

Stratégie de récupération d'énergie au freinage sur véhicules électriques et hybrides

Guillermo PITA GIL^{1,2}, Emmanuel GODOY², Didier DUMUR², Marco MARSILIA¹, Samuel CREGUT¹

¹Renault SAS, Direction de l'Electronique Avancée

1, Avenue du Golf. 78288 Guyancourt, France.

guillermo.pita-gil@renault.com, marco.marsilia@renault.com, samuel.cregut@renault.com

²SUPELEC Sciences des Systèmes (E3S) – Département Automatique

3, rue Joliot-Curie. 91192 Gif-sur-Yvette, France.

emmanuel.godoy@supelec.fr, didier.dumur@supelec.fr, guillermo.pita@supelec.fr

Résumé— Cet article expose l'élaboration d'une stratégie robuste de freinage pour véhicule électrique ou hybride qui assure la récupération maximale d'énergie au freinage tout en minimisant les à-coups de la chaîne de transmission pour assurer le confort du conducteur. La loi de commande anti à-coups proposée est novatrice car, à la différence des phases d'accélération où l'on ne dispose que d'un seul actionneur pour produire du couple de traction, pendant les phases de freinage deux actionneurs permettent d'agir sur la chaîne de transmission : la machine électrique en mode générateur et les freins à friction. Cette stratégie permet d'assurer en permanence le couple de freinage demandé par le conducteur tout en maximisant l'énergie récupérée.

Mots-clés— Véhicule électrique, freinage récupératif, filtrage anti à-coups.

I. INTRODUCTION ET MOTIVATION

Lorsqu'un véhicule automobile se déplace sur la route, il existe de nombreuses sources de dissipation d'énergie. Par exemple, les accessoires (climatisation, feux, alimentation des calculateurs du véhicule, ...) dissipent presque dix pour cent de l'énergie totale, les efforts de traînée aérodynamique dissipent de l'ordre de vingt cinq pour cent, la résistance au roulement de l'ordre de quinze pour cent et l'énergie dissipée dans les freins avoisine cinquante pour cent des pertes totales. Dans le but de maximiser l'autonomie des véhicules électriques ou hybrides, il serait dès lors très intéressant de récupérer le plus possible des cinquante pour cent de pertes d'énergie dues au freinage du véhicule.

Cependant, dans le cadre de l'utilisation d'une machine électrique sur un véhicule automobile dans le but de recharger la batterie lors des phases de décélération, le problème des à-coups de la chaîne de transmission, dûs en particulier aux modes élastiques de l'axe de transmission, est critique.

En effet, lors des phases de freinage (appui frein et/ou lever de pied de la pédale d'accélération), la machine électrique peut être utilisée pour réaliser un couple de freinage. Ce couple de freinage agit sur la chaîne de transmission en excitant les modes élastiques, en particulier les modes de torsion, provoquant des oscillations sur l'arbre moteur et sur les roues. Le phénomène est, de plus, mal amorti ce qui provoque des vibrations pendant une durée de quelques secondes, qui sont ressenties par le conducteur et tous les occupants du véhicule.

En vue de limiter ces vibrations il est nécessaire de mettre en place une stratégie robuste de freinage qui assure la réalisation de la totalité de l'effort de freinage sou-

haitée par le conducteur dans les meilleurs délais, ainsi que le meilleur compromis entre : le confort du conducteur ou amortissement du mode de flexion de la chaîne de transmission et la maximisation de l'énergie récupérée.

On trouve dans la littérature des filtres anti à-coups qui sont utilisés pour les phases de traction [1], [2] et [3]. Cependant, les solutions proposées ne sont pas optimales pendant les phases de freinage car elles n'utilisent qu'un seul des deux actionneurs capables de faire décélérer le véhicule : la machine électrique en mode générateur. Dans cet article on propose d'utiliser les deux actionneurs situés de part et d'autre de l'axe flexible de la chaîne de transmission : la machine électrique en mode générateur et les freins à friction.

On peut aussi noter, pour des raisons de sécurité, qu'une stratégie de surveillance de la stabilité du véhicule anticipe le cas de situations critiques et prend la main sur le freinage récupératif lorsqu'elles se produisent. Dans le cas contraire les systèmes tels que l'ABS ou l'ESP seraient moins performants à cause des perturbations introduites par le couple réalisé par la machine électrique.

