

# Guidage d'engins agricoles par GPS : amélioration des performances sur terrain non plat et en présence de glissement

Roland Lenain, Michel Berducat et Christophe Cariou

Les enjeux de santé et sécurité des utilisateurs en terme de réduction de la pénibilité du travail créent une demande croissante pour le développement de systèmes d'aide à la conduite permettant d'assister le conducteur dans sa tâche. La précision du guidage des machines représente également des enjeux économiques et environnementaux forts. Quand on considère que des travaux agricoles classiques comme les semis et les épandages nécessitent une précision de guidage de l'ordre de quelques centimètres en écart latéral, on comprend les progrès qu'il convient de réaliser pour améliorer la qualité du travail. Dans ce domaine, l'objectif de suppression des recouvrements entre passages successifs dans les parcelles est un bon exemple d'action en faveur de la prévention des surdosages et de la réduction des intrants (semences, engrais, herbicides...). Les solutions proposées aujourd'hui sur le marché se limitent au suivi de lignes droites sur terrain plat.

Dans cet article, après une revue de l'état de l'art, nous décrivons les travaux de recherche conduits par le Cemagref sur le développement de lois de commande améliorant la réponse du système de guidage aux perturbations introduites par la présence de glissement lors des travaux en courbe ou en pente. Nous analyserons ensuite les résultats obtenus, puis nous mettrons en perspective l'apport de ces travaux pour une gestion spatialisée des apports plus efficace et maîtrisée.

## État de l'art

De nombreux groupes de recherches sont impliqués dans le guidage de véhicule appliqué à l'agriculture.

Les progrès considérables obtenus ces dernières années au niveau de la précision des systèmes GPS, couplés à une diminution continue des prix en font un capteur central dans le développement de solutions d'aide à la conduite.

Différents systèmes de guidage utilisant ce capteur ont donc vu le jour. Certains l'utilisent en complément de centrales inertielles (Nagasaka *et al.*, 1997), ou mettent en place plusieurs antennes (O'Connor *et al.*, 1996), ou tout simplement l'utilise comme unique capteur extéroceptif (Thuilot *et al.*, 2002). Plusieurs solutions ont été mises sur le marché dans les années 90. On citera par exemple les produits BEELINE Navigator (utilisant un GPS couplé à un système de navigation inertiel [INS]) et AutoFarm System (nécessitant 3 récepteurs GPS). Les fabricants de GPS ainsi que les fabricants de matériel agricole ont également investi dans de tels systèmes, comme Trimble, qui commercialise le AgGPS Autopilot ou John Deere qui propose un tracteur automatisé, utilisant plusieurs capteurs (GPS, Vision... [Ried *et al.*, 2001]).

De telles solutions restent toutefois **limitées à des tâches de suivi de lignes droites sur des**

## Les contacts

Cemagref, UR Technologies, systèmes d'information et procédés pour l'agriculture et l'agroalimentaire, BP 50085, 24, avenue des Landais, 63172 Aubière Cedex

**champs plats.** Les développements actuels tendent à étendre ce type de systèmes à des travaux plus complexes tout en réduisant les coûts des matériels.

### Les travaux antérieurs conduits par le Cemagref

Les précédents travaux conduits par le Cemagref en partenariat avec le LASMEA (Laboratoire des sciences et matériaux pour l'électronique), et d'automatique (Cordesses *et al.*, 2000 ; Thuilot *et al.*, 2002) poursuivaient un double but :

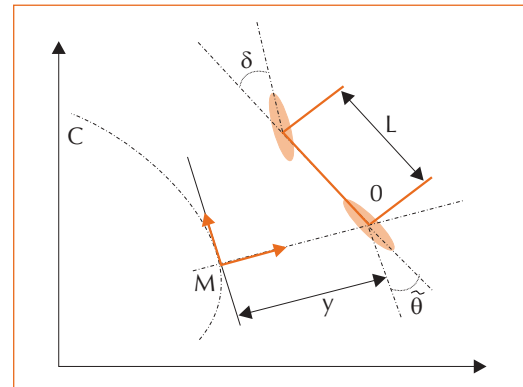
- développer un système de guidage fiable et précis quelque soit la trajectoire à suivre (ligne droite ou courbe), le terrain d'évolution (plat, incliné) ;
- utiliser une approche mono capteur permettant de réduire les coûts de production et de maintenance.

Les expérimentations ont montré de très bons résultats (Thuilot *et al.*, 2002) sur terrain plat et sec. Cependant, dès que le tracteur entame une courbe sur terrain humide, ou effectue une tâche sur un champ en pente, les phénomènes de glissement apparaissent et la précision se dégrade sensiblement. Les travaux présentés ici proposent plusieurs améliorations des lois développées précédemment (Thuilot *et al.*, 2002) afin de compenser les effets liés au glissement. Dans une première partie, la loi de commande sans prise en compte du glissement est rappelée, puis la modélisation des glissements est présentée. La construction d'une nouvelle loi de commande rejetant les effets du glissement est ensuite décrite. Enfin, les résultats simulés et réels sont discutés dans une dernière partie.

### Guidage de robots mobiles sous l'hypothèse de roulement pur

#### Modélisation du véhicule

La modélisation retenue (figure 1) repose sur le modèle classique d'Ackermann des véhicules (appelé également modèle bicyclette). L'engin est considéré comme ayant deux roues (modélisant le train avant et le train arrière) dont une est directrice (ici la roue avant). La localisation du véhicule est réalisée par rapport à la trajectoire de référence et non en coordonnées absolues, ce qui implique l'utilisation de l'abscisse curviligne. L'ensemble des paramètres utilisés dans la suite est listé ci-après :



▲ Figure 1 – Paramètres du modèle d'Ackermann.

- $C$  est la trajectoire à suivre ;
- $O$  est le centre de l'essieu arrière ;
- $M$  est le point de  $C$  le plus proche de  $O$  ;
- $M$  est considéré comme unique, ce qui est vrai lorsque  $O$  est suffisamment proche de  $C$  ;
- $s$  est l'abscisse curviligne de  $M$  le long de  $C$ , et  $c(s)$  représente la courbure de  $C$  en ce point ;
- $y$  et  $\tilde{\theta}$  sont respectivement l'écart latéral et angulaire du véhicule par rapport à la trajectoire de référence  $C$  (figure 1) ;
- $\delta$  est l'angle de braquage virtuel de la roue avant ;
- $v$  est la vitesse linéaire du véhicule, considérée ici comme un paramètre, dont la valeur peut varier pendant le guidage ;
- $L$  est l'empattement du véhicule.

