi) + g \sin(\theta)] \quad (5)$$

$$F_{n1} + F_{n2} = m[-h\dot{\varphi} \sin(\varphi) - h\dot{\varphi}^2 \cos(\varphi) + g \cos(\theta) - u\dot{\psi} \sin(\theta) \cos(\beta) - \frac{k_r \varphi + b_r \dot{\varphi}}{mh} \sin(\varphi) - \dot{\psi}^2 \sin(\gamma) \sin(\theta)] \quad (6)$$

$$F_{n1} - F_{n2} = \frac{2}{c} [I_x \ddot{\varphi} + (I_z - I_y) \dot{\psi}^2 \frac{\sin(2\gamma)}{2} - h \sin(\varphi) (F_{n1} + F_{n2})] \quad (7)$$

où  $\gamma = \theta + \varphi$ .

Donc, dès que l'angle de roulis peut être calculé en utilisant (5), le TCL est évalué par les expressions des forces normales (6) et (7). D'après l'équation (5), le calcul de  $\varphi$  nécessite la connaissance de l'angle de dérive global ( $\beta$ ) qui dépend lui-même des rigidités de dérive  $C_f$  et  $C_r$  (voir (3)). Etant donné que les quads sont censés évoluer en milieu naturel, les conditions d'adhérence ont une influence importante et sont de plus variables. Comme ces quantités ne sont pas mesurables, elles sont adaptées en temps-réel afin d'avoir une estimation et une anticipation pertinente du TCL. C'est pourquoi un observateur de type backstepping a été développé. De plus un algorithme de prédiction est nécessaire, si le TCL doit être anticipé afin de prévenir les risques de renversement.

### 3. SYSTÈME DE PRÉVENTION DU RENVERSEMENT LATÉRAL

#### 3.1 Schéma de principe du système

Le système ayant pour but la prévention du risque de renversement latéral pour les VLTT est résumé sur la Fig.2. Il est composé de :

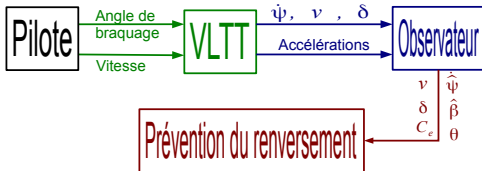


Fig. 2. Schéma de principe du système

**Bloc VLTT** Le VLTT est manuellement contrôlé, i.e. le conducteur commande la vitesse du véhicule  $v$  et l'angle de braquage  $\delta$ . Comme précisé dans l'introduction, les variables mesurées sont la vitesse de lacet, les accélérations, la vitesse et l'angle de braquage.

**Bloc observateur** Les conditions d'adhérence sont estimées en temps-réel. Les deux rigidités de dérive ne pouvant être estimées séparément pour des raisons d'observabilité (Bouton et al. (2008)), elles sont considérées égales à une rigidité de dérive globale  $C_e$ . Une estimation de la vitesse de lacet  $\dot{\psi}$  et de l'angle de dérive global  $\hat{\beta}$  est aussi fournie. De plus, l'estimation de la pente latérale du véhicule est intégrée à l'observateur grâce à la mesure de l'accélération latérale.

**Bloc de prévention du renversement** A partir des variables mesurées et observées ( $v$ ,  $\delta$ ,  $C_e$ ,  $\dot{\psi}$  et  $\hat{\beta}$ ), les valeurs futures du TCL peuvent être prédites en temps-réel afin de prévenir le risque de renversement latéral.

L'observateur et l'algorithme de prédiction sont décrits plus précisément dans les sections suivantes.

#### 3.2 Conception de l'observateur

Comme les angles de dérive global, arrière et avant peuvent être grands, un système non-linéaire est choisi (8) :