Dans la suite de l'article, la section II décrit le modèle de chaîne de transmission utilisé pour faire la synthèse de la loi de commande inspiré de [4] et [5]. En utilisant les deux actionneurs de freinage, la section III propose une architecture et une méthode de synthèse de la loi de commande. Dans la section IV les résultats de simulation temporelle ainsi que leur analyse et validation dans le domaine fréquentiel de la loi de commande sont exposés. Pour finir, la section V propose des conclusions et des perspectives des travaux à venir.

II. MODÉLISATION DE LA CHAÎNE DE TRANSMISSION

Le but de cette section est de construire un modèle pour la commande de la chaîne de transmission avec pour entrées : le couple de freinage demandé par la machine électrique et le couple de freinage demandé par les freins à friction ; et pour mesures : le régime moteur et le régime roue.

A. Équations de la dynamique

Le schéma de la figure 1 représente le modèle physique retenu pour le système constitué par la chaîne de transmission et le véhicule. Le tableau I résume les variables

utilisées dans cet article ainsi que leurs unités.

Afin de modéliser la chaîne de transmission, les hypothèses suivantes ont été formulées :

- H1 : lorsque le véhicule avance, $\dot{\theta}_{ri} > 0$
- H2 : $\dot{\theta}_t = r\dot{\theta}_m$
- H3 : $\theta_{r1} = \theta_{r2} = \theta_r = V/R_r$, où V est la vitesse longitudinale du véhicule en m/s
- H4 : $C_{dj}^f, C_m^f > 0$ lorsqu'ils freinent le véhicule
- H5 : $\gamma_d > 0$ en décélération
- H6 : la répartition hydraulique fixe est imposée entre les freins à friction des roues avant et arrière :

$$C_{d2}^f = \alpha C_{d1}^f$$

- H7 : modèle véhicule à 2 roues

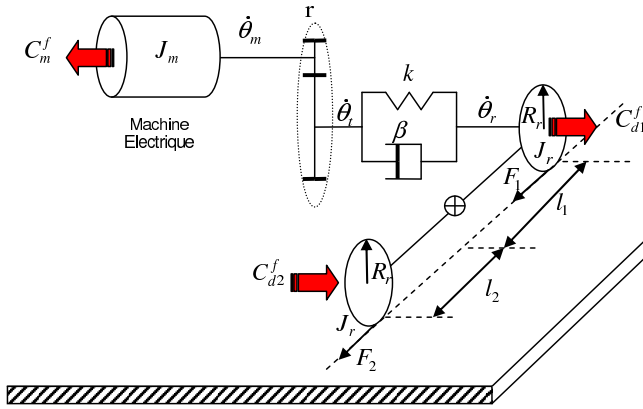


Fig. 1. Schéma physique de la chaîne de transmission

TABLE I
SYMBOLES ET UNITÉS

Symbole	Variable	Unité
r	Rapport de réduction	[.]
R_r	Rayon roue	m
l_j	Distance du centre de gravité à l'essieu j	m
M	Masse totale du véhicule	kg
J_r	Inertie roue	kg·m ²
J_m	Inertie machine électrique	kg·m ²
k	Raideur de la transmission	Nm/rad
β	Coefficient de frottement visqueux de la transmission	Nm/rad/s
$\dot{\theta}_m$	Régime moteur	rad/s
$\dot{\theta}_r$	Régime roue	rad/s
$\dot{\theta}_t$	Régime après réducteur	rad/s
γ_d	Décélération du véhicule	m/s ²
F_j	Effort contact sol-pneu j	N
C_m^f	Couple de freinage récupératif	Nm
C_{dj}^f	Couple de freinage non récupératif roue j	Nm
$j = 1(2)$	Essieu avant (arrière)	

En écrivant le principe fondamental de la dynamique, appliqué à l'arbre moteur, on déduit :

$$J_m \ddot{\theta}_m = -C_m^f + r \left(k(\theta_r - r\theta_m) + \beta(\dot{\theta}_r - r\dot{\theta}_m) \right) \quad (1)$$