#### Équation du mouvement

Cette description est très usitée dans la littérature (voir par exemple The Zodiac) et utilise l'hypothèse de roulement pur sans glissement des roues sur le sol. Le véhicule est complètement localisé à partir des informations  $(s, y, \tilde{\theta})$  qui constituent le **vecteur d'état** du système à commander.  $s$  et  $y$  permettent de déterminer la position du véhicule par rapport à la référence (**consigne**) tandis que  $\tilde{\theta}$  définit son orientation. La vitesse du véhicule ( $v$ ) n'est pas commandée. La seule variable de commande est donc  $\delta$  l'angle de braquage moyen des roues directrices.

L'évolution du véhicule est décrite par rapport à la trajectoire de référence par le système d'équa-

tions (1) reliant la dérivée du vecteur d'état au vecteur de commande.

$$\begin{cases} \dot{s} &= \frac{v \cos \tilde{\theta}}{1 - c(s)y} \\ \dot{y} &= v \sin \tilde{\theta} \\ \dot{\tilde{\theta}} &= v \left( \frac{\tan \delta}{L} - \frac{c(s) \cos \tilde{\theta}}{1 - c(s)y} \right) \end{cases} \quad (1)$$

Le système existe sous la condition  $y \neq \frac{1}{c(s)}$  qui correspond au fait que le rayon de courbure est différent de l'écart latéral. Ceci signifie que le point O est confondu avec le centre de courbure de la trajectoire ce qui n'arrive jamais en pratique.

### Contrôle d'une trajectoire quelconque

L'objectif de commande est ici d'amener et maintenir les paramètres  $y$  et  $\tilde{\theta}$  à zéro, indépendamment de l'abscisse  $s$ . L'approche proposée par Thuilot *et al.* (2002) consiste à convertir le modèle non linéaire (1) en un système linéaire exacte (sans approximation), ce qui est le cas en appliquant le changement de variable (2).

$$\Theta((s, y, \tilde{\theta})) = (a_1, a_2, a_3) = (s, y, (1 - c(s)y) \tan \tilde{\theta}) \quad (2)$$

En dérivant ensuite le vecteur d'état par rapport à l'abscisse curviligne plutôt que par rapport au temps, nous obtenons le modèle linéaire (3).

$$\begin{cases} \frac{da_2}{ds} &= a_3 \\ \frac{da_3}{ds} &= m_3 \end{cases} \quad (3)$$

Le calcul montre que la nouvelle variable de contrôle  $m_3$  est reliée par une transformation inversible à la commande virtuelle  $\delta$ . Un tel changement de variable s'avère possible dès lors que le système non linéaire (1) apparaît comme un système pouvant typiquement être transformé en système chaîné (voir Samson, 1995 pour de plus amples détails sur la théorie des *systèmes chaînés*).

Le système (3) étant linéaire, la théorie classique de commande des systèmes peut être utilisée pour construire une loi de commande  $m_3$  amenant  $a_2$  et  $a_3$  (relié respectivement à  $y$  et  $\tilde{\theta}$ ) à zéro. L'inversion de la relation non linéaire entre  $\delta$  et  $m_3$  nous

permet de définir la loi de commande (4) sous l'hypothèse de roulement sans glissement.

$$\delta(y, \tilde{\theta}) = \arctan \left( L \left[ \frac{\cos^3 \tilde{\theta}}{(1 - c(s)y)^2} \left( \frac{dc(s)}{ds} y \tan \tilde{\theta} - K_d (1 - c(s)y) \tan \tilde{\theta} - K_p y + c(s)(1 - c(s)y) \tan^2 \tilde{\theta} \right) + \frac{c(s) \cos \tilde{\theta}}{1 - c(s)y} \right] \right) \quad (4)$$

Les paramètres  $K_p$  et  $K_d$  peuvent être assimilés à des gains proportionnels et dérivés de la boucle d'asservissement. Leur réglage permet d'ajuster le comportement du système. L'avantage de la loi de commande (4) est que le système non linéaire (1) est asservi comme un système linéaire sans approximation, nous permettant d'utiliser l'ensemble des résultats de l'automatique linéaire.

### Modélisation des glissements

Une première approche permettant d'intégrer le glissement<sup>1</sup> du véhicule au sein de son modèle d'évolution consiste à utiliser des modélisations dynamiques du véhicule, comme celles décrites par Ellouze *et al.* (2000) et Thuilot (1995). De tels modèles décrivent de façon plus précise le comportement de l'engin. Toutefois la mise en place de ces structures implique la connaissance de nombreux paramètres (matrice d'inertie du véhicule, coefficients de glissement au contact roue-sol, paramètres d'amortissement...) qui évoluent suivant la configuration du véhicule et du sol. De telles structures requièrent donc l'identification en ligne et avec précision de nombreuses informations, impliquant une instrumentation coûteuse à la fois en terme financier et en temps de calcul. Enfin, dans de tels schémas de commande, nous perdons le bénéfice de la linéarisation exacte calculée précédemment (4).

Une autre possibilité consiste à introduire des paramètres caractéristiques du comportement avec glissement au sein du modèle cinématique. Ces paramètres « perturbateurs » permettent alors de décrire le mouvement du véhicule lors des phases de glissement sans avoir à manipuler des algorithmes trop lourds. De tels principes ont déjà été mis en place dans les domaines aéronautiques (Loeb, 1996 et Holzhüter *et al.*, 1996) où les dérives liées aux courants marins ou aux forces éoliennes et aérodynamiques, sont modélisées par des termes additifs à l'intérieur des modèles cinématiques. Nous faisons alors

1. Dans le contexte de notre étude, le terme glissement qualifie les écarts de trajectoire induits par telle ou telle perturbation rencontrée par un mobile. Il ne s'agit donc pas du patinage.

une analogie entre les effets du courant marin sur les bateaux et les effets du glissement sur les véhicules terrestres.