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} &= a_{11} \dot{\psi} + a_{12} \hat{\beta} + b_1 \delta \\ \dot{\beta} &= -\frac{\hat{F} + mg \sin(\theta) \cos(\hat{\beta})}{vm} - \dot{\psi} \cos(\hat{\beta}) \\ \hat{F} &= C_e (\hat{\alpha}_f \cos(\delta - \hat{\beta}) + \hat{\alpha}_r \cos(\hat{\beta})) \end{aligned} \quad (8)$$

avec :  $a_{11} = \frac{-(a^2 \cos(\delta) + b^2) C_e}{v I_z}$ ,  $a_{12} = \frac{(b - a \cos(\delta)) C_e}{I_z}$

et  $b_1 = \frac{a \cos(\delta) C_e}{I_z}$  où  $\hat{\psi}$ ,  $\hat{\beta}$ ,  $\hat{\alpha}_r$  et  $\hat{\alpha}_f$  sont respectivement la vitesse de lacet et les angles de dérive global/arrière/avant.  $\hat{F}$  est nommée force latérale globale. Afin de calculer le TCL,  $\beta$  et  $C_e$  doivent être estimés à partir de (8). Pour cela, une approche de type backstepping composée de quatre étapes est proposée. Un aperçu est présenté sur la Fig.3.

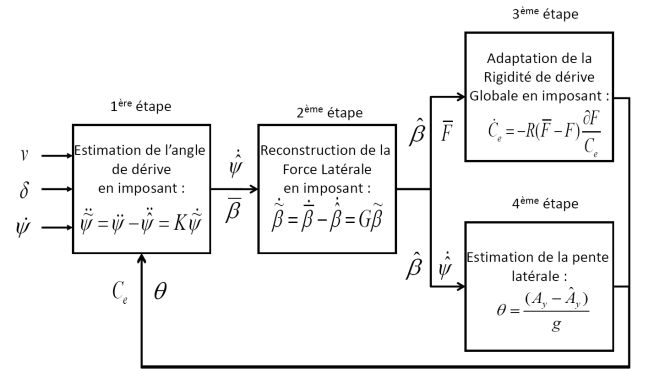


Fig. 3. Aperçu de l'observateur.

**Première étape** "Estimation de l'angle de dérive"

La première étape consiste à traiter  $\hat{\beta}$  comme une variable de contrôle (notée  $\tilde{\beta}$ ), utilisée pour imposer la dynamique de convergence suivante sur l'erreur d'observation de la vitesse de lacet  $\dot{\psi}$  :

$$\ddot{\psi} = \ddot{\psi} - \ddot{\psi} = K \dot{\psi}, \quad K < 0 \quad (9)$$

où  $\ddot{\psi}$  est la dérivée numérique de la vitesse de lacet mesurée. En injectant (9) dans la première équation de (8), l'expression analytique de la loi de commande recherchée est :

$$\bar{\beta} = \frac{\ddot{\psi} - K\dot{\psi} - a_{11}(C_e)\dot{\psi} - b_1(C_e)\delta}{a_{12}(C_e)} \quad (10)$$

sous la condition  $a_{12} \neq 0$ , qui est assurée en pratique. Par construction,  $\bar{\beta}$  assure la convergence de  $\hat{\psi}$  vers la valeur réelle  $\dot{\psi}$  délivrée par le gyromètre. Par conséquent,  $\bar{\beta}$  peut être considéré comme une estimation pertinente de la valeur réelle de l'angle de dérive global.

*Seconde étape* "Reconstruction de la force latérale"

De la même manière qu'à la première étape,  $\hat{F}$  est traitée comme une variable de contrôle (notée  $\bar{F}$ ) afin d'imposer que  $\tilde{\beta} = \bar{\beta} - \hat{\beta}$  converge vers 0 avec la dynamique suivante :

$$\dot{\tilde{\beta}} = \dot{\bar{\beta}} - \dot{\hat{\beta}} = G\tilde{\beta}, \quad G < 0 \quad (11)$$

où  $\dot{\bar{\beta}}$  est la dérivée de  $\bar{\beta}$ . En injectant (11) dans la deuxième équation de (8), l'expression analytique de la variable de contrôle  $\bar{F}$  est :

$$\bar{F} = -mv(\dot{\bar{\beta}} - G\tilde{\beta} + \dot{\hat{\psi}} \cos(\bar{\beta})) - mg \sin(\theta) \cos(\bar{\beta}) \quad (12)$$

Puisque  $\hat{\beta}$  converge vers  $\bar{\beta}$ ,  $\bar{F}$  peut être lui-aussi considéré comme une estimation pertinente de la valeur réelle de la force latérale.

