Bilan et enjeux des modèles de frottements : tribologie et contrôle au service de la sécurité des transports

Walter Nuninger, Wilfrid Perruquetti, Jean-Pierre Richard

▶ **To cite this version:**

Walter Nuninger, Wilfrid Perruquetti, Jean-Pierre Richard. Bilan et enjeux des modèles de frottements : tribologie et contrôle au service de la sécurité des transports. JEF'06, 5th European Conference on Braking (5e Journées Européennes du Freinage), Nov 2006, Lille, France. inria-00192425

HAL Id: inria-00192425
https://inria.hal.science/inria-00192425

Submitted on 27 Nov 2007

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.

Bilan et enjeux des modèles de frottements : tribologie et contrôle au service de la sécurité des transports.

Assessment and stakes of the friction models: Joining tribology and control to achieve safety in transport.

Walter NUNINGER[1], Wilfrid PERRUQUETTI[2], Jean-Pierre RICHARD[2]

LAGIS, CNRS UMR 8146
[1] Polytech'Lille, Av. Paul Langevin, F 59655 Villeneuve d'Ascq Cedex,
Tél/Fax : (33)(0) 328 76 74 38 / 74 01
[2] Ecole Centrale, BP 48, F 59651 Villeneuve d'Ascq Cedex
Walter.Nuninger@polytech-lille.fr, wilfrid.perruquetti@ec-lille.fr, jean-pierre.richard@ec-lille.fr

RESUME : Ce document se veut une aide à la conception (dimensionnement, mesures, commande, supervision) des systèmes de transport (routiers, ferroviaires, …) dans le cadre des nouveaux enjeux de performance et de sécurité. Dans ce contexte, les modèles doivent pouvoir traduire des conditions de frottement fortement perturbées (température, pollution, huile, verglas, turbulences, courants marins…) contrairement au cas des systèmes mécaniques constitués de pièces en mouvement dans la lubrification est imposée. Aussi, le concepteur se heurte à plusieurs questions : comment relier concrètement les conditions d'adhérence réelles aux paramètres physiques des matériaux ou fluides en contact ? Dispose-t-on de modèles de frottements suffisamment simples pour être simulables et identifiables en temps réel ? Quel modèle utiliser selon le type de performance que l'on souhaite optimiser ? Dans tous les cas, la difficulté des mesures au niveau du contact stimule la recherche d'estimateurs (basés sur des modèles adéquats) pour reconstruire en ligne des informations non directement mesurées ce qui nécessite de croiser les connaissances en tribologie et en commande (modèles « boîte noire », observateurs). Tel est l'objectif du travail proposé. Nous y décrirons de manière synthétique les caractéristiques du frottement d'un point de vue tribologique et donnerons un bilan complet des modèles de frottements apparus ces dernières années. Nous tenterons ensuite de cerner les problématiques qui doivent relier les modèles dynamiques des systèmes étudiés et les efforts de frottement (entrées inconnues), mais également les critères de sélection des modèles en fonction des applications..

ABSTRACT : This paper wants to provide hints for the design (dimensioning, measurement, order, supervision) of transportation systems (road, railway,…) within the framework of the new performance and safety trends. In this context, the models must be able to represent strongly disturbed friction conditions (temperature, pollution, oil, freeze, turbulences, undercurrents...) unlike the case of mechanical systems made of moving parts which lubrication is imposed. Therefore the designer encounters several questions: how to concretely connect the true conditions of adhesion to the physical parameters of materials or fluids in contact? Are the friction models simple enough to be simulated, identifiable and used for real time control purpose? Which model should be used according to the desired performance optimisation? In all cases, the difficulty of measurements at contact level leads to the search for model based estimators that rebuild online the information that are not directly measured ; both tribology and automatic control knowledge ("black box" models, observers) has to be joined. The characteristics of friction are synthetically described from the tribological point of view and a complete overview of the recently appeared friction models is given. We then try to determine the problems which need the link between the dynamic models and the efforts of friction (which are unknown inputs), but also the criteria of model selection according to the applications.

1. Motivation des modèles de frottements et connaissance tribologique

Lors de la conception des applications soumises aux efforts de frottement, la forme des pièces, leur structure et les lubrifiants sont pensés de manière à favoriser les conditions de contact mais celles-ci, de par l'usage et les perturbations extérieures, évoluent au cours du temps lentement (usure) ou rapidement (glissement) : une information requise pour la sûreté. La tribologie explique les phénomènes et oriente le choix des structures de modèles aptes à les représenter mais les solutions présentent des limites : comme l'instrumentation hors campagnes de mesures dédiées, la variabilité des paramètres identifiés. En effet, les conditions industrielles diffèrent fortement des conditions « idéales » d'identification des modèles pour lesquelles les essais sont en sites protégés (rail réservé), supposés reproductibles (banc d'essai) et pour un état donné des matériaux en contact (pneus neufs, plaquettes rôdées, lubrifiant imposé). Les paramètres devront donc être adaptés au cours de l'histoire de l'engin ou identifiés en ligne. Ces verrous motivent une meilleure connaissance interdisciplinaire du phénomène, mais également des outils de modélisation qui doivent satisfaire ces contraintes industrielles (mesures, modèle-observateur, commande, temps réel, robustesse aux perturbations). Les enjeux sont le contrôle du freinage en tenant compte de l'environnement (tant local pion-disque pour limiter l'usure que global au niveau du véhicule pour adapter l'effort transmis pour réagir aux conditions réelles d'adhérence/dérapage et assurer un suivi de trajectoire) et la sûreté (freinage d'urgence, prévention de la casse) avec les contraintes environnementales (sonores en ferroviaire) et de coût (maintenance préventive, optimisation de l'effort transmis en traction ou en freinage selon l'adhérence maximale sollicitable [NUN.02a,b] [ALA.05]).

