

Modélisation et simulation du démarrage d'un véhicule à boîte de vitesses automatique avec les bond graphs

Dragos N. CRUCERU², Andrei N. MACIAC², Valerian CROITORESCU², Gèneviève DAUPHIN-TANGUY¹

¹ Laboratoire d'Automatique, Génie Informatique et Signal
Ecole Centrale de Lille, BP 48, 59651 Villeneuve d'Ascq Cedex, France

² Université «Politehnica» de Bucarest, Chair d'Automobiles

cruceru@hotmail.com

Résumé—L'article présente une méthodologie de modélisation et simulation d'un système de propulsion pour un automobile. Le moteur thermique est couplé aux roues arrière par une boîte de vitesses automatique (BVA) à six rapports. L'activité de modélisation et les simulations sont faites en bonds graphs. Pour cet article on modélise les premières secondes du démarrage, y compris le changement montant 1-2, sous charge. Deux versions du passage sont également analysées : sous roue-libre et «clutch-to-clutch». D'autre part, de côté modélisation, ça se peut faire soit en philosophie «stick-slip», soit «all-time-slipping». Le passage est commandé par un système hydraulique qui suivit une consigne de pression dans le frein qui applique.

Mots clés—bond graph, transmission automatique, train épicycloïdal, stick-slip, all-time-slipping.

I. INTRODUCTION

Les transmissions automatiques (TA ou BVA) sont caractérisés d'une mécanique très compliquée, car il y a des dizaines d'éléments seulement à la partie mécanique. Cela est commandé par une partie (sous-système) hydraulique qui est composé de quelques centaines de composants simples. Un système de commande réalise le contrôle en boucle ouverte (jusqu'au 1990) ou fermée (électroniquement), à l'aide des vannes de passage, pour commander un passage sous couple (en traction et frein moteur, également). Un hydro-convertisseur est presque toujours l'élément d'entrée de la BVA, tandis que l'arbre de sortie est couplé aux roues motrices par un arbre planétaire caractérisé par une élasticité de torsion qui ne peut pas être négligée [Cho 1989] [Megli 1999] [Hong 1999] etc. – figure 1. Etant un système multi-domaine

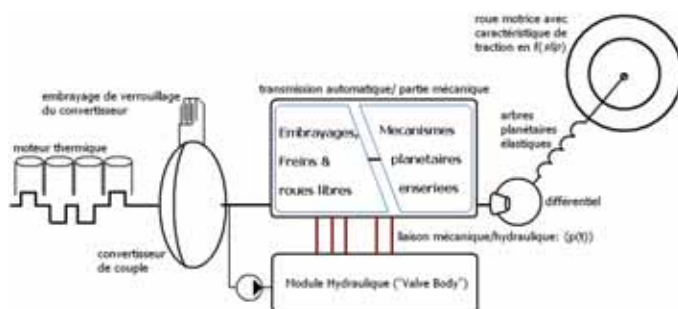


Fig. 1. Système de propulsion automobile avec BVA.

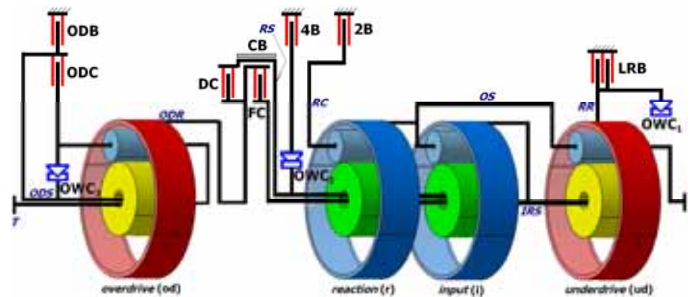


Fig. 2. Structure de la transmission automatique modélisée.

physique, la méthodologie bond graph peut être appliquée à l'étude de ce système.

Le but de cet étude est de développer un modèle de simulation de la partie initiale du démarrage du véhicule, en analysant le phénomène de passage montant sous couple, de 1^{ère} au 2^{ème}, en deux hypothèses : (a) passage sous roue-libre, et (b) passage dit de type «clutch-to-clutch».

Il y a deux phases notables dans un passage montant : la *phase de couple*, ou *torque phase* en anglais, et la *phase d'inertie*, (*inertia phase* en anglais). Pendant la première, un transfert de couple se passe entre l'embrayage qui va s'ouvrir et celui qui applique (qui est prêt de se fermer). Malgré ça, les relations cinématiques restent celles de la 1^{ère} vitesse. Dès que la pression dans l'embrayage qui s'ouvre atteint une certaine valeur, cet embrayage ne peut plus rester bloquée et commence à patiner. En ce moment, la deuxième phase (dite *d'inertie*) commence : maintenant le système mécanique admet deux degrés de liberté, et la dynamique est beaucoup plus prononcée. Au fin de cette phase, le système est bloqué en 2^{ème}, et le processus de changement de rapport est fini. Le problème à résoudre, surtout dans la phase d'inertie, est l'apparition d'une croissance non voulue au niveau du couple de sortie de la boîte, croissance qui est due au transfert d'énergie cinétique entre le moteur (qui est forcé à décroître son régime au temps du passage) et le véhicule. Ce phénomène détermine une sensation pas confortable aux passagers du véhicule. Donc il faut maîtriser le couple de sortie de la transmission, pendant la phase d'inertie du passage montant (le passage en frein moteur est moins important, car les puissances sont beaucoup plus petites et les phénomènes ne sont pas assez prononcés).