*Troisième étape* "Adaptation de la rigidité de dérive"

Cette étape consiste à adapter  $C_e$  afin d'assurer la convergence de  $\hat{F}$  vers  $\bar{F}$ , défini par l'équation (12). D'après (8), l'adaptation de  $C_e$  ne peut pas être réalisée quand  $F = 0$ , ce qui correspond à un déplacement en ligne droite sur sol plat. La loi d'adaptation utilisée dans Bouton et al. (2008) était arrêtée durant les lignes droites à cause d'une singularité dans une équation (division par  $\delta = 0$ ). Cet arrêt pouvait générer des divergences au moment de la reprise de l'observateur. Afin d'éviter ce type d'interruption, une loi d'adaptation de type MIT rule Astrom and Wittenmark (1994) est proposée pour obtenir la convergence :

$$\begin{aligned} \dot{C}_e &= R(\bar{F} - \hat{F}) \frac{\partial F}{\partial C_e} \\ &= R(\bar{F} - \hat{F})(\hat{\alpha}_f \cos(\delta - \hat{\beta}) + \hat{\alpha}_r \cos(\hat{\beta})) \end{aligned} \quad (13)$$

avec  $R$  un gain strictement positif.

Comme on peut le voir dans (13), l'expression de  $\dot{C}_e$  n'est jamais singulière. Si le véhicule avance en ligne droite sur un sol plat, la force latérale  $F$  tend naturellement vers 0 et par conséquent  $\dot{C}_e = 0$  : l'adaptation de la rigidité de dérive est gelée de manière naturelle. Cette méthode permet de se passer de la supervision d'une singularité en ligne droite.

Cette adaptation permet de prendre en compte la variabilité du terrain mais aussi celle des paramètres du modèle (par exemple la masse du pilote), d'où une certaine robustesse de l'observateur.

*Quatrième étape* "Estimation de la pente"

Le principe est de comparer l'accélération mesurée à celle estimée. En effet, étant donné que l'accéléromètre mesure les accélérations constantes telles que la gravité, l'accélération latérale mesurée peut être modélisée comme suit :

$$Acc_{mesurée} = Acc_{dynamique} + g \sin(\theta) \quad (14)$$

De plus, grâce à la représentation en lacet et en roulis du véhicule (voir Fig.1), l'accélération latérale estimée est :

$$\begin{aligned} \widehat{Acc}_{dynamique} &= \underbrace{u\hat{\beta} \cos(\hat{\beta}) + \dot{u} \sin(\hat{\beta}) + u\dot{\hat{\psi}} \cos(\hat{\beta})}_{\text{accélération de lacet}} \\ &+ \underbrace{h\dot{\hat{\varphi}}^2 - h\dot{\hat{\varphi}}}_{\text{accélération de roulis négligée}} \end{aligned} \quad (15)$$

Finalement, la pente latérale est facilement estimable en utilisant les équations (14) et (15) :

$$\theta = \frac{Acc_{mesurée} - \widehat{Acc}_{dynamique}}{g} \quad (16)$$

### 3.3 Prédiction du TCL

L'observateur présenté précédemment permet l'obtention d'une estimation réaliste de  $C_e$  et  $\beta$  représentative des conditions d'adhérence. Toutes les variables présentes dans le système d'équations (3) et (5) sont alors connues. Par conséquent, le TCL peut être prédit en intégrant ces équations sur un horizon temporel  $H$ . Si cette prédiction dépasse le seuil critique (i.e  $TCL_{prédit} > 0.8$ ), le pilote est prévenu d'un risque. Plus précisément, afin d'exécuter l'intégration, les variables ayant des dynamiques lentes, i.e la rigidité de dérive globale  $C_e$  et la pente latérale  $\theta$ , sont considérées constantes sur l'intervalle de prédiction  $H$ . Au contraire, les commandes du pilote (i.e l'angle de braquage  $\delta$  et la vitesse  $v$ ) ont une grande influence à court terme sur la valeur du TCL. C'est pourquoi, il est proposé d'extrapoler ces variables selon une loi linéaire si  $v$  et/ou  $\delta$  présentent une évolution augmentant le TCL. Sinon elles sont gardées constantes sur l'horizon de prédiction  $H$ . De cette manière, les valeurs du TCL prédites à partir des équations (3) et (5) sont au pire surestimées, ce qui est souhaité pour un système de sécurité. Précisément, la loi d'extrapolation est la suivante :