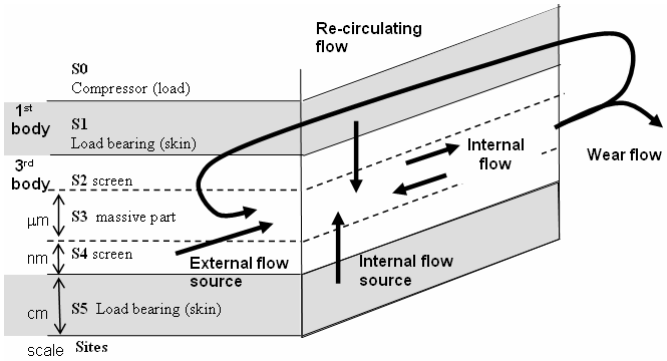

Fig. 1 : Aspect tribologique du frottement / Tribology aspect

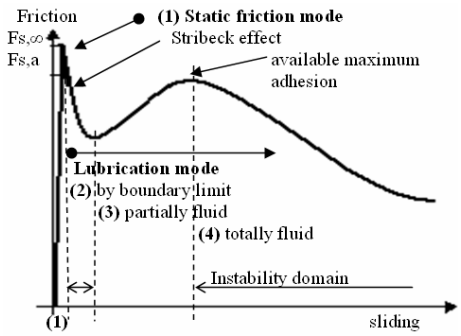

Fig. 2 : curve of friction (sliding speed)

La tribologie prend en compte les propriétés physico-chimiques des solides en contacts (et du lubrifiant éventuel), la nature des surfaces de contact (aspérités). Elle introduit la notion de « triplet tribologique » [BER.92] pour expliquer la dualité frottement-mouvement par la description du phénomène d'accommodation de vitesse existant entre deux solides en contact. Le « 3ème corps » (soit l'interface entre les deux corps) permet, tout en assurant la portance, la séparation de ces derniers (constitués chacun d'une partie centrale et d'un écran de voisinage) et le déplacement de la charge par un écoulement de matière : l'adhérence. L'accommodation de vitesse (fig. 1) se définit par la combinaison d'un mode $\mathbf{M_j}$ (déformation élastique, de rupture, de cisaillement du fait de la viscosité et roulement) d'un site $\mathbf{S_i}$ (niveaux d'échelles différents) : $\mathbf{S_0}$ (compresseur), $\mathbf{S_1}$-$\mathbf{S_5}$ 1ers corps (porteur), $\mathbf{S_2}$-$\mathbf{S_4}$ écran (séparateur) et $\mathbf{S_3}$ le 3ème corps ; la variabilité de ces couples (S_i,M_j) au cours du temps correspond à différents circuits de la matière (issue des solides ou lubrifiant) et permet à la fois l'adhérence, le frottement, la pérennité du contact (re-circulation) et son usure voire détérioration (fissures) [MAH.00]. Sur l'allure de l'effort de frottement **F** en fonction de la vitesse de glissement *u* pour une vitesse d'entraînement donnée on observe 4 régimes de fonctionnement (Fig. 2) : le régime est d'abord statique (1) du fait des micro-déplacements sans glissement (striction / *stiction*) dû aux liaisons adhésives plastiques ou élastiques avec une croissance du frottement statique $\mathbf{F_s}$ du fait de la force du compresseur. Lorsque la force de rupture (*break-away force*) $\mathbf{F_{s,a}}$ est atteinte (fig.4), il y a mise en mouvement avec apparition des régimes dynamiques de lubrification par apparition du 3ème corps par cisaillement (2), puis de lubrification partiellement fluide pour une vitesse suffisante (3) et totalement fluide au-delà lorsque le frottement visqueux $\mathbf{F_v}$ se superpose au frottement sec de Coulomb $\mathbf{F_c}$ (cinétique). Le maximum d'adhérence sollicitable en glissement se situe à cette interface. Les zones d'instabilité correspondent à la décroissance de l'effort de frottement avec l'évolution du glissement : effet Stribeck [ARM.94][KAL.95]. Les modifications d'évolution du frottement sont caractérisées par deux propriétés temporelles : temps de blocage $\mathbf{t_2}$ (*dwell-time*) en régime

statique et la mémoire frictionnelle (*friction memory*) qui traduit le retard t_l entre l'évolution du frottement et les modifications de vitesses relatives, de charge **N** ; d'où le phénomène de glissement saccadé (*stick-slip*) entre les régimes statique et fluide des vitesses de démarrage et, dans le cas des mouvements périodiques, les cycles d'hystérésis (frottement fonction du déplacement **x** (distance parcourue)) avec non-symétrie et dissipation d'énergie. Ces considérations guident les choix de structures de modèles mathématiques (boîte noire ou grise) en fonction du contexte observé avec la difficulté que de tels modèles soient exploitables en ligne pour la commande, le diagnostic, la supervision [BLI.95][GUS.95][NUN.02].

2. Les macro modèles des efforts de frottements (aspect « global »)

Les macro-modèles traduisent le mouvement global d'un solide par rapport à un autre par génération d'une force opposée au sens du déplacement ; soit le *sliding-belt problem* [LAM.00][THO.03]. Ils sont discontinus au changement de sens du mouvement, symétriques et considérés suffisants pour les calculs empiriques de temps de parcours en ferroviaire en fonction du type de convois [VER.73][BOI.93][KAL.995][ALA.05]. **Le modèle de Maron** (5) est la superposition des forces de frottements apparaissant lors du régime en cours : (1) $\mathbf{F_s}$ croissant jusqu'à $F_{s|\delta}$ en absence de déplacement (comportement élastique des matériaux) ; $F_{s,a}$ à partir de laquelle la mise en mouvement se fait ; (2) $\mathbf{F_c}$ (= $\mathbf{F_{s,\delta}}$) qui garantit le maintien en mouvement à vitesse constante (comportement plastique) ; (3) $\mathbf{F_v}$ linéairement proportionnel à la vitesse de déplacement et à son sens (ou non par introduction d'un facteur de forme d) ; (4) $\mathbf{F_a}$ à haute vitesse (aérodynamique). L'inconvénient de ces modèles est leur empirisme, leur discontinuité lors du changement de sens de vitesse et la description de la mise en mouvement.