### Modélisation cinématique retenue

Considérons de nouveau le modèle d'Ackermann et les résultantes des forces de glissement des pneumatiques sur le sol suivant la perpendiculaire à la tangente à la trajectoire au point M (figure 2). Suivant cette direction, nous pouvons retenir deux forces : l'une appliquée sur la roue avant ( $\vec{F}_{front}$ ) et l'une sur la roue arrière ( $\vec{F}_{rear}$ ).

Ces deux résultantes ayant deux normes différentes, elles engendrent deux mouvements :

- translation pure. De même direction que  $y$ , ce mouvement agit sur l'écart latéral ;
- rotation pure. Autour de l'axe verticale, ce mouvement additionnel agit sur l'écart angulaire  $\tilde{\theta}$ .

Il est alors possible d'intégrer ces deux mouvements additionnels au modèle cinématique (1) en introduisant deux paramètres de glissement, l'un sur la vitesse latérale  $\dot{Y}_p$  et l'autre sur la vitesse angulaire  $\dot{\tilde{\theta}}$ . Le modèle (1) peut alors être transformé en système (5) :

$$\begin{cases} \dot{y} = v \sin \tilde{\theta} + \dot{Y}_p \\ \dot{\tilde{\theta}} = v \left( \frac{\tan \delta}{L} - \frac{c(s) \cos \tilde{\theta}}{1 - c(s)y} \right) + \dot{\tilde{\theta}}_p \end{cases} \quad (5)$$

### Comportement du modèle

Considérons ici que les deux paramètres de glissement ( $\dot{Y}_p$  et  $\dot{\tilde{\theta}}_p$ ) sont constants vis-à-vis des autres paramètres. Nous pouvons alors en déduire que sous la loi de commande (4) sans prise en compte des glissements, le modèle converge

asymptotiquement vers des écarts non nuls. Plus précisément, le passage à la limite dans le système d'équation (5) nous permet d'écrire :

$$\tilde{\theta} \xrightarrow{t \rightarrow \infty} -\arcsin \left( \frac{\dot{Y}_p}{v} \right) \quad (6)$$

$$\frac{\tan \delta}{L} \xrightarrow{t \rightarrow \infty} -\frac{\dot{\tilde{\theta}}_p}{v} + \frac{c(s) \cos \tilde{\theta}}{1 - c(s)y} \quad (7)$$

En reportant (7) dans (4), il vient :

$$\frac{\cos^3 \tilde{\theta}}{(1 - c(s)y)^2} (\alpha y + \beta) \xrightarrow{t \rightarrow \infty} -\frac{\dot{\tilde{\theta}}_p}{v} \quad (8)$$

où :

$$\alpha = \frac{dc(s)}{ds} \tan \tilde{\theta} + c(s) \tan \tilde{\theta} (K_d - c(s) \tan \tilde{\theta}) - K_p$$

$$\beta = \tan \tilde{\theta} (c(s) \tan \tilde{\theta} - K_d)$$

Enfin, en négligeant le terme en  $y^2$ , dans (8), nous montrons que :

$$y \xrightarrow{t \rightarrow \infty} -\frac{\beta + \frac{\dot{\tilde{\theta}}_p}{v \cos^3 \tilde{\theta}} \Delta}{\alpha - \frac{2c(s)\dot{\tilde{\theta}}_p}{v \cos^3 \tilde{\theta}}} = y_c \quad (9)$$

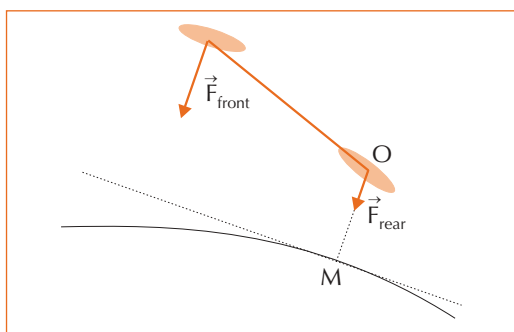
Si l'on considère que la courbure  $c(s)$  est constante ou a une évolution quasi-statique, les relations (9), (7) et (6) établissent la convergence des variables du modèle ( $\tilde{\theta}$ ,  $y$  et  $\delta$ ) vers des valeurs constantes non nulles. D'un point de vue physique, l'étude de la convergence montre que l'évolution du véhicule se fait « en crabe ». C'est-à-dire que l'engin n'évolue plus selon la direction donnée par l'angle de braquage, ni par son cap. Un tel comportement est observé lors des expérimentations et est révélateur de la conduite en présence de glissement.

### Validation du modèle

#### DÉTECTION DES PARAMÈTRES

La première étape permettant la prise en charge des glissements au sein de la loi de commande est l'évaluation des paramètres du modèle retenu (5). Afin d'estimer ces valeurs en ligne, un modèle interne est mis en place (figure 3) : la même commande est envoyée au processus réel (véhicule) et à son modèle sans glissement (rela-

► Figure 2 – Forces considérées pour décrire le glissement.



tions (1)). Les deux sorties sont alors comparées. En faisant abstraction des bruits de mesures et des perturbations liées aux paramètres inertiels négligés du processus réel, la différence entre le mouvement mesuré du véhicule et son évolution théorique sans glissement nous livre l'évaluation des paramètres de glissement ( $\dot{\Theta}_P$  et  $\dot{Y}_P$ ).

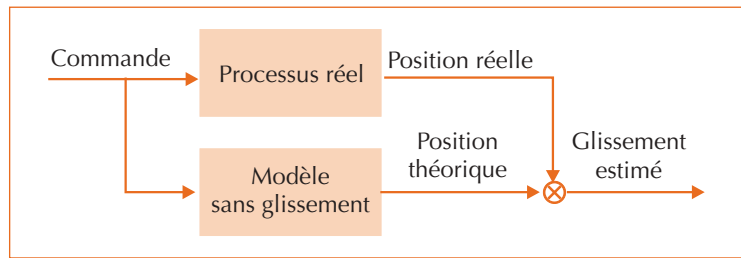
Cette technique permet ensuite de réinjecter ces paramètres dans le modèle modifié de comportement de véhicule (modèle (5)) afin de caractériser son évolution en présence de glissement par simulation. La comparaison entre le comportement réel et simulé devient possible, puisque le glissement peut être évalué en ligne.