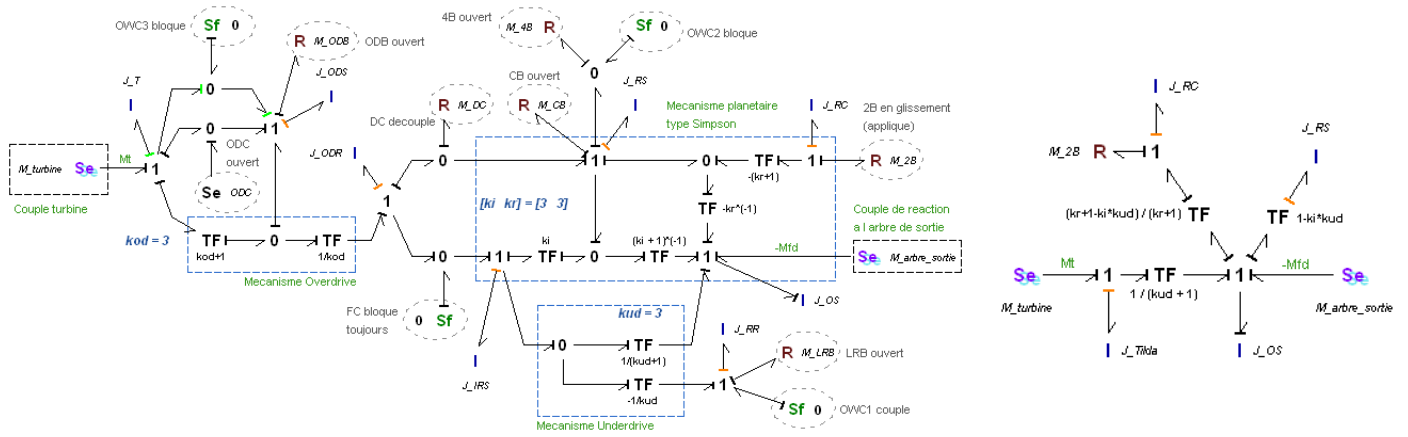


Fig. 3. Modèle bond graph de la transmission dans la 1^{ère} vitesse.

II. MODELISATION DE LA BVA

1. Première vitesse. Ici la couronne de réaction (RR) est bloquée, soit par le frein LRB, soit par le couplage roue-libre OWC₁. Le bond graph de la 1^{ère} vitesse est donné en figure 3, (a). Les équations s'écrivent, après un petit travail :

$$\left\{ \frac{1}{k_r + 1} \cdot (k_r + 1 - k_i k_{ud}) \right\}^2 J_{RC} + (1 - k_i k_{ud})^2 J_{RS} + (k_{ud} + 1)^2 \tilde{J}_T \cdot \dot{\omega}_{OS} = (k_{ud} + 1) \cdot M_T - \frac{1}{k_r + 1} \cdot (k_r + 1 - k_i k_{ud}) \cdot M_{2B} - M_{FD} \quad (1)$$

ce qui donne le bond graph simplifié de figure 3, (b). Même si on a cherché d'abord un BG découplé en deux sous-systèmes, le couplage cinématique entre l'arbre de sortie (OS) et les arbres IRS, RS, et RC donne finalement le BG de fig. 3, (c). Intuitivement, ceci est un bon résultat, car le mécanisme planétaire «underdrive» (UD) n'est pas en série avec le mécanisme Simpson, mais couplé avec celui-ci. Le couple de réaction du couplage roue-libre s'écrit, toujours en manipulant le bond graph :

$$M_{OWC}^{demandé} \Big|_{1^{re}} = k_{ud} M_T + M_{LRB} + \frac{k_i k_{ud}}{k_r + 1} \cdot M_{2B} + \left[-k_{ud} (k_{ud} + 1) \tilde{J}_T + k_i k_{ud} (1 - k_i k_{ud}) J_{RS} + \frac{k_i k_{ud} (1 + k_r - k_i k_{ud})}{(k_r + 1)^2} J_{RC} \right] \cdot \dot{\omega}_{OS} \quad (2)$$

Ce couple est une fonction de couple d'entrée, des freins découplés et de l'accélération instantanée de l'arbre de sortie (ce qui est disponible à tout instant, car on mesure ω_{OS}). Si le couple demandé est positif et pas limité (il n'y a pas une limitation parce qu'il n'y a pas friction dans le fonctionnement du couplage OWC), la BVA reste en 1^{ère} vitesse. Dès qu'il devient négatif, la phase de vitesse (d'inertie) commence, car l'inertie de RR s'accélère.