$$F_{s|\infty} = \pm m_s N\big|_{u=0} \quad (1) \qquad F_v = \mu_v \upsilon \quad (3a) \qquad F_a = m_a u^2 \quad (4)$$

$$F_c = m_c N.\mathrm{sgn}(u) \quad (2) \qquad F_v = m_v |u|^d \ \mathrm{sgn}(u) \quad (3b) \qquad F(\dot{x}) = F_s + F_c + F_v + F_a \quad (5)$$

Différents auteurs proposent des approximations de la transition statique/dynamique [GE.01] (fig. 3): **les modèles Lorentziens** (6) d'approximation hyperbolique ou **les modèles exponentiels** (7) [TUS.47][MAR.89][BO.82] [HES.90][ARM.91] qui introduisent la vitesse de Stribeck u_s et un facteur de forme δ (le modèle exponentiel de Tustin fixe à δ = 1). La réversibilité est supposée. Par opposition, **les modèles Karnopp** [KAR.85][OLS.98] introduisent une pseudo-vitesse (intervalle de vitesses proche de zéro) pour laquelle la valeur de F_s est saturée et au-delà de laquelle elle dépend de la vitesse, ce qui évite le basculement *sticking/sliding* et autorise la simulation : le frottement est alors une entrée du modèle.

$$F(\dot{x}) = F_c + F_v + (F_s - F_c) \Big/ \left(1 + |u/u_s|^2\right) \quad (6) \qquad F(\dot{x}) = F_c + F_v + (F_s - F_c).\exp^{-|u/u_s|^d}.\mathrm{sgn}(u) \quad (7)$$

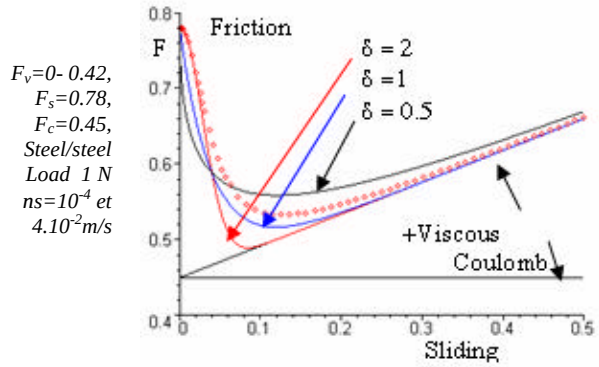

Fig. 3 : F(n) Models (6)(continuous) and (7) (dash)

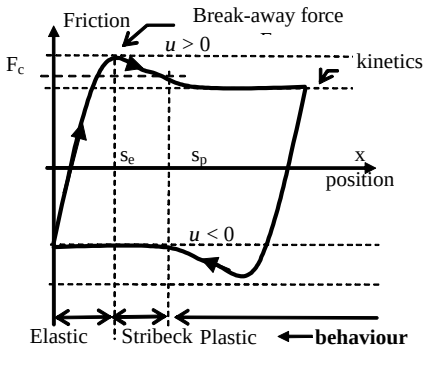

Fig. 4 : Hysteresis cycle F(x)

3. Les micro modèles des efforts de frottements (aspect « matériaux »)

Les micro modèles décrivent les phénomènes engendrés au niveau du contact (régimes, *stick-slip*) en tenant compte des propriétés physico-chimiques des matériaux [ARM.94][OLS.98]. C'est le cas du **modèle de Dahl** (8) qui exprime la dérivée de l'effort de frottement F(x) par rapport au déplacement en traduisant le phénomène dissipatif d'hystérésis lors des mouvements périodiques (Fig. 4). La variation de l'effort de frottement sec F(x) au cours du temps est donnée par (9) [DAH.68,75,76,77][LAM.02]. L'intérêt du modèle réside dans l'identification de F_c, de $s_0>0$ la micro raideur tangentielle (*rest stiffness*)

(rapidité d'atteindre $\pm F_{s|\infty}$, ie la pente de F(x) en x=0 ; $1/\sigma_0$ est la distance de relaxation) et de δ qui module la caractéristique F(x) en tenant compte du caractère ductile (δ={1 ,2}), ou cassant (δ={0 (Coulomb), ¼ ou ½}) des matériaux en contact. Le couple (σ_0, δ) est identifiable par minimisation de l'erreur quadratique entre la mesure de la distance parcourue et son estimation par le modèle [BLI.90,93,95]. Le comportement élastique est traduit pour les faibles déviations (dF/dx voisin de σ_0) tandis que le comportement quasi-plastique est donné pour $0<\delta<1$ ($F_{s|\infty}$ atteint pour une distance finie).

$$\frac{dF(x)}{dx} = s_0.\mathrm{sign}\left(1-F/F_s\right)\left|1-F/F_s\right|^d \qquad (8) \qquad \frac{dF(x)}{dt} = \frac{dF(x)}{dx}\frac{dx}{dt} = \frac{dF(x)}{dx}.u(t) \qquad (9)$$

Le modèle de Bliman (10) est une extension du modèle de Dahl par réécriture de ce dernier pour δ fixé et par introduction d'un état interne **z**. Pour δ=1 ou 2, les paramètres sont (14) et (15) respectivement, où $f_1 > 0$ et $f_2 \geq 0$ sont des forces, $\varepsilon_f > 0$ est une distance et η un coefficient sans dimension. La sortie F est donc une combinaison des états ; la distance parcourue est donnée par intégration (13). L'intérêt du modèle réside dans les théorèmes [BLI.95a] permettant l'identification des coefficients à partir des paramètres physiques déduits des points caractéristiques de courbes d'hystérésis (Fig. 4) : F_c (valeur asymptotique de F pour $u>0$; s_p la distance de montée (5% de F_c) ; $F_{s|\infty}$ (atteint en glissement positif depuis la position de repos imposée par la condition: $x = -A^{-1}Bs_0$ $(s_0 = \pm 1)$) ; s_e la distance correspondante ; les pentes minimale et maximale (raideurs positive et négative) des cycles [BLI.95a]. Une forme linéaire (11) est donnée par changement de référentiel (12) basé sur u [RIC.83] [BLI.95].