Soit,

$$\ddot{\theta}_m = -\frac{C_m^f}{J_m} + \frac{rk}{J_m} \theta_r - \frac{r^2k}{J_m} \theta_m + \frac{r\beta}{J_m} \dot{\theta}_r - \frac{r^2\beta}{J_m} \dot{\theta}_m \quad (2)$$

Le principe fondamental de la dynamique, appliqué aux deux roues, conduit à :

$$\begin{cases} J_r \ddot{\theta}_{r1} = F_1 R_r - C_{d1}^f - \left(k(\theta_{r1} - r\theta_m) + \beta(\dot{\theta}_{r1} - r\dot{\theta}_m) \right) \\ J_r \ddot{\theta}_{r2} = F_2 R_r - C_{d2}^f \end{cases} \quad (3)$$

En utilisant les efforts de freinage, F_1 et F_2 (d'après les équations 3) et la relation de la dynamique $F_1 + F_2 = M\gamma_d$ il vient :

$$M\gamma_d = \frac{C_{d1}^f}{R_r} + \frac{1}{R_r} (k(\theta_{r1} - r\theta_m) + \beta(\dot{\theta}_{r1} - r\dot{\theta}_m)) + \frac{J_r}{R_r} \ddot{\theta}_{r1} + \frac{C_{d2}^f}{R_r} + \frac{J_r}{R_r} \ddot{\theta}_{r2} \quad (4)$$

Soit, en utilisant les hypothèses H3 et H5 :

$$-MR_r \ddot{\theta}_r = \frac{1}{R_r} (k(\theta_r - r\theta_m) + \beta(\dot{\theta}_r - r\dot{\theta}_m)) + 2\frac{J_r}{R_r} \ddot{\theta}_r + \frac{C_{d1}^f}{R_r} + \frac{C_{d2}^f}{R_r} \quad (5)$$

Si l'on introduit $J_{eq} = MR_r^2 + 2J_r$, on obtient :

$$\ddot{\theta}_r = -\frac{C_{d1}^f}{J_{eq}} - \frac{C_{d2}^f}{J_{eq}} - \frac{k}{J_{eq}} \theta_r + \frac{rk}{J_{eq}} \theta_m - \frac{\beta}{J_{eq}} \dot{\theta}_r + \frac{r\beta}{J_{eq}} \dot{\theta}_m \quad (6)$$

Finalement, on utilise H6 pour aboutir à :

$$\ddot{\theta}_r = -\frac{k}{J_{eq}} \theta_r + \frac{rk}{J_{eq}} \theta_m - \frac{\beta}{J_{eq}} \dot{\theta}_r + \frac{r\beta}{J_{eq}} \dot{\theta}_m - \frac{(1+\alpha)}{J_{eq}} C_{d1}^f \quad (7)$$

On obtient la représentation d'état :

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \theta_m \\ \dot{\theta}_m \\ \theta_r \\ \dot{\theta}_r \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{r^2k}{J_m} & -\frac{r^2\beta}{J_m} & \frac{rk}{J_m} & \frac{r\beta}{J_m} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{rk}{J_{eq}} & \frac{r\beta}{J_{eq}} & -\frac{k}{J_{eq}} & -\frac{\beta}{J_{eq}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_m \\ \dot{\theta}_m \\ \theta_r \\ \dot{\theta}_r \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ \frac{-1}{J_m} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{(1+\alpha)}{J_{eq}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C_m^f \\ C_{d1}^f \end{pmatrix} \quad (8)$$

Les valeurs propres associées à cette représentation sont celles de l'équation caractéristique :

$$P_c(s) = s^2 \left(s^2 + s \frac{\beta(r^2 J_{eq} + J_m)}{J_m J_{eq}} + \frac{k(r^2 J_{eq} + J_m)}{J_m J_{eq}} \right)$$

Soit :

- deux pôles en 0 (deux intégrateurs)
- deux autres pôles, correspondant à des modes élastiques, tels que :

$$\begin{cases} p_{1,2} = 0 \\ p_{3,4} = \frac{\beta(r^2 J_{eq} + J_m)}{2J_{eq} J_m} \left(-1 \pm i \sqrt{1 - \frac{4kJ_{eq}J_m}{\beta^2(r^2 J_{eq} + J_m)}} \right) \end{cases} \quad (9)$$