### RÉSULTATS

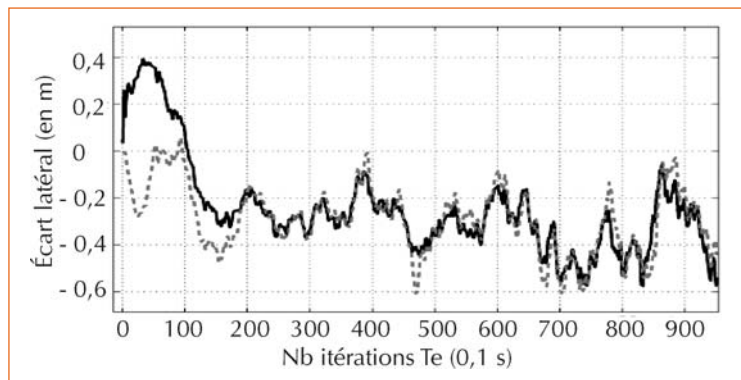
Nous présentons sur la figure 4 la comparaison entre l'écart latéral réel mesuré et l'écart latéral simulé, en utilisant la technique d'estimation décrite précédemment. L'essai de référence est ici un suivi de ligne droite sur un terrain fortement en pente (déplacement suivant courbe de niveau). Le véhicule est ici guidé par la commande sans prise en compte du glissement (voir loi de commande (4)).

La courbe en trait plein noir présente l'écart latéral réel du véhicule, qui se stabilise autour de  $-25$  cm puis évolue vers  $-40$  cm (le terrain d'expérimentation est de plus en plus pentu, ce qui explique que l'écart latéral est amplifié). La courbe en trait gris interrompu est l'écart latéral simulé avec le modèle (5) utilisant l'évaluation en ligne du glissement par modèle interne (figure 4). Nous voyons que les deux courbes sont quasiment superposées. Les différences observées sont dues, d'une part aux phénomènes de bruit des capteurs et d'autre part à l'estimation du cap, qui est ici basée sur la mesure des vecteurs vitesses fournis par le GPS. Lorsque le véhicule évolue en crabe, le vecteur vitesse du véhicule est différent du cap réel de celui-ci, ce qui crée un biais dans l'estimation des paramètres de glissement.

Par ailleurs, d'autres simulations montrent que l'estimation des paramètres  $\dot{\Theta}_P$  et  $\dot{Y}_P$  est très peu dépendante de l'écart latéral réel enregistré. En effet la stratégie d'estimation adoptée se base sur les différences entre les positions et non sur les positions elles-mêmes. L'écart latéral simulé reste donc quasi identique quel que soit l'écart latéral réel observé. Cette remarque est fondamentale, étant donnée que la méthode de correction décrite ci-après nécessite l'indépendance des paramètres de glissement pour ramener le véhicule vers un écart latéral nul.



▲ Figure 3 – Modèle interne.

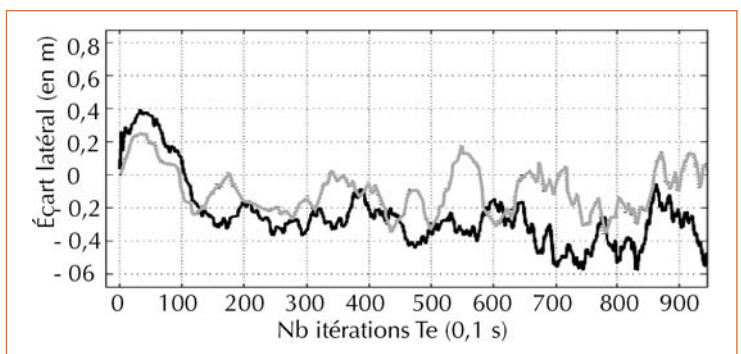


▲ Figure 4 – Comparaison comportement réel vs simulé.

### Lois de commande étendue

Une approche d'automatique classique consisterait à éliminer l'écart latéral observé en ajoutant une action intégrale à la loi de commande. Toutefois, l'expérimentation montre qu'au cours des travaux, les glissements ne sont pas constants. Ainsi, la mise en place d'une action intégrale dans la loi de commande (4) s'avère inefficace dès que le glissement varie. La figure 5 présente la comparaison entre l'écart latéral réel du véhicule sans action intégrale (trait plein noir) et avec (trait gris) dans les mêmes conditions d'essais que ceux présentés à la figure 4.

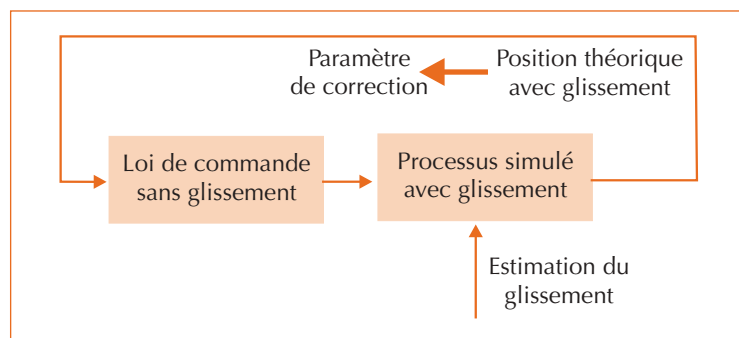
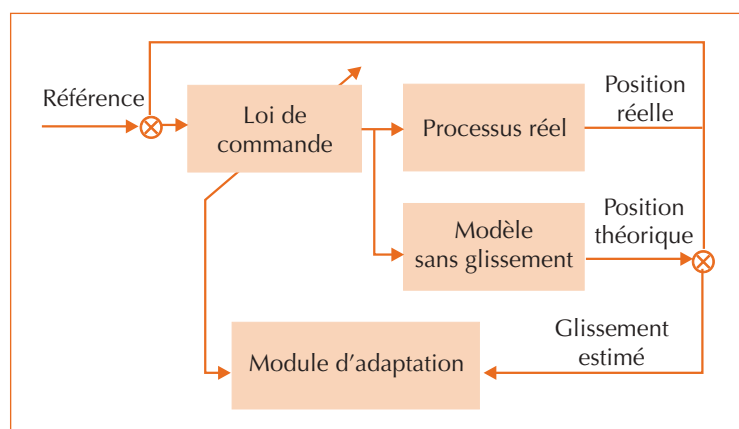
▼ Figure 5 – Comparaison comportement sans et avec action intégrale.