$$\begin{cases} \dot{z} = |u|Az + Bu \\ F(x,t) = C.z(t) \end{cases} \quad z(0)=0 \qquad (10) \qquad \begin{cases} \frac{d\bar{x}}{ds} = A\bar{x} + B\bar{u}_s \quad \bar{x}(0)=0 \\ F = C\bar{x} \end{cases} \qquad (11)$$

$$ds = |u|dt \qquad (12) \qquad x = \int |u|dt \ (dt>0) \qquad (13)$$

δ=1 :
A = $-F_c/\sigma$, B = σ, C = 1 (14)

δ=2 :

$$A = \begin{pmatrix} -1/e_f h & 0 \\ 0 & -1/e_f \end{pmatrix} \quad B = \begin{pmatrix} f_1/e_f h \\ -f_2/e_f \end{pmatrix} \quad C = \begin{pmatrix} 1 & 1 \end{pmatrix} \qquad (15)$$

Les modèles intégrés de structure hybride [ARM.94][HAS.96][BLI.90] pour les contacts acier/acier lubrifiés traduisent : en absence de glissement l'aspect statique (16), en présence de glissement le comportement de type Coulomb, visqueux, Stribeck et à mémoire (18) ainsi que le frottement statique croissant (maximum d'adhérence sollicitable avant la séparation) (17). L'intérêt du modèle est de proposer 7 paramètres liés aux paramètres physiques : F_c ; F_v ; $F_{s,8}$; u_s ; σ_0 ; τ_L (mémoire) et γ la constante de temps du F_s croissant. Les variables d'états sont : x, t_2 et $F_{s,a}$ (à la fin du dernier stick-slip).

$$F_f(x) = -k_T x \qquad (16)$$

$$F_s(\gamma, t_2) = F_{s,a} + \left(F_{s,\infty} - F_{s,a}\right)t_2/(t_2 - \gamma) \qquad (17)$$

$$F_f(u,t) = -\left(F_c + F_v + \frac{F_s(g,t_2)}{1+\left(\dot{x}(t-t_L)/u_s\right)}\mathrm{sgn}(u)\right) \qquad (18)$$

Le modèle Bristle introduit par [HAE.90,91] prend en compte les aspérités irrégulières du contact au niveau microscopique comme un ensemble de cils flexibles élastiquement (*bristles/brush* de raideur σ_0) en nombre **n** et de localisations $\mathbf{b_i}$ aléatoires. La force appliquée entraîne une tension des cils qui génère une force de frottement (19). Pour une valeur suffisante, la distance relative (x_i-b_i) atteint une valeur limite $\mathbf{z_0}$ et il y a brusque rupture du contact avec détente et mise en glissement [OLS.98][CAN.95]. La difficulté de simulation (résidant dans n non constant et croissant au cours du mouvement) est levé par **le *reset integrator model*** (20) qui s'affranchit de la distribution aléatoire des cils par introduction d'une variable d'état z représentant le débattement des cils (z_0 est le max ; raideur σ_0) et la striction éventuelle par a(z) (21) [HAE.91][GAN.97] [OLS.98]. Le terme en dz/dt traduit l'amortissement de facteur σ_1 lors du *stick-slip* que l'on peut imposer suivant différentes règles : (22) qui rend la déflexion proportionnelle à l'intégrale de la vitesse relative u entre les corps en contact tout en assurant que z reste voisin de z_{ss} (23) ; la fonction g dépend des corps en contact.

Bristle model

$$F = \sum_{i=1}^{n} s_0(x_i - b_i) \qquad (19)$$

Reset integrator model

$$F = (1 + a(z))\sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} \quad \text{avec} \qquad (20)$$

$$\dot{z} = 0 \quad \text{si } ((u>0)\,\&\,(z \geq z_0)) \| ((u<0)\,\&\,(z \leq -z_0))$$

$$\dot{z} = u \quad \text{sinon}$$

Stiction

$$a(z) = \begin{cases} a & \text{si} |z| < z_0 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \qquad (21)$$

$$\frac{dz}{dt} = u - \frac{|u|}{g(u)}z \qquad (22) \qquad z_{ss} = \frac{x}{|u|}g(u) = g(u).\mathrm{sgn}(u) \quad \text{à } u \text{ constant (steady-state)} \qquad (23)$$

Le modèle de LuGre (24-26) (pour « Lund-Grenoble ») [CAN.95,99] utilise une déflexion moyenne des cils pour assurer la transition continue entre les régimes de pré-glissement et glissement sans utilisation de *switching function*, contrairement au modèle d'[ARM.94] dont il est une extension. Il est définit par les 7

paramètres identifiables : σ_0, σ_1, σ_2 les coefficients de frottement statique, visqueux à basse et haute vitesse respectivement ; u_s; F_c , F_s et F_q (gravité). Le modèle de Dahl (δ=1) est retrouvé pour $\sigma_0=\sigma_1=\sigma_2=0$ et $F_c=F_s$. Le modèle statique est trouvé pour dz/dt=0.Ce modèle est utilisé pour les stratégies de commandes adaptatives ou pour la poursuite en déplacement basée sur une linéarisation par retour d'état à partir d'une estimation du frottement [ALT.97].

$$F = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \upsilon + F_g \qquad (24) \qquad s_0.g(u) = F_c + (F_s - F_c)\exp\left(-|u/u_s|^d\right) \qquad (25) \qquad \dot{z} = u - \frac{|u|}{g(u)} z \qquad (26)$$