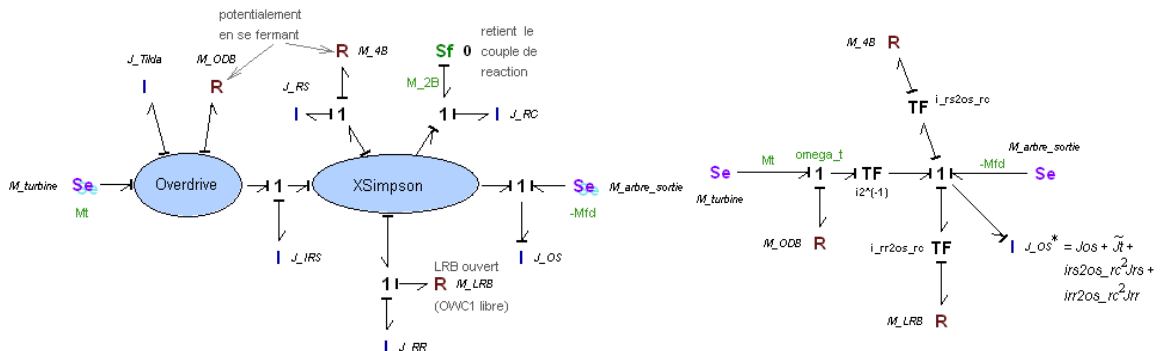


Fig. 4. Bond graph de la partie mécanique de la BVA qui correspond à la 2^{ème} vitesse. Bond graph réduit.

2. Deuxième vitesse. Dans ce cas, le plateau porte-satellites de réaction (nommé RC) se bloque, car le frein de la 2^{ème} (2B) est engagé. Le bond graph correspondant est présenté en figure 8. Une approche «élément transformer multiport» a été envisagée pour cet étude. De plus, on a considéré que les freins LRB, 4B et ODB peuvent également être actionnés (dont en glissement), parce qu'il est possible d'avoir trois transitions à partir de la 2^{ème} : 2->1 («downshift»), 2->3 («upshift») normal, correspondant à la boîte ayant 5 rapports) et 2->3' (ce qui correspond à un changement de vitesse 2->3 pour la BVA ayant 6 rapports, mais la même architecture). Si on définit un ordre des éléments comme (IRS, OS, RS, RC, RR), on a l'équation matricielle Willis :

$$\begin{pmatrix} \omega_{IRS} \\ \omega_{RS} \\ \omega_{RR} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{k_i + k_r + 1}{k_i} & -\frac{k_r + 1}{k_i} \\ k_r + 1 & -k_r \\ \frac{k_i k_{ud} - 1 - k_r}{k_i k_{ud}} & \frac{k_r + 1}{k_i k_{ud}} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \omega_{OS} \\ \omega_{RC} \end{pmatrix} \doteq [W] \cdot \begin{pmatrix} \omega_{OS} \\ \omega_{RC} \end{pmatrix} \quad (3)$$

Donc on a, pour la distribution des couples à la frontière du mécanisme planétaire composé :

$$\begin{pmatrix} M_{OS} \\ M_{RC} \end{pmatrix} = -[W]^T \cdot \begin{pmatrix} M_{RS} \\ M_{RR} \end{pmatrix} = - \begin{bmatrix} \frac{k_i + k_r + 1}{k_i} & k_r + 1 \\ -\frac{k_r + 1}{k_i} & -k_r \\ \frac{k_i k_{ud} - 1 - k_r}{k_i k_{ud}} & \frac{k_r + 1}{k_i k_{ud}} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_{RS} \\ M_{RR} \end{pmatrix} \quad (4)$$

Finalement, on peut écrire l'équation de mouvement du sous-système mécanique de la boîte, comme :

$$\left[\frac{k_i + k_r + 1}{k_i} \tilde{J}_T + (k_r + 1)^2 J_{RS} + \left(\frac{k_i k_{ud} - 1 - k_r}{k_i k_{ud}} \right)^2 J_{RR} + J_{OS}^* \right] \cdot \dot{\omega}_{OS} = i_2 (M_T - M_{ODB}) - (k_r + 1) M_{4B} - \frac{k_i k_{ud} - 1 - k_r}{k_i k_{ud}} M_{LRB} - M_{FD} \quad (5)$$

Et pour le couple nécessaire au frein 2B pour maintenir le

système en 2^{ème} :

$$M_{2B}^{demandé} \Big|_{2^{ème}} = \frac{k_r + 1}{k_i} (M_T - M_{ODB}) - k_r M_{4B} + \frac{k_r + 1}{k_i k_{ud}} M_{LRB} +$$

$$+ (k_r + 1) \left[-\frac{k_i + k_r + 1}{k_i^2} \tilde{J}_T - k_r J_{RS} + \frac{k_i k_{ud} - 1 - k_r}{(k_i k_{ud})^2} J_{RR} \right] \cdot \dot{\omega}_{OS} \quad (6)$$

Le bond graph du système est donné en figure 4.