L'écart latéral est effectivement plus proche de zéro. Cependant, dès que la pente s'accroît, le véhicule reprend un écart latéral important. La stabilisation autour de la trajectoire de référence n'est donc pas assurée et le comportement n'est pas satisfaisant. Ce phénomène est amplifié lors d'un virage, où le glissement s'arrête subitement au moment où l'engin repart en ligne droite. L'effet de l'action intégrale écarte alors fortement le véhicule de sa trajectoire de référence.

L'utilisation de principe de commande adaptative peut alors s'avérer une bonne alternative. Par exemple, une méthode empirique de compensation de glissement a été proposée par Debain *et al.* (2000). Celle-ci repose sur une relation empirique définie entre l'erreur de cap (ici  $\theta$ ) et l'écart latéral (ici  $y$ ). Cette relation permet de modifier la position de consigne en  $y$ , par l'ajout d'un terme de correction, calculé par la relation empirique. Le véhicule va donc se stabiliser vers une position virtuelle qui l'amènera à un écart latéral réel nul.

▼ Figure 6 – Schéma de la boucle d'asservissement.



▲ Figure 7 – Simulateur temps réel (RTS).

## La commande adaptative

Nous généralisons ici un tel principe en utilisant des commandes à modèle (Borne *et al.*, 1990). Le chapitre précédent démontre qu'il est possible d'estimer en ligne et de façon indépendante l'écart latéral du véhicule en présence de glissement. Nous sommes ainsi capable de définir une nouvelle consigne amenant le véhicule sur la trajectoire de référence. En effet, dans le cas académique où les paramètres de glissement ainsi que la courbure de la trajectoire de référence sont constants, nous avons montré que le véhicule convergeait vers un écart latéral non nul pouvant être estimé. En changeant la référence dans la loi de commande (4) par l'addition d'un terme correctif  $y_c$  sur  $y$  ( $\delta(y + y_c, \tilde{\theta})$  au lieu de  $\delta(y, \tilde{\theta})$ ) (figure 6), le calcul (similaire aux calculs 6 à 9) montre la convergence de l'écart latéral ( $y$ ) vers la valeur nulle.

Bien que les paramètres de glissement et la courbure de la trajectoire ne soient pas constants dans la réalité, un tel principe peut nettement améliorer le comportement global de façon suffisamment rapide pour éviter les oscillations importantes observées par l'utilisation d'une action intégrale.

La figure 6 présente la boucle d'asservissement global, incluant l'estimation en ligne du glissement. Le module d'adaptation présenté est détaillé ci-après. Deux possibilités peuvent être utilisées pour évaluer le paramètre d'adaptation ( $y_c$  l'écart latéral du véhicule en présence de glissement sans correction de celui-ci).

### SIMULATION EN TEMPS RÉEL (RTS)

Il s'agit ici de simuler le comportement du modèle avec glissement (modèle 5) en temps réel et en parallèle du processus réel, mais de façon indépendante. Ce module est présenté sur la figure 7. L'estimation des glissements entre comme paramètres du modèle, ainsi que les paramètres de la trajectoire (courbure...). Le schéma de commande peut alors être simulé, utilisant sa propre commande virtuelle construite sur les valeurs des écarts ainsi simulés (la loi de commande utilisée est celle définie par la relation (4) ne prenant pas en compte les glissements). L'écart latéral du véhicule est donc estimé par simulation en temps réel et peut être réinjecté dans la boucle de commande réelle du véhicule.

### CALCUL DE CONVERGENCE (CC)

Nous avons démontré précédemment qu'il était possible de déterminer l'état vers lequel converge

le véhicule lorsque celui-ci est soumis aux phénomènes de glissement (voir relations (6) à (9)). En particulier, nous avons accès, par le calcul, à l'écart latéral du véhicule sous la commande (4) à un horizon infini pour les valeurs courantes de la courbure de la trajectoire et des paramètres de glissement. Le module d'adaptation présenté à la figure 8 consiste donc à effectuer le calcul (9). À chaque itération, nous réinjectons donc la valeur vers laquelle doit tendre l'écart latéral à un temps infini.

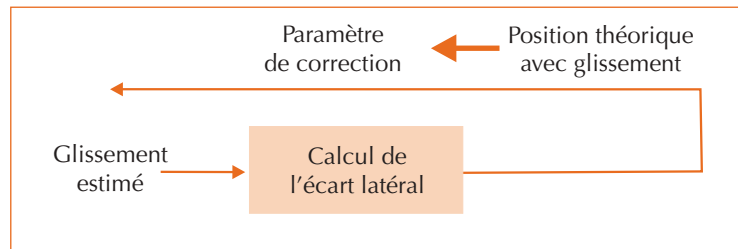
### Comportement théoriques des nouvelles lois

L'utilisation des deux méthodes (RTS et CC) permet de faire converger théoriquement l'engin vers la trajectoire de référence, comme le montre la figure 9 où apparaissent :

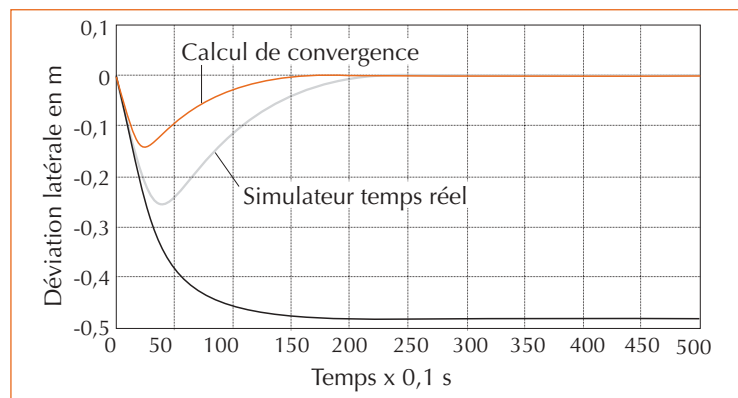
- trait noir : écart latéral simulé du véhicule en présence de glissement avec la loi de commande classique (4) ;
- trait gris : écart latéral simulé avec la correction utilisant le simulateur temps réel ( RTS) ;
- trait rouge : écart latéral simulé avec la correction utilisant le calcul de convergence (CC).