<u>Les modèles Leuven</u> (27) [OLS.98][SEW.00][LAM.02] décrivent le pré-glissement par une fonction d'hystérésis $F_h(z)$ non linéaire à mémoire non locale (28-29) ; (32) donne le comportement à vitesse constante. Pour ôter la discontinuité introduite et conserver les propriétés les auteurs proposent d'implanter $F_h(z)$ avec un modèle Maxwell-*slip* (30) (n éléments élastiques excités par z et générant les forces induites F_i (32) ; k_i raideur, ζ_i position, w_i force maximale propre de l'élément i).

$$F = F_h(z) + s_1 \dot{z} + s_2 u \qquad (27)$$

$$F_h(z) = F_b + F_d(z) \qquad (28)$$

$$\dot{z} = u\left(1 - \mathrm{sgn}\left(\frac{F_d(z)}{s(u) - F_b}\right)\left|\frac{F_d(z)}{s(u) - F_b}\right|^d\right) \qquad (29)$$

$$\dot{z} = u\left(1 - \mathrm{sgn}\left(\frac{F_h(z)}{s(u)}\right)\left|\frac{F_h(z)}{s(u)}\right|^d\right) \qquad (30)$$

$$F_h(z) = F_1 + \ldots + F_n \qquad (31)$$

$$s(u) = F_c + (F_s - F_c)\exp\left(-|u/u_s|^d\right) \qquad (32)$$

$$F_i - w_i = k_i(z - z_i) \qquad (32)$$

4. Bilan, problématiques et critères d'évaluation possibles

L'enjeu en conception est de pouvoir décider, parmi ces modèles candidats, lesquels sont les mieux adaptés en fonction des contraintes de l'application (dimensionnement, objectifs, commande disponible, domaine de vitesse (basse, haute, cycle)) [CAN.95,99][OLS.98]. Nous proposons dans le tableau de la page suivante (Tab. 1) une classification des modèles selon leurs propriétés et leur domaine d'application privilégié (il n'est pas exhaustif). La difficulté majeure réside dans les propriétés d'identification en ligne et de simulation. Dans le cas des machines outils des essais types suffisent tandis que pour les engins mobiles les conditions extérieures n'étant pas maîtrisées ni mesurables (route, sol non régulier, rails pollués) on s'oriente soit vers une modélisation sommaire du frottement sous forme de modèle incertain ou à entrée inconnue, soit vers une structuration hybride de modèles pour les diverses conditions d'adhérence pouvant être rencontrées. Il faut alors détecter en temps réel les instants de commutation entre modèles ; la supervision devant assurer cette commutation avec reconfiguration du système de commande. De même, il n'est pas possible d'identifier le pneu tout au long de son usage après mise en circulation comme lors d'essais multiples sur banc d'essai [ZEG.97]. Le choix des capteurs n'est pas anodin car il conditionne l'observabilité et donc les possibilités de commande. On doit également distinguer les problématiques d'optimisation de l'effort d'entraînement de celles de compensation de la perturbation non linéaire qu'est l'effort de frottement [LAM.00][THO.03][ARM.94] [SWE.00][BAR.03]. On peut dire que les macro-modèles sont adaptés au mouvement global mais leur structure ne permet pas la description à basse vitesse (pseudo-glissement) : discontinuité, non réversibilité. Les modèles de LuGre et hybrides sont utiles aux contacts à 3ème corps imposés pour la compensation avec mesure de la vitesse et sous réserve d'une étape d'identification des paramètres (qui doit éventuellement être réactualisée de par l'usage). Le modèle de Dahl qui dépend du déplacement est de type boîte noire, ce qui sous-entend une identification plus aisée à partir de cycle de fonctionnement pour les frottements secs mais ses paramètres devront être adaptés. La simplicité des modèles incertains fonctions du glissement se fait au détriment de la nécessité de capteurs pour garantir observabilité et/ou robustesse. Enfin, il convient de disposer d'un modèle dont la structure est significative du comportement du contact et qui soit facilement liable au modèle dynamique et mécanique de l'engin étudié. Mais il doit aussi s'accompagner de méthodes d'identification rapides et possibles en ligne, et permettre des stratégies de régulation adaptées. Les commandes rapides (1 ms) autorisent dorénavant la maîtrise du contact (dont les constantes de temps sont de l'ordre de la dizaine de ms). Les enjeux sont globaux, comme la minimisation de temps de parcours, la précision de la trajectoire et le gain énergétique en préservant les matériels en contact mais aussi locaux par la supervision de l'état des organes (disponibilité), leur pérennité par une sollicitation adaptée en freinage d'urgence ou de maintien (répartition de l'énergie libérée). La méthode doit être systématique, transposable et robuste. Localement, on vise un compromis évitant la dégradation par une application adéquate de l'effort, tout en assurant la transmission optimale de l'effort. La tribologie devra aider au choix des profils de commande locale. Globalement, il s'agit d'assurer le freinage par un critère d'optimisation prenant en compte durée de parcours, l'énergie, la cible, les contraintes de confort