3. Modèle du passage. Ce modèle est valide à tout moment quand la couronne de réaction (RR) et le plateau de réaction (RC) ont des vitesses angulaires non nulles, à cause des glissements dans les deux freins; c'est-à-dire que le rapport de transmission est en évolution continue, entre i_1 et i_2 . On nom le passage la phase d'inertie du changement, où notre système admet deux degrés de liberté, et donc on a deux inerties en causalité intégrale sur le bond graph – figure 5. A partir du

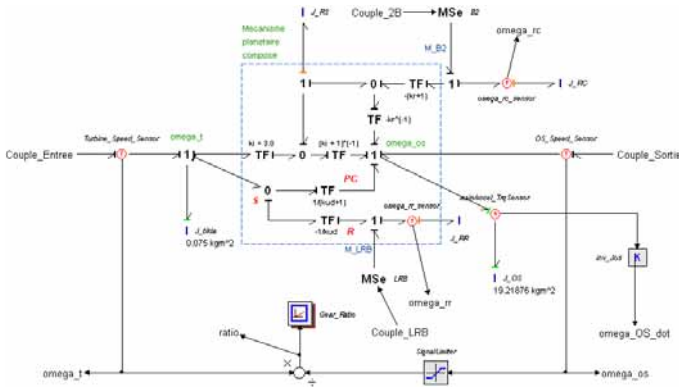


Fig. 5. Bond graph de la boîte. phase d'inertie du passage 1-2.

bond graph, les équations qui gouvernent le système mécanique sont :

$$\begin{cases} \left[\tilde{J}_T + \left(\frac{1}{k_{ud}} \right)^2 J_{RR} + k_i^2 J_{RS} + \left(\frac{k_i}{k_r + 1} \right)^2 J_{RC} \right] \cdot \dot{\omega}_T - \\ - \left[\frac{k_{ud} + 1}{k_{ud}^2} J_{RR} + k_i (k_i + 1) J_{RS} + \frac{k_i (k_i + k_r + 1)}{(k_r + 1)^2} J_{RC} \right] \cdot \dot{\omega}_{OS} = \\ = M_T + \frac{1}{k_{ud}} M_{LRB} + \frac{k_i}{k_r + 1} M_{2B} \\ \left[J_{OS}^* + (k_i + 1)^2 J_{RS} + \left(\frac{k_i + k_r + 1}{k_r + 1} \right)^2 J_{RC} + \left(\frac{k_{ud} + 1}{k_{ud}} \right)^2 J_{RR} \right] \cdot \dot{\omega}_{OS} - \\ - \left[\frac{k_{ud} + 1}{k_{ud}^2} J_{RR} + k_i (k_i + 1) J_{RS} + \frac{k_i (k_i + k_r + 1)}{(k_r + 1)^2} J_{RC} \right] \cdot \dot{\omega}_T = \\ = -M_{FD} - \frac{k_{ud} + 1}{k_{ud}} M_{LRB} - \frac{k_i + 1}{k_r + 1} M_{2B} \end{cases} \quad (7)$$

et qui s'écrivent d'une façon plus compacte comme :

$$\begin{bmatrix} J_T^* & J_m \\ J_m & J_{OS}^* \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{\omega}_T \\ \dot{\omega}_{OS} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -k_i & -\frac{k_i}{k_r + 1} & -\frac{1}{k_{ud}} \\ 0 & 1 & k_i + 1 & \frac{k_i + k_r + 1}{k_r + 1} & \frac{k_{ud} + 1}{k_{ud}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} M_T \\ -M_{FD} \\ 0 \\ -M_{2B} \\ -M_{LRB} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

en mettant en évidence un couplage cinématique entre les trois inerties qui ont des états dépendantes des deux états principales (associés aux inerties qui sont en causalité intégrale préférentielle). J_m est l'inertie « mutuelle » qui caractérise ce couplage pendant la phase d'inertie du changement. Une matrice d'inertie de la forme générique donnée par eq. (8), membre gauche a été trouvé aussi par [Coudert 1995]. D'une façon plus générale, on peut montrer [Cruceru, Tabacu, 2005]

que les équations dans les trois cas analysées ici peuvent être dérivées directement à partir de l'équation suivante :

$$\begin{cases} \left([J_{princ}] + [A] \right) [J_{sec}] [A] \cdot \{ \dot{\omega}_{princ} \} = \{ M_{princ} \} + [A] \{ M_{sec} \} \\ \{ \omega_{sec} \} = [A] \cdot \{ \omega_{princ} \} \end{cases} \quad (9)$$

où A est une matrice de type Willis, dans une des hypothèses de causalité spécifiques au mode de fonctionnement instantané de la transmission. Equation générale (9) a été déduite à partir d'un bond graph.