Les résultats présentés sur cette figure ont été obtenus pour une simulation de suivi de ligne droite avec des paramètres de glissement constants ( $\dot{\theta}_p = 0,03 \text{ rad.s}^{-1}$  et  $\dot{\gamma}_p = -0,1 \text{ m.s}^{-1}$ ).

L'utilisation de la simulation temps réel, étant donné son évolution en parallèle de la boucle de commande principale, rend la convergence plus lente (20 s) que l'utilisation du calcul direct (12,5 s), donnant immédiatement la valeur vers laquelle va tendre le véhicule sans prise en compte du glissement dans la loi de commande (48 cm). Toutefois, le passage sur l'utilisation de l'estimation du glissement réelle fait intervenir des données bruitées et soumises à des perturbations qui se répercutent sur la valeur de correction. L'estimation du glissement est basée sur des calculs différentiels qui amplifient ces perturbations. L'utilisation du principe de correction RTS fait quant à lui intervenir une simulation en parallèle de la boucle principale, évoluant avec la même période d'échantillonnage, qui agit comme un filtre sur les valeurs des paramètres de glissement. En revanche, le calcul de convergence (CC) est fortement pénalisé par de telles perturbations. Comme nous allons le voir par la suite, l'utilisation de filtre s'avérera nécessaire à



▲ Figure 8 – Calcul de convergence.



▲ Figure 9 – Comportement théorique des lois de commande.

l'implantation de ce schéma de commande sur le véhicule d'expérimentation.

Un compromis est donc mis à jour entre qualité du signal de correction et temps de réponse des lois de commande (stabilité/rapidité).

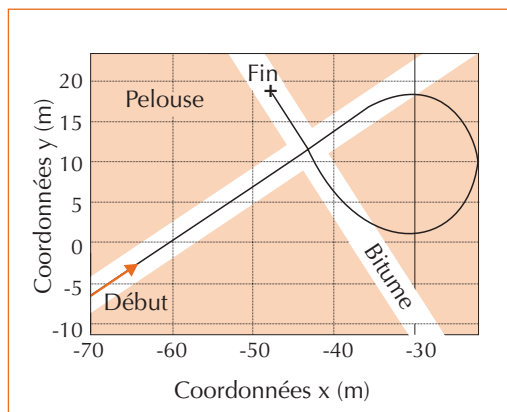
## Résultats

### Trajectoire de référence

Bien que la répétitivité des résultats obtenus ait été prouvée sur plusieurs trajectoires, nous présentons ici, dans un souci de concision, les résultats sur une trajectoire, sur laquelle le suivi obtenu présente des caractéristiques révélatrices du comportement des nouvelles lois de commande. En pratique, une campagne d'essais a été effectuée sur une dizaine de trajectoires courbes différentes et sur des sols différents. Les résultats obtenus sont bien résumés par la trajectoire de référence choisie dans cette publication.

Cette trajectoire est décrite sur la figure 10. Elle présente une partie droite au début et à la fin

► Figure 10 – Trajectoire de référence.



pour permettre une bonne stabilisation, afin que la partie courbe soit abordée avec des conditions semblables pour chaque essai. Les parties droites ont été placées sur du bitume tandis que la partie courbe, pendant laquelle le véhicule est soumis au phénomène de glissement, sur un terrain type pelouse (herbe et terre). Ceci permet de bien mettre en avant l'effet du glissement sur le comportement du véhicule.

Notons également que la partie d'évolution sur le bitume et sur la « pelouse » ne sont pas au même niveau, ce qui implique le passage par une « marche » de plusieurs centimètres de haut, qui perturbe la commande, comme nous le verrons par la suite.

### Véhicule d'expérimentation

Le véhicule expérimental utilisé pour les essais est un tracteur de la gamme « ARES » mis à disposition par Renault Agriculture (photo 1). Les modifications des circuits hydrauliques nécessaires à la commande ainsi que l'instrumentation ont été assurées par le Cemagref.

► Photo 1 – Le véhicule d'expérimentation.



Le système GPS embarqué (GPS différentiel avec station de base) est un produit de Thales Navigation (modèle « Aquarius 5002 »). Celui-ci a été installé sur la cabine du tracteur à la verticale du centre de l'essieu arrière (point de commande décrit dans la modélisation).

Une telle installation de l'antenne génère des problèmes de déplacement parasite. En effet, l'essieu étant suspendu par rapport à la cabine, celle-ci est animée d'un mouvement pendulaire, ce qui crée un déplacement suivant  $y$  (mouvement latéral). Le point de contrôle n'est alors plus superposé avec le point de contrôle théorique. Ces déplacements ne décrivent pas le déplacement réel du point  $O$  et peuvent être interprétés par les nouvelles lois de commandes comme des effets du glissement. Ce type de mouvement est d'autant amplifié que le haut de la cabine (emplacement du GPS) est situé à 2,5 m de l'axe reliant les roues arrières. Ainsi, lorsque le tracteur évolue sur terrain accidenté (creux et bosses), ces mouvements parasites interviennent de façon importante. Rappelons également que l'information sur le cap du véhicule est reconstruite par filtrage de Kalman sur le vecteur vitesse fourni par le capteur GPS.

Enfin, un capteur d'angle a été mis en place sur la roue avant droite autorisant un retour sur l'angle de braquage réel des roues avant.

### Résultats simulés

Les résultats simulés utilisent les paramètres de glissement réellement enregistrés pendant les essais réels. Ce principe a déjà été validé au chapitre « Validation du modèle » (page 116) puisque nous observons une bonne adéquation entre comportement simulé et comportement réel.