(pollution sonore, mouvement de caisse, etc.). L'ensemble repose sur un système d'acquisition et d'estimation qu'on souhaite à moindre coût et robuste. Dès lors, supervision et reconfiguration de lois de commandes sont envisageables pour l'alarme de glissement [GUS.95,96,97,98] pour le maintien d'une adhérence optimale pour les problèmes de traction à basse vitesse ([NUN.02] [ALA.05] proposent une boucle de stabilisation suivi d'un calcul de consigne adaptée de glissement), ou encore le freinage. Pour la poursuite d'une trajectoire (déjà élaborée), on s'appuie sur les modèles cinématiques sous des hypothèses de roulement avec ou sans glissement pour donner les commandes possibles en vitesse/accélération et en angle de direction [ALE.98]. Enfin, au-delà des méthodes de compensation de frottement par ajout de hautes fréquences (*dithering*) [HAG.97][PER.97] évitant la striction, et de celles par rejet de perturbation (observable) par rétroaction [NUN.97] qui nécessitent une mesure précise du couple et de la vitesse, on voit se développer des méthodes de compensation avec modèle précis du frottement et commandes adaptatives [CAN.95,99][BRA.87][ALT.97][ARM.94][BLI.95][OLS.98][SWE.00]. Les estimateurs sont des filtres non linéaires [FOS.95], filtres de Kalman étendus et observateurs à grand gain à partir des informations de vitesse de roue [YI.98] ou d'informations du véhicule [LIU.96]. On peut encore considérer le frottement comme une entrée inconnue [GOR.98][NUN.99]. Dans tous les cas, la prise en compte des entrées d'effort de frottement est nécessaire car elles modifient fortement la dynamique [MUI.87][AND.02]. Les techniques d'identification classiques ne sont pas envisageables en ligne hors instrumentation spécifique et coûteuse, ce qui justifie aussi le souci de robustesse des commandes vis-à-vis des incertitudes des modèles. Pour toute application il convient donc de disposer d'un dimensionnement admissible limitant mécaniquement certains phénomènes de basse fréquence. Cela passe par des modèles discrets linéaires (raideurs des amortisseurs et au positionnement des suspensions), les FE-Model (étude temporelle des déformations/déplacements latéraux de la caisse, de l'usure des freins, des pièces soumises à vibrations…), les MBS-models (étude fréquentielle) [DEL.01][JOH.00]. On intègre ensuite le frottement dans la dynamique avant toute simplification justifiée du modèle de grande dimension (modification des modes propres) [SAM.98]. Certains auteurs prennent en compte la modélisation du sol par surface de Gauss [STR.02][DUI.03], d'autres s'affranchissent de certains problèmes en assurant les changement de direction à l'arrêt (robots holonomes) [BOR.85,95]. La démarche est : A) définir les objectifs et performances (domaine autorisé des manœuvres) [DEL.01] ; B) dimensionnement ; C) modélisation mécanique avec prise en compte des forces (entraînement, centrifuge…), le comportement latéral des pneus/roues , gyroscopique… ; D) intégration des efforts résistants en tant qu'entrées (modélisées ou inconnues) ; E) modélisation de l'organe de commande ; F) réduction de la taille du système par analyse fréquentielle ; G) définition du domaine d'adhérence pouvant être rencontré, étude de stabilité et stratégie de commande robuste avec les contraintes d'identification en ligne ou d'estimation selon les cas et choix de méthodes. La précision apportée est liée aux capteurs disponibles, à la problématique, mais surtout aux manœuvres autorisées (comportement dynamique) : le véhicule est un ensemble complexe (structure, pneu déformable, transmission…) [SAM.98].

		Number of parameters	Static mode	Coulomb	Viscous mode	Stribeck effect	dwell-time	friction memory	hysteresis	stick-slip	Hybrid model form	Linear model form	for vehicles	for systems like manipulators	for no continuous contact	Simulation / Design	Compensation / Control	Observation / Diagnosis	
Macro-modèles																			*Global Mouvement*
Global Model (Maron)	3/4	X	X	X								X	X			X			Static,Coulomb,Viscous
Lorentzien Model	4	X	X	X	X							X	X			X			Hyperbolic approximation
Tustin Model (exp.)	4	X	X	X	X							X	X			X			form factor =1
Exponential Model	5	X	X	X	X							X	X			X			form factor
Karnopp Model	3+1	X	X	X								X	X	X		X			bound dead-zone
Uncertain Model (k.dx/dt)	1	X	X	X							X	X				X		X	function of sliding
Micro-modèles																			*Tribology properties*
Dahl Model	3	X	X			X	X	X		?			X			X	X		Static
Bliman et al. Model	3/5	X	X		X	X	X	X	X	?	X		X			X	X	X	block models
Armstrong-Helouvry Model	7	X		X	X	X	X	X	X	X			X			X	X		Viscosity
Reset integrator Model	3	X	X	X	X	X		X	X				X			X	X	X	Viscosity
LuGre Model	7	X	X	X	X	X		X	X				X			X	X	X	Viscosity
Lueven et Swevers Model	7/+	X	X	X	X	X	X	X	X				X			X	X	X	Simulation tools
Stramigioli Model	2	X	X				X		X			X		X		X	X		Energy/Walking robot

Tab. 1 : bilan des modèles selon leurs propriétés et leur domaine d'application
Models assessment according to their properties and application field

5. Conclusion

Nous proposons ici une synthèse comparative des principaux modèles dynamiques existants dans la littérature en soulignant le principal problème dans le domaine des transports, à savoir l'estimation en ligne des paramètres. Les critères de choix reposent sur la capacité des modèles à traduire les différents comportements (statique, Stribeck, régime dynamique, *stick-slip*…) mais aussi les possibilités de simulation et d'adaptation en ligne. Les modèle peuvent servir à :

- détecter la perte d'adhérence (total ou partielle) ou l'écart de trajectoire (*warning alarm*),
- compenser l'effort résistant (éviter l'usure) ou mieux appliquer l'effort,
- maintenir l'adhérence (optimiser l'effort transmis de traction ou de freinage),
- garantir les critères de poursuite de trajectoire (*path tracking*) à basse et haute vitesses

Il convient ensuite distinguer le type de contact :

- conditions extérieures maîtrisées (enceinte confinée, lubrifiant) ou non (pollution, humidité…),
- solide/solide avec ou non rupture de contact (manipulateur, robot pédestres), roue rigide ou pneumatique (soumis aux déformations, à l'échauffement, etc.),
- « surface » de contact (plane, dénivelé restreint ou non, chaotique, rectiligne ou virage, guidé (rail) ou non (route)) qui engendre ou limite les reports de charge (cabrage, tangage…).

On doit donc distinguer *a priori* les cas liés :

- au mouvement naturel du véhicule (comportement de conduite dans les limites prévues de ses possibilités) [JOH.00][PAU.01] ;
- au mouvement ponctuel et brusque se traduisant par des variations rapides des conditions d'adhérence par modification du contact (plaque de verglas par exemple, feuille morte…) ou d'une commande non naturelle (virage, freinage d'urgence…).