III. SIMULATION : UN PREMIERE MODELE

Une approche « stick-slip » à topologie constante (limitée par

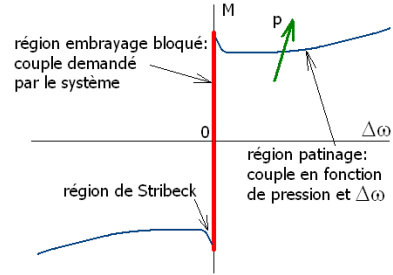


Fig. 6. Caractéristique réelle d'un embrayage.

le logiciel de simulation) a été conçue pour valider le modèle de la BVA. Dans ce modèle, des blocs spéciaux calculent algébriquement les couples de frottement des freins quant ils sont bloqués, car leur comportement est bien estimable seulement dans mode « débloqué ». D'ici la nécessité d'imposer les couples de frottement statique aux freins / embrayages bloquées (fig. 6), ce qui n'est pas un problème simple [Karnopp] [Deur et al] que pour des architectures très simples des systèmes mécaniques à structure variable. Des sous-modèles spécifiques ont été développés pour les freins, car LRB peut être également vu comme un frein où un

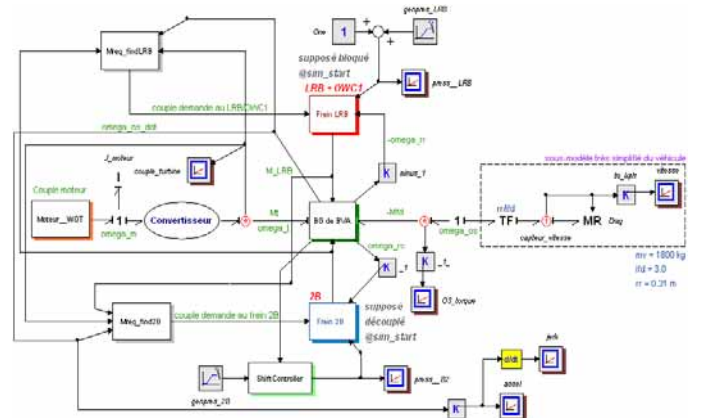


Fig. 7. Modèle stick/slip BVA intégré dans le modèle véhicule.

couplage roue libre (OWC₁).

Les résultats des simulations montrent une bonne concordance avec la réalité [Cho, Hedrick 1999] [Zheng] [Hong]. L'élément qui doit être optimisé est le couple de sortie, qui est proportionnel à l'accélération du véhicule (fig. 8). Les simulations montrent clairement les avantages d'utilisation des couplages roue-libre (changement OWC->C) par rapport aux changements C->C : tous les paramètres sont améliorés dans le passage sous roue-libre. Le bien connu phénomène de *bindup* caractérise le changement sans couplage roue-libre, car il faut régler très bien deux éléments d'entrée et si ça ne se fait pas parfaitement il y a un temps quand les freins « luttent l'un contre l'autre ».