$$\begin{aligned} v(t_p) &= \begin{cases} v(t) + dt \cdot \dot{v}(t), & \text{si } (v(t), \dot{v}(t)) > (0, 0) \\ v(t) \sinon \end{cases} \\ \delta(t_p) &= \begin{cases} \delta(t) + dt \cdot \dot{\delta}(t), & \text{si } (\delta(t), \dot{\delta}(t)) > (0, 0) \\ \delta(t) + dt \cdot \dot{\delta}(t), & \text{si } (\delta(t), \dot{\delta}(t)) < (0, 0) \\ \delta(t) \sinon \end{cases} \end{aligned} \quad (17)$$

avec  $t_p = t + dt$  et  $0 < dt < H$

## 4. RÉSULTATS

### 4.1 Matériel expérimental

Afin de valider l'observateur et la pertinence du TCL prédit proposés en section 3, des essais expérimentaux sont présentés. Ils ont été réalisés avec un quad MF400H, commercialisé par Massey Ferguson et présenté sur la Fig.4. Ses propriétés dynamiques  $m$ ,  $I_z$ ,  $k_r$ ,  $b_r$ ,  $h$ ,  $a$  et  $b$  ont été initialement identifiées, et il est équipé des capteurs suivants :



Fig. 4. Quad Massey Ferguson MF400H utilisé pour les essais.

- une centrale inertielle Xsens pour les accélérations et les vitesses de rotation,
- un radar Doppler mesurant la vitesse linéaire du véhicule,
- un capteur d'angle donnant accès à l'angle de braquage.

Cet ensemble de capteurs constitue un système de perception bas-coût (comparé au prix d'un quad) permettant l'estimation du TCL sans avoir recours à des capteurs onéreux. De plus, des capteurs dynamométriques mesurant le torseur du contact roue/sol ont été montés sur chaque roue. Ils permettent d'obtenir une réalité terrain, mais ne sont pas utilisés par le système de prévention du risque de renversement.

#### 4.2 Résultats expérimentaux

*Trajectoire du quad* La trajectoire représentée sur la Fig.5 a été effectuée sur un sol herbeux composé de parties planes et pentues à une vitesse comprise entre  $3 \text{ m s}^{-1}$  et  $5 \text{ m s}^{-1}$ . La trajectoire est composée d'une ligne droite en pente dont les valeurs sont entre  $5^\circ$  et  $15^\circ$ , d'un demi-tour sur sol plat, d'une deuxième ligne droite dans la même pente, d'un second demi-tour sur sol partiellement plat et le retour toujours dans la même pente.

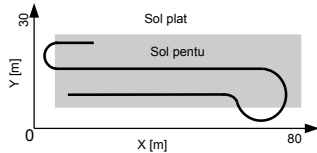


Fig. 5. Trajectoire du véhicule.

*Estimation de la pente latérale* Sur la Fig.6, la pente latérale estimée par l'observateur est représentée. Les valeurs estimées correspondent à la pente réelle du terrain ( $\pm 15^\circ$ ) tel que mesurée au préalable par un opérateur. L'estimation est considérée comme satisfaisante. Selon l'équation (16),  $\theta$  inclut l'estimation de la pente latérale mais aussi l'erreur d'estimation sur l'accélération latérale.

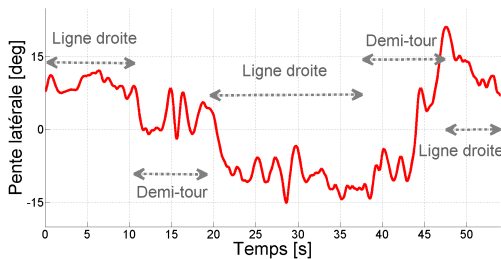


Fig. 6. Pente latérale estimée.

*Convergence de l'observateur* Trois essais ont été réalisés avec des conditions initiales différentes pour la rigidité de dérive :  $50\,000 \text{ N rad}^{-1}$ ,  $20\,000 \text{ N rad}^{-1}$ ,  $5\,000 \text{ N rad}^{-1}$ . Les rigidités de dérive estimées sont représentées sur la Fig.7.