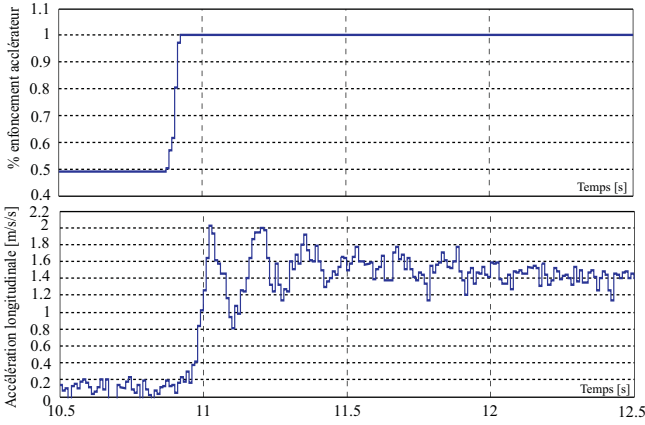


Fig. 2. Exemple d'essai d'identification de la chaîne de transmission

B. Identification des paramètres du modèle

Dans le cadre de l'identification de la chaîne de transmission, une partie des paramètres du modèle est préalablement bien connue (rapport de démultiplication de la boîte de vitesse, rayon de sous charge, etc) et non soumise à des incertitudes. Pour le recalage et la validation du modèle il est donc préférable, pour la phase d'identification, d'utiliser une modélisation de type boîte grise, c'est-à-dire d'imposer les valeurs des paramètres connus en utilisant une représentation d'état et identifier seulement les paramètres inconnus.

Dans le cas présent, les paramètres à identifier sont essentiellement la raideur et l'amortissement de la chaîne de transmission. D'un point de vue expérimental, le véhicule électrique utilisé pour l'identification a les caractéristiques suivantes :

$$\begin{cases} J_r = 1,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ J_m = 0,034 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ r = 1/9,336 \\ R_r = 0,3 \text{ m} \\ M = 1600 \text{ kg} \end{cases} \quad (10)$$

Remarque : la valeur de l'inertie du moteur est plus faible que l'inertie classique d'un moteur à combustion interne.

Dans le but d'exciter le mode de flexion du système, les réponses aux échelons sont une pratique courante dans l'identification de la raideur et de l'amortissement de la chaîne de transmission. Ainsi, pour identifier complètement la chaîne de transmission il a été utilisé des échelons de couple avec comme mesure l'accélération longitudinale résultante, voir figure 2. Cette procédure est relativement facile à mettre en place d'un point de vue expérimental. En effet en prenant comme conditions initiales un déplacement à vitesse constante il est facile de traduire les informations issues de la pédale d'accélérateur et d'imposer une commande de couple constant.

La figure 2 montre les résultats obtenus à cette sollicitation, l'évolution de l'accélération en régime transitoire fait en particulier apparaître les oscillations dues au mode élastique mal amorti.

Les valeurs identifiées pour la raideur et le coefficient d'amortissement visqueux de la chaîne de transmission

sont :

$$\begin{cases} k = 12,86 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad} \\ \beta = 1,17 \text{ Nm/rad/s} \end{cases} \quad (11)$$

Dans la figure 3 on peut observer le diagramme de Bode entre le couple de freinage exercé par le moteur électrique et les régimes moteur et roue.

Ces réponses fréquentielles montrent en plus du caractère intégrateur des transferts la présence d'une résonance à 66 rad/s due aux modes élastiques. Avec les valeurs identifiées et à partir de 9 on déduit les emplacements polaires :

$$\begin{cases} p_{1,2} = 0 \\ p_{3,4} = -0,2 \pm 6,65i \end{cases} \quad (12)$$

Au regard de la position des pôles, après identification de la raideur et de l'amortissement de la chaîne de transmission, il est important de rajouter la dynamique des actionneurs dans le modèle de synthèse de la loi de commande. En effet, la dynamique des actionneurs se situe dans la plage de fréquences correspondant à la bande passante de la chaîne de commande. Les dynamiques des actionneurs sont modélisées dans la suite comme deux fonctions du premier ordre avec des constantes de temps de 20 ms pour la machine électrique et 40 ms pour le système de freinage à friction.

Enfin, dans toutes les simulations temporelles présentées dans ce document le modèle décrit ci-dessus a été complété avec un modèle non linéaire pour chaque actionneur.