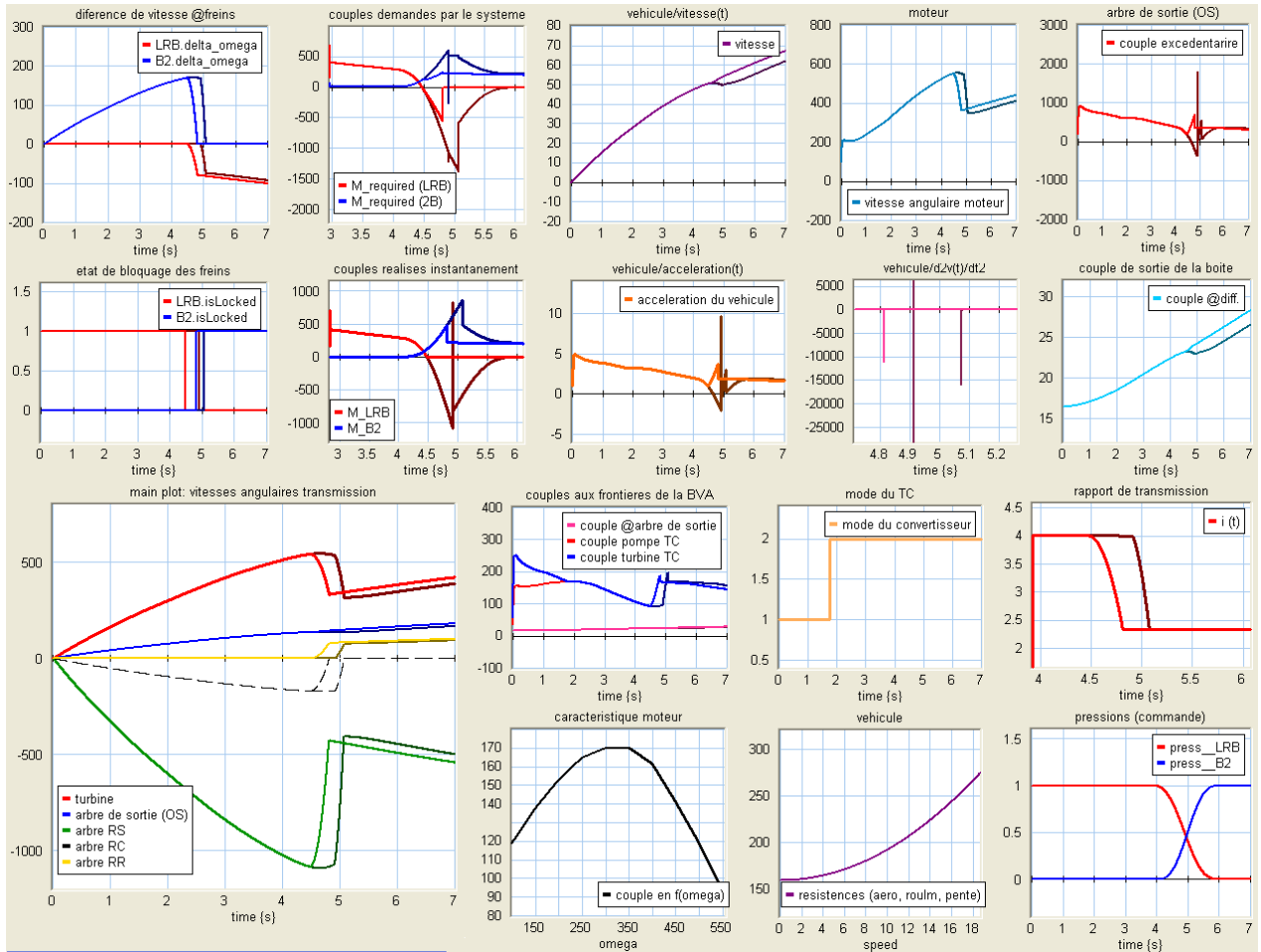


Fig. 8. Résultats de la simulation en deux hypothèses: (a) clutch-to-clutch, (b) OWC-to-clutch.

IV. SIMULATION : UN MODELE PLUS PRECIS DU VEHICULE

Pour bien modéliser et contrôler le passage de la transmission automatique il faut avoir des bons modèles du moteur, du convertisseur de couple et aussi du train de roulement. Pour le

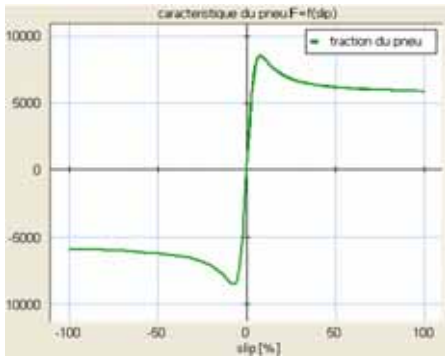


Fig. 9. Caractéristique du pneu.

moteur on a considéré une caractéristique couple = $f(\text{régime})$, pour charge pleine (WOT) et pour des charges partielles. Le convertisseur de couple a été modélisé comme un élément statique, après [Kotwicki 1982]. Ceci est un modèle créé pour contrôle, car il est très rapide, même si il y a des erreurs pendant les transitoires rapides. Les trois équations qui modélisent la partie avant de la BVA sont, donc :

$$M_e(\omega_m, \theta) - M_p(\omega_p, \alpha_T) = J_m \dot{\omega}_m$$

$$\begin{cases} M_p = a_0 \omega_p^2 + a_1 \omega_p \alpha_T + a_2 \alpha_T^2, & \text{régime convertisseur} \\ M_T = b_0 \omega_p^2 + b_1 \omega_p \alpha_T + b_2 \alpha_T^2 \end{cases} \quad (10)$$

$$M_p = M_T = c_0 \omega_p^2 + c_1 \omega_p \alpha_T + c_2 \alpha_T^2, \quad \text{régime embrayage}$$

Pour le sous-système de partie arrière de la BVA, on ne peut pas négliger les phénomènes dynamiques liés à l'élasticité

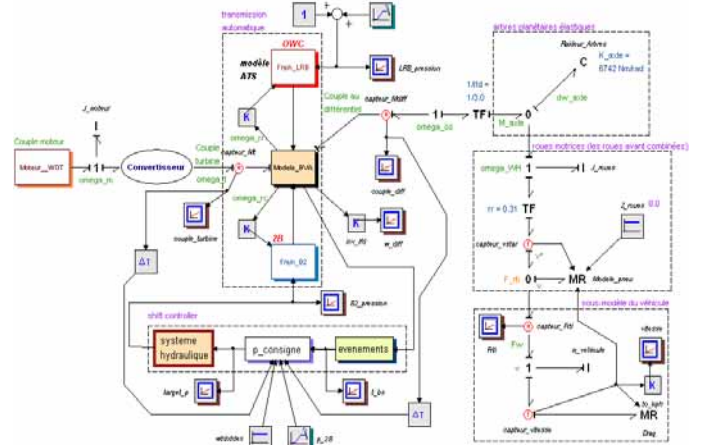


Fig. 10. Modèle comprenant le train de roulement, le système hydraulique et le controller.