Il est primordial d'étudier l'incidence de ces variations aléatoires sur la dynamique du système. La stratégie de commande apte à récupérer l'adhérence maximale disponible et donc à garantir les performances pourra alors être envisagée et robuste.

REFERENCES

[ALA.05] J.C. ALACOQUE, P. CHAPAS, «*Traction ferroviaire, Adhérence par commande d'effort*». Techniques de l'Ingénieur, Réseaux Electriques et Applications, Vol. D12, Dossier : D5535, 2005

[ALE.98] J.C. ALEXANDER, J.H. MADDOCKS, «On the kinematics of wheeled mobile robots», Rapport de recherche, octobre 1997, Dept. of Mathematics, University of Maryland, updated 10.1998.

[ALT.97a] F. ALTEPER, P. MYSZKOROWSKI, R. LONGCHAMP. «*Identification for control of Drives with friction*». IFAC-IFIP-IMACS Conf., Control of Industrial Systems, Belfort (France), Vol. 1, 1997, p.673-677.

[ALT.97b] F. ALTEPER, P. MYSZKOROWSKI, M. KOCHER, R. LONGCHAMP. «*Friction compensation: PID Synthesis and state control*». European Control Conf., Bruxelles (Belgium), 1997

[AND.02] B. D'ANDREA-NOVEL., « An optimal control strategy for a vehicule to barake stably around a corner », tutorial Global Control of Vehicles» IEEE Intelligent Vehicle Symposium, Versaille (France), june 17th 2002

[ARM.91] B. ARMSTRONG-HELOUVRY « Control of machines with friction», Kluwer Academic Publishers, Boston, MA 1991.

[ARM.94] B. ARMSTRONG-HELOUVRY, P. DUPONT, C. CANUDAS DE WIT «*A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction*». Automatica, Vol. 30 (7), 1994, pp. 1083-1138.

[BAR.03] R. BARABAS, G. KOVACS, D. DARABOS, «*Nonlinear problems in telemanipulation*», [online] URL: //home.mit.bme.hu/~darabos, updated 2003.

[BER.92] Y. BERTHIER «*Tribologie : science carrefour*». Journée Européenne du Freinage, Lille (France), 1992, pp. 1-26.

[BLI.90] P.A. BLIMAN «*Etude mathématique d'un modèle de frottement sec : le modèle de P.R. Dahl*». Doctorat de l'Université de Paris IX-Dauphine - UER Mathématique de la décision, spécialité mathématique et automatique, 1990.

[BLI.95a] P.A. BLIMAN, M. SORINE. «*Easy-to-use realistic dry friction models for automatic control*». Proc. of the 3rd European Control Conf., Rome (Italy), september 1995, pp. 3788-3794.

[BLI.95b] P.A. BLIMAN, A. DAURON, M. SORINE «*Modèles de frottements secs pour les applications embarquées. Application au contact pneu/sol*». Journées Européennes du Freinage, Lille (France), décembre 1995, pp. 225-234.

[BO.82] L.C. BO, D. PAVLESCU. «*The friction-speed relation and its influence on the critical velocity of the stick-slip motion*», Wear, Vol. 82, n° 3, 1982, pp. 277-189.

[BOI.93] M. BOITEUX « *Recherches en vue de l'optimisation de la régénération de l'adhérence en freinage*». Revue Générale des Chemins de Fer, n° 112, 1993, pp. 27-35.

[BOR.85] J. BORENSTEIN, Y. KOREN, « *A mobile platform for nursing robots* », IEEE Trans. Industrial Electronics, June 1985.

[BOR.95] J. BORENSTEIN, Y. KOREN, « *Motion control analysis of a mobile robot*», Trans. of ASME, J. of Dynamics, Measurement and Control, Vol. 109(2), Nov. 1995, pp. 73-79.

[BRA.87] G. BRANDENBURG, H. HERTLE, K. ZEISELMAIR, «*Dynamic influence and partial compensation of Coulomb friction in a position and speed-controlled two-mass system*», 10th W. Cong. AC , IFAC, München, 1987, pp. 93-101

[CAN.95] C. CANUDAS DE WIT, H. OLSSON, K.J ASTROM, P. LISCHINSKY. «*A new model for control of systems with friction*». IEEE Trans. Automatic Control, Vol. 40 (3), 1995, pp. 419-425.