La figure 11 montre les écarts latéraux simulés sur la trajectoire précédemment décrite avec les différentes lois suivant les conventions suivantes :

- trait continu noir : loi classique (sans prise en compte des glissements),
- trait continu gris : loi RTS,
- trait interrompu gris : loi CC.

Nous observons tout d'abord que les deux nouveaux principes de commande permettent effectivement de faire converger le véhicule vers un écart latéral, dans la partie où les glissements sont constants (partie centrale de la courbe). La loi de commande sans prise en compte des



glissements conserve un écart latéral constant d'environ 40 cm. Ces simulations confirment également la réactivité plus importante de la loi CC (qui revient vers un écart nul au bout de 9 m après le début du virage) par rapport au principe RTS (qui « converge » quant à lui au bout de 15 m) et ce dans des proportions équivalentes à la simulation utilisant des paramètres théoriques présentés à la figure 9.

Par ailleurs nous voyons que les mouvements parasites liés à l'oscillation de la cabine sont bien pris en compte dans l'estimation des glissements, puisque les trois simulations montrent une forte perturbation aux niveaux des deux passages bitume/pelouse (à 49 et 75 m sur la figure 11). Ces mouvements sont également visibles (avec une moindre importance) sur l'ensemble de la partie pelouse, où nous observons que les courbes oscillent autour d'une valeur moyenne, ce qui est moins le cas pendant l'évolution sur les parties « bitumes » (notamment lors de la fin du virage après 75 m).

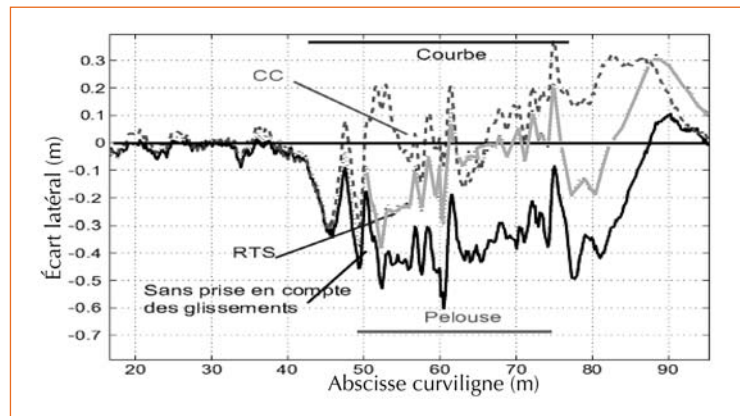
Nous observons également de forts dépassements au début et à la fin du virage (à 45 et 78 m). Ceci est dû au fait que sur ce type de trajectoire, les glissements interviennent comme un échelon. En effet, ceux-ci apparaissent dès que le virage commence et disparaissent dès qu'il se termine. Nous observons donc un comportement classique de réponse à un échelon.

### Résultats expérimentaux

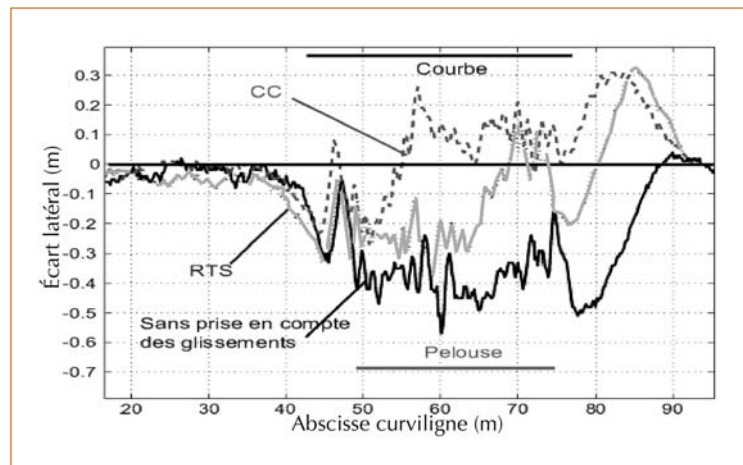
La figure 12 présente les écarts latéraux observés sur le suivi de la trajectoire de référence présentée figure 10 avec les différentes lois de commande. Les conventions sur les courbes sont les mêmes que pour les résultats de la partie simulation.

Nous observons ici une bonne corrélation avec les résultats simulés présentés sur la figure 11. Les mêmes commentaires, concernant la rapidité et les mouvements parasites peuvent être faits. De plus, nous observons bien la plus grande sensibilité aux perturbations de la loi utilisant le calcul direct de convergence, surtout autour du passage bitume/pelouse (voir comportement de la courbure en trait interrompu gris vers 50 m), où le comportement semble peu stable. Un filtre de *butterworth* a toutefois été mis en place sur la valeur de correction afin de stabiliser le système.

Nous noterons également que le phénomène de dépassement est amplifié par le retard résultant



▲ Figure 11 – Résultats simulés des suivis.



▲ Figure 12 – Résultats réels des suivis.

de l'utilisation du filtrage de Kalman. En effet la reconstruction du cap par cette méthode est moins efficace lorsque le tracteur glisse (le vecteur vitesse est alors fortement perturbé) amplifiant de fait l'imprécision sur l'estimation du glissement angulaire.

Nous notons également quelques différences entre les comportements simulés et réels qui sont dus au fait que certains facteurs dynamiques et paramétriques ont été négligés. Ainsi, nous n'avons pas encore pris en considération l'asymétrie des angles de braquage des roues directrices droites et gauches, ni le retard bas niveau de l'effecteur pilotant l'angle de braquage au sein du modèle cinématique.

## Conclusions et perspectives

Nous décrivons ici un principe permettant de compenser les effets du glissement sur le guidage automatique de véhicules agricoles. Son efficacité est prouvée théoriquement et vérifiée lors d'essais en vraie grandeur. Ses principaux avantages résident dans la conservation d'un modèle cinématique (comportant un nombre limité de paramètres à identifier) et dans le fait qu'une commande basée sur la théorie des systèmes chaînés peut être appliquée.