des arbres planétaires et le comportement du pneu. Ceci est modélisé en utilisant la «formule magique» de Pacejka [Puska 2002] :

$$F_t = D \sin \left\{ C \arctan \left[B \cdot slip - E \cdot (B \cdot slip - \arctan(B \cdot slip)) \right] \right\} \quad (11)$$

où le glissement de la roue ($slip$) est défini comme :

$$slip \doteq 100 \cdot \left(1 - \frac{v}{v^*} \right) [\%] \quad (12)$$

avec v la vitesse instantanée du véhicule et v^* la «vitesse équivalente» de la partie roue motrice liée à l'arbre planétaire.

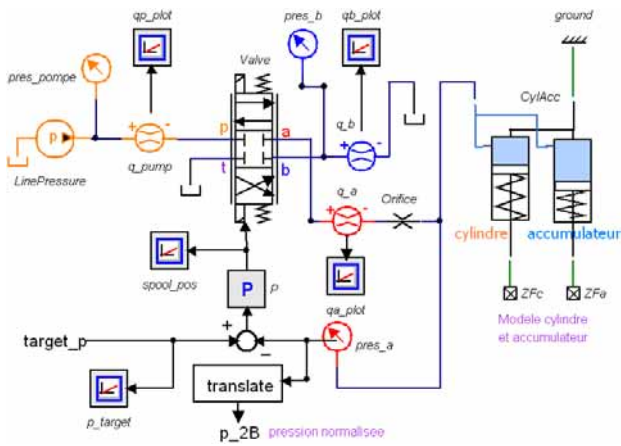


Fig. 11. Système hydraulique de commande du frein 2B.

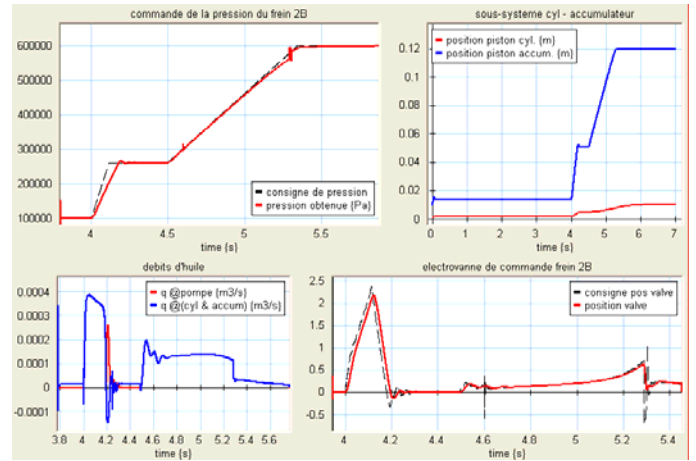


Fig. 12. Résultats spécifiques de la partie hydraulique.

Figure 9 présente la caractéristique $F(\text{slip})$ pour un pneu qui roule sur une surface adhérente, tandis que le système

a des phénomènes dynamiques de couplage entre les éléments dynamiques du train de roulement, qui peuvent donner des