[CAN.99] C. CANUDAS DE WIT, R. HOROWITZ, « *Observers for tire/road contact friction using only wheel angular velocity information*», Conf. on Decision and Control, Phoenix (Arizona), december 1999
[DAL.68] P.R. DAHL «*A solid friction model*». The Aérospace corporation, El Segundo (California), Tor-158(3107-18)-1, 1968.
[DAL.75] P.R. DAHL. «*Solid friction damping on spacecraft oscillations*». AIAA Guidance, Navigation and Control Conf., Vol. 75-1104, 1975, pp. 1-13.
[DAL.77] P.R. DAHL, « *Measurement of solid friction parameters of ball bearings*», Proc. Of 6th Annual Symp. On Incremental Motion, control systems and devices, University of Illinois, ILO, 1977
[DEL.01] U. DELCARO, T. MAULICK, L. PASCALI, P. TURCO., « *Guide Lines for vehicle design* », 2nd Inter. Col. on Vehicle Tyre Road Interaction, Workshop friction potential & safety : prediction of handling behaviour, Florence (Italy), 2001.
[DUI.03] V. DUINDAM, S. STRAMIGIOLI, « *Geometric description of contact kinematics* », Proc. IEEE Int. Conf. On Robotics and Automation, Taipei (Taiwan), September 14-19, 2003
[JOH.00] I. JOHANSSON, M. GUSTAVSSON «*FE-based vehicle analysis of heavy trucks*», Part I : Methods and models., Workshop Durability Simulations I Vehicles, 2nd Worldwide Automotive Conference Papers, Vol. 11, 2000.
[FOS.95] A.J. FOSSARD, D. NORMAND-CYROT, «*Nonlinear Systems*», A. J. Fossard and D. Normand-Cyrot, Eds. New York: Chapman & Hall, 1993, vol. 1, Modeling and Estimation. observer.
[GE.01] S. GE, T.H. LEE, S.X. REN, «*Adaptive friction compensation of servo mechanisms*», International Journal of Systems Science, Vol. 32(4), 2001, pp. 523-532
[GUS.95] F. GUSTAFSSON «*Slip-based estimation of tire-road friction*». Technical Report Linköping University, 1995.
[GOR.98] T. GORDON, M. BEST, « *Stability augmentation of handling dynamics for uncertain road friction* », World Automotive Congress, FISITA, Nagoya, (Japan), Sept. 1998
[HAG.97] T. HAAGGLUND, «*A friction compensator for pneumatic control valves*», J. Process Control, Vol.12, 2002, p.897-904.
[HES.90] D.P.HESS, A. SOOM, «*Friction at a lubricated line contact operating at oscillating sliding velocities*», Journal of Tribology, vol. 112(1), 1990, pp. 147-152
[KAR.85] Karnopp D., «*Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems*», ASME Journal of Dyn. Syst. Meas. And control, vol. 107 (1), 1985, pp. 100-103.
[KAL.95] R. KALLER, JM. ALLENBACH « *Traction électrique - Volume 1*». Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, Lausanne, 1995.
[LAM.00] V. LAMPAERT, J. SWEVERS, F. AL-BENDER, « *Impact of nonlinear friction on frequency response function measurements* », Int. Conf. On noise and Vibration Engineering, sept. 2000, pp. 443-450
[LAM.02] V. LAMPAERT, J. SWEVERS, F. AL-BENDER., « *Modifications of the Leuven integrated friction model structure* », IEEE transactions on Automatic Control, Vol. 47(4), 2002, pp. 683-687.
[LIU.96] C.S. LIU, H. PENG, « *Road Friction Coefficient Estimation For Vehicle Path Prediction* », Vehicle System Dynamics, Vol 25, 1996, pp.413-425
[MAH.00] L. MAHE, « *Usure du Polytétrafluoroéthylène chargé : approche par les débits de troisième corps solide. Application aux segments de piston de compresseur.* », Chapitre 2 et 3, Thèse de, 2000, [online] URL : tribologie.free.fr/, 2006
[MAR.89] J.C. MARON «*Identification and adaptive control of mechanical systems with friction*». Adaptive Systems in Control and Signal Processing, 3rd IFAC Symp., Glasgow (United Kingdom), 1989, pp. 325-330.
[MUI.87] P.F. MUIR., C. NEUMAN, «*Kinematic modeling of wheeled mobile robots*»., J. Rob. Syst. Vol. 4(2) 1987, pp. 281-333.
[NUN.97] W. NUNINGER, B. BALAUD. F. KRATZ, *« Disturbance rejection using output and input estimation. Application to the friction compensation of a DC motor*», Control Engineering Practice, IFAC, Vol. 5(4), 1997, pp. 477-483
[NUN.02a] W. NUNINGER, C. IUNG, J-C. ALACOQUE, *« Simplification structurelle de modèles mécaniques pour l'optimisation des performances en traction ferroviaire.* », CIFA, Nantes (France), 8-10 juillet 2002.
[NUN.02b] W. NUNINGER, C. IUNG, J-C. ALACOQUE, « *Improvement of the wheel-rail adhesion control for railways based on a linear uncertain friction model* », Journées Européennes de Freinages, Lille (France), 13-14 mars 2002, pp. 218-228.
[OLS.98] H. OLSOON, K.J. ASTRÖM, C. CANUDAS DE VIT, M. GÄFVERT, P. LISCHINSKY, «*Friction models and friction compensation*», European Journal of Control, Vol.4, Dec. 1998, pp.176-195.
[PAU.01] J.P. PAUWELUSSEN, G. ANGHELACHE, THEODORESCU, A. SCHMEITZ., «*Truck tyre behaviour in use and testing methods*», Vol. 10, European Tyre School, [online], URL : www.tut.fi/plastics/tyreschool/index.html, 2001.
[PER.97] A. PERVOZVANSKI, C. CANUDAS DE WIT, «*Vibrational smoothing in systems with dynamic friction*», Technical Report, Laboratoire d'Automatique de Grenoble, 1997
[RIC.83] J.R. RICE, A.L. RUINA, «*Stability of steady frictional slipping* », J. Applied Mechanics Vol. 105(2), 1983, pp 343-349.
[SAM.98] DJM SAMPSON, D. CEBON, « *An Investigation of Roll Control System Design for Articulated Heavy Vehicles* », Control System Design for Articulated Heavy Vehicles, 1998
[STR.02] S. STRAMIGIOLI, V. DUINDAM, « *A novel lumped spatial model of tire contact* », IEEE Conf. Intelligent Transportation Systems, 2002
[SWE.00] J. SWEVERS, F. AL-BENDER, CG. GANSEMAN, T. PRAJOGO., « *An integrated friction model structure with improved presliding behavior for acurate friction compensation* », IEEE Trans. Automatic Control, Vol. 45(4), 2000, pp. 675-686
[THO.03] J. THOMSENA, A. FIDLIN, « *Analytical approximations for stick–slip vibration amplitudes* », Int. Journ. Of Non-Lienar Mechanics, Vol. 38, 2003, pp. 389–403
[TUS.47] A. TUSTIN., «*The effects of backlash and speed dependent friction on the stability of closed cycle control systems* », IEE Journal, vol. 94, Vol. 2A, 1947, pp. 141-143.
[VER.73] H. VERBEECK, «*Connaissances actuelles de l'adhérence et de son utilisation*», Rail Intern. 2481, 1973, pp. 625-641
[YI.98] K. YI, T. JEOUNG, « *Road friction estimation using wheel speed sensors* », 5th World congress on ITS, 1998
[ZEG.98] P. ZEGELAAR, «*The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses*».PhD Thesis, Delft Univ. of Technology, Delft, The Netherlands, 1998