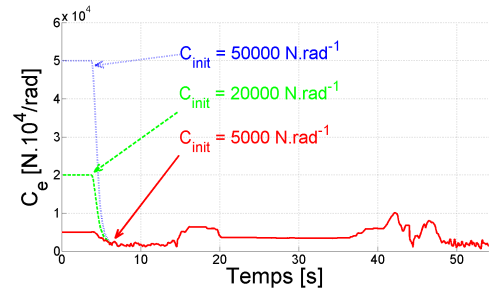


Fig. 7. Adaptation des rigidités de dérive.

Premièrement, les rigidités de dérive convergent toutes vers la même valeur, par conséquent le choix de la valeur initiale, qui n'est pas un choix facile, n'est pas crucial. De plus, l'ordre de grandeur ( $4000 \text{ N rad}^{-1}$ ) correspond à une valeur attendue sur un terrain herbeux.

Deuxièmement, les rigidités de dérive convergent bien que le véhicule évolue en ligne droite (0s to 10s), et ce parce que l'évolution du quad est en pente. La dérive générée par la pente latérale est suffisante pour permettre l'adaptation de la rigidité de dérive.

Troisièmement, la rigidité de dérive reste à peu près constante durant les autres phases de ligne droite (20-37s et 48-54s) en vue de la discussion en section 3.2.3.

Dernièrement,  $C_e$  décroît subitement à 42s : cela correspond à l'inversion du signe de l'angle de braquage et est représentatif du comportement non-linéaire du pneu quand la dérive change brutalement.

*Influence de la pente sur l'estimation du TCL* Sur la Fig.8, les TCL estimés à l'instant courant (i.e.  $H = 0\text{s}$ ) avec et sans prise en compte de la pente sont représentés respectivement en bleu et rouge. Ils sont comparés au TCL mesuré par les capteurs dynamométriques, représenté en noir. Le TCL estimé sans la pente est obtenu en imposant  $\theta = 0^\circ$ .

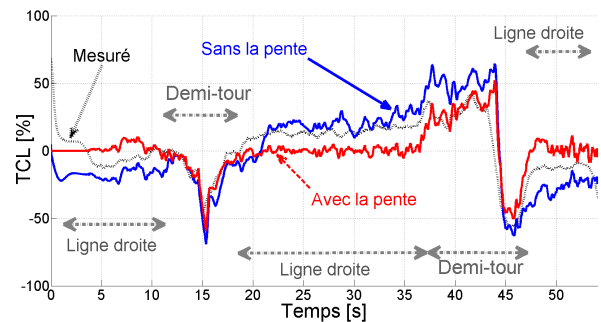


Fig. 8. Résultats expérimentaux de l'estimation du TCL.

Le TCL estimé sans prise en compte de la pente reste très logiquement autour de 0 en ligne droite, puisque dans ce cas seule la pente est responsable du TCL. Au contraire, l'estimation du TCL avec la pente est presque tout le



temps superposée sur le TCL réel, en particulier pendant les évolutions en pente.

Cependant quelques erreurs transitoires d'estimation peuvent être observées, elles sont probablement dues au comportement du pilote, négligé dans cet approche. Etant donné que les quads sont des véhicules légers, la masse du conducteur est importante (pour cet essai elle représente 25% de la masse totale), et son comportement a donc une influence non négligeable. La position du pilote peut changer la position du centre de gravité du système complet de façon significative et ainsi avoir un impact sur les valeurs du TCL. Ceci explique les surestimations rencontrées durant les demi-tours (12-18s et 37-43s).

Ces expériences montrent l'intérêt de la prise en compte de la pente latérale afin d'estimer correctement le TCL. Mais le conducteur doit être informé du risque avant qu'il n'apparaisse, c'est pourquoi un algorithme de prédiction est nécessaire. La section suivante examine l'efficacité de cet algorithme présenté en section 3.3.

*Indicateur de risque de renversement latéral* Le TCL estimé avec la pente et le TCL mesuré sont de nouveau tracés sur la Fig.9, respectivement en bleu et noir, et ils sont comparés au TCL prédit. L'horizon de prédiction  $H$  est fixé à une seconde, car cela correspond au temps de réaction de l'être humain.