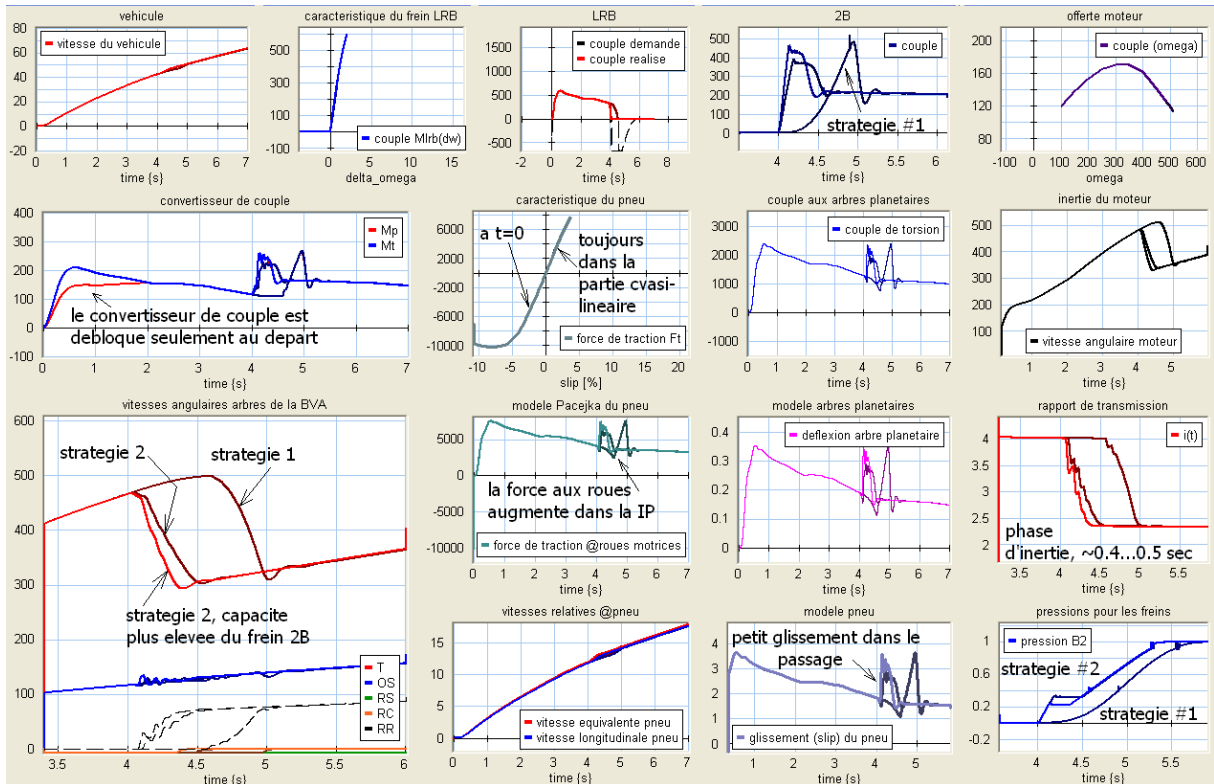


Fig. 13. Résultats de la simulation, contrôle en boucle ouverte et fermée inclus, pour deux stratégies de simulation.

hydraulique qui commande le frein 2B avec un feedback de pression est donné en figure 11. Le système hydraulique suit bien le consigne de pression donné par le contrôleur de la transmission (et qui, pour ce moment, considère des trajets linéaires pendant les trois phases les plus importantes du passage montant), figure 12. Le système n'utilise pas les « classiques » vannes de passage, mais un paradigme plus moderne de contrôle individuel des embrayages et freins. Par conséquent, chaque élément de friction possède un tel sous-système d'asservissement électro-hydraulique, comme trouvé en [INVECS]. Les simulations – figure 13 – montrent de bonnes concordances avec les données connues dans la littérature : les allures des graphiques, les valeurs numériques (~0.4 sec. durée de la phase d'inertie), les phénomènes dynamiques liés au train de roulement (glissements qui modélisent bien le contact roue – sol). On remarque que le modèle plus simplifié (et approximatif), basé sur une fonction arctangente [Coudert 1995] des éléments de friction de la BVA n'a pas apporté des erreurs dans la simulation. Cependant, il y

résultats très loin de la vérité dans les premières 2 secondes. Une fois ces problèmes résolus, ce modèle offre des résultats bons qualitativement, proche des résultats expérimentaux et des autres études dans le domaine.

V. CONCLUSION

Un système de propulsion basé sur une transmission automatique épicycloïdale à 6 rapports a été modélisé en bond graph, et la simulation du démarrage avec le passage 1-2 inclus a été faite en deux hypothèses : une modélisation exacte (« stick/slip ») de la partie mécanique de la boîte (ce qui comporte traiter un système dynamique à topologie variable), et un deuxième modèle approximatif de la BVA (à topologie constante), mais qui prends en compte les phénomènes réels d'oscillation amortie d'un train de roulement pendant un fort démarrage, aussi que les limitations données par les pneus. Le but a été de démontrer la faisabilité de ces deux modèles de

simulation proposés qui, en partant de la modélisation bond graph, se constituent dans des méthodes très faciles de déterminer les équations de mouvement des systèmes complexes, comme les transmissions automatiques. En utilisant la modélisation bond graph, les équations ont été développées beaucoup plus rapidement qu'en utilisant une autre méthode, comme Newton-d'Alembert, Lagrange, analogie avec les systèmes planes de barres etc. A partir des équations gouvernantes on a ajouté une stratégie simple de contrôle du processus de changement des vitesses, en considérant les caractéristiques de chaque phase pendant le changement. On a vu [Coudert 1995], [Megli 1999] que, en vue d'obtenir un bon passage montant, il faut croître d'abord très vite la pression dans la phase du couple (pour minimiser le « inescapable drop » de couple de sortie de la boîte), et puis de contrôler en boucle fermée la pression pendant la phase la plus critique – phase d'inertie –, où la dynamique du système est beaucoup plus vite et les phénomènes d'à-coup sont plus saisissables. On a considéré, pour ce moment, une stratégie « pression constante » pendant cette phase critique, pour valider d'abord le modèle du système envisagé. L'étape suivante sera de générer les consignes de pression après un algorithme plus sophistiqué, qui minimisera l'à-coup du couple de sortie.