Le phénomène le plus pénalisant est ici lié aux dépassements brefs, mais relativement importants sur un suivi de virage (échelon de courbure sur la trajectoire de référence impliquant un échelon de glissement). Afin de contrer ce phénomène, des principes de commande prédictive à horizon fini sont envisagés, permettant d'anticiper l'échelon de courbure *via* l'utilisation d'un modèle *a priori*. Pour faciliter et accroître l'efficacité de la prédiction, l'utilisation de capteurs additionnels est envisagée (inertiels, deuxième antenne GPS...) impliquant la fusion de données.

L'étude de modèles dynamiques est en cours mais son but n'est pas la construction d'une commande dynamique du véhicule, qui nécessite l'identification en ligne d'un nombre trop important de paramètres (coefficients de frottement, inertie du véhicule en fonction des outils embarqués...). Cette étude doit permettre d'affiner le modèle cinématique par l'intermédiaire de l'introduction de nouveaux paramètres dynamiques partiels. Par ailleurs, la connaissance d'un modèle dynamique

de véhicule peut être intéressante à des fins de simulations, pour permettre de quantifier en terme de précision du suivi, les approximations faites par l'utilisation d'un modèle cinématique.

Enfin, un nouveau modèle cinématique prenant en compte le glissement est en cours de validation expérimentale. Celui-ci est basé sur le comportement des pneumatiques plutôt que sur le comportement général du véhicule. Il introduit de nouveaux paramètres de glissement qui peuvent être intégrés dans la linéarisation exacte par chaînage du système. Le phénomène de glissement peut ainsi être directement intégré au sein même de la commande, autorisant la même rapidité que la méthode par calcul de convergence, mais avec une meilleure stabilité vis-à-vis des perturbations. Par ailleurs, un tel modèle s'avère beaucoup plus adapté à la mise en place de lois de commande prédictive, permettant d'éviter les dépassements lors des sauts de courbures.

Indépendamment des avancées proposées dans l'amélioration des performances du guidage des véhicules en situation de pente, de glissements, on notera que de nombreuses composantes développées dans ces travaux de recherche peuvent s'avérer particulièrement intéressantes pour l'optimisation des outils et en particulier des machines d'épandage. Le suivi des trajectoires réelles de la machine, la prise en compte de nouvelles informations (pente, variation d'attitude), autorisent le développement de nouvelles fonctions au service d'une gestion spatialisée des apports plus efficace et maîtrisée. □

### Résumé

De nombreux travaux agricoles (semis, épandage...) nécessitent un guidage très précis (de l'ordre de quelques centimètres en écart latéral). Les travaux actuels ont démontré que le GPS cinématique était un capteur pertinent pour réaliser un système de guidage satisfaisant à de telles précisions. Les solutions proposées sur le marché se limitent cependant aujourd'hui aux suivis de lignes droites sur terrain plat. Les travaux de recherche conduits par le Cemagref portent sur le développement de lois de commande améliorant la réponse du système de guidage aux perturbations introduites par la présence de glissement (travaux en courbe ou en pente).

### Abstract

Many agricultural works (sowing, spreading...) require a very precise guidance (about few centimetres in lateral error). Developments showed that the kinematic GPS was a relevant sensor to carry out a guidance system satisfying such level of precision. However the solutions proposed today on the market are limited to the follow of straight lines on flat ground. The research tasks realized by the Cemagref concern developments of control laws improving the response of the guidance system to the disturbances introduced by the presence of slip (works in curve or slope conditions).

## Bibliographie

- BORNE, P. ; DAUPHIN-TANGUY, G. ; ROTELLA, F. ; ZAMBETTAKIS, I., 1990, *Commande et optimisation des processus*, Séries : Méthodes et pratiques de l'ingénieur, TECHNIP Editions, Paris (France).
- CORDESSES, L. ; THUILOT, B. ; MARTINET, P., 2000, Curved path following of a farm tractor using a CP-DGPS, *Proc. of the 6<sup>th</sup> Intern. Symposium on Robot Control (Syroco)*, p. 13-18, Vienna (Austria).
- DEBAIN, C. ; CHATEAU, T. ; BERDUCAT, M., 2000, A guidance system for agricultural vehicles, *Computers and Electronics in Agriculture, Special issue navigation Agricultural Field Machinery*, 25(1-2), p. 29-51.
- ELLOUZE, M. ; ANDRÉA-NOVEL, B., 2000, Control of unicycle-type robots in the presence of sliding effects with only absolute longitudinal and yaw velocities measurement, *European Journal of Control*, 6, p. 567-584.
- HOLZHÜTER, T. ; SCHULTZE, R., 1996, Operating experience with a high-precision track controller for commercial ships, *Control Engineering Practice*, 4(3), p. 343-350.
- LOEB, H., 1996, *Engin nautique de surface robotisé : synthèse de lois de commande et GPS différentiel*, PhD Thesis, université de Bordeaux I (France).
- NAGASAKA, Y. ; OTANI, R. ; SHIGETA, K, Automated operation in paddy fields with a fiber optic gyro sensor and GPS, *Proc. of the Intern. Workshop on Robotics and Automated Machinery for Bio-Productions (Bio-Robotics)*, p. 21-26, Valencia (Spain).
- O'CONNOR, M. ; ELKAIM, G. ; BELL, T., 1996, Automatic steering of a farm vehicle using GPS, *Proc. of the 3<sup>rd</sup> Intern. Conf. on Precision Agriculture*, Minneapolis (USA), p. 767-777.
- RIED, J. ; NIEBUHR, D., 2001, Driverless tractors, *Ressource*, 8(9), p. 7-8.
- SAMSON, C., 1995, Control of chained systems. Application to path following and time-varying point-stabilization of mobile robots, *IEEE Trans. on Automatic Control*, 40(1), p. 64-77.
- THUILOT, B. ; CARIOU, C. ; MARTINET, P., 2002, Automatic guidance of a farm tractor relying on a single CP-DGPS, *Autonomous robots*, 13(1), p. 53-71.
- THUILOT, B., 1995, *Contribution à la modélisation et à la commande de robots mobiles à roues*, PhD Thesis, École des Mines de Paris (France).
- The Zodiac, *Theory of robot control*, Canudas de Wit C., Siciliano B. and Bastin G.