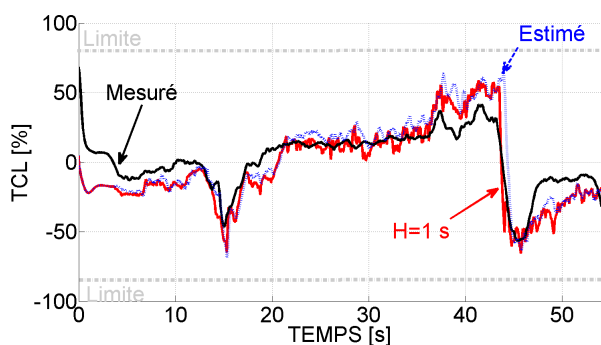


Fig. 9. Résultats expérimentaux de la prédiction du TCL.

Les trois courbes sont superposées dès que l'on se trouve en régime permanent, i.e. pendant les lignes droites et les courbes constantes. Comme attendu, le mouvement du quad est stationnaire : le TCL prédit est identique à la valeur courante.

En revanche, durant les phases transitoires (42-45s) quand le risque de renversement latéral peut apparaître, le TCL prédit précède et surestime de manière satisfaisante le TCL courant.

Par conséquent, cet indicateur de renversement latéral est capable de prévenir du risque de retournement pour les VLTT évoluant en milieu naturel.

## 5. CONCLUSION ET TRAVAUX FUTURS

Ce papier propose un algorithme capable d'anticiper le risque de renversement latéral pour les VLTT évoluant en milieu naturel. Un observateur de type backstepping, basé sur un modèle bicyclette, a été développé afin d'estimer les variables dynamiques (angle de dérive, rigidité de dérive,

pente latérale) autorisant la prise en compte des variations des conditions d'adhérence et de la pente du terrain. Ces estimations, associées à un modèle de roulis, permettent l'anticipation du TCL en temps-réel. Les principales contributions concernent la considération de la pente du terrain et la nouvelle approche de l'adaptation des conditions d'adhérence. Comme démontré dans les expériences, le TCL peut être prédit précisément quelque soit les conditions du terrain. De plus l'équipement de mesure se limite à des capteurs bas-coût excluant en particulier le GPS. Cependant le comportement du conducteur, qui influe sur le transfert de charge, n'est pas pris en compte. C'est pourquoi, afin d'éviter des avertissements non nécessaires ou inversement de sous-estimer le risque, les recherches en cours portent sur le développement d'un système bas-coût permettant de prendre en compte son comportement.

## 6. REMERCIEMENTS

Nous voulons remercier la CCMSA pour son soutien au projet.

## REFERENCES

- (2007). All terrain vehicle enforcement and safety report 2006. Technical report, Wisconsin department of natural resources, USA.
- Astrom, K. and Wittenmark, B. (1994). *Adaptive control (2nd edition)*. New York: Addison-Wesley.
- Besson, G., Grand, C., Ben Amar, F., and Bidaud, P. (2008). Decoupled control of the high mobility robot hyllos based on a dynamic stability margin. In *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, 2435–2440.
- Bevly, D., Ryu, J., and Gerdes, J. (2006). Integrating INS sensors with GPS measurements for continuous estimation of vehicle sideslip, roll, and tire cornering stiffness. 7(4), 483–493. doi:10.1109/TITS.2006.883110.
- Bouton, N., Lenain, R., Thuilot, B., and Martinet, P. (2008). A tire stiffness backstepping observer dedicated to all-terrain vehicle rollover prevention. *Advanced Robotics*, 22(12), 1267–1285.
- Canudas de Wit, C. and Tsiotras, P. (1999). Dynamic tire friction models for vehicle traction control. In *Decision and Control*, volume 4, 3746–3751.
- CCMSA (2006). Accidents du travail des salariés et non salariés agricoles avec des quads. Technical report, Observatoire des risques professionnels et du machinisme agricole, Paris, France.
- Ohno, K., Chun, V., Yuzawa, T., Takeuchi, E., Tadokoro, S., Yoshida, T., and Koyanagi, E. (2009). Rollover avoidance using a stability margin for a tracked vehicle with sub-tracks. In *Safety International Workshop on Security Rescue Robotics*.
- Pacejka, H.B. (2002). *Tire and vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers.
- Peters, S. (2009). Stability measurement of high-speed vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 47(6), 701–720.
- Piyabongkarn, D., Rajamani, R., Grogg, J., and Lew, J. (2009). Development and experimental evaluation of a slip angle estimator for vehicle stability control. 17(1), 78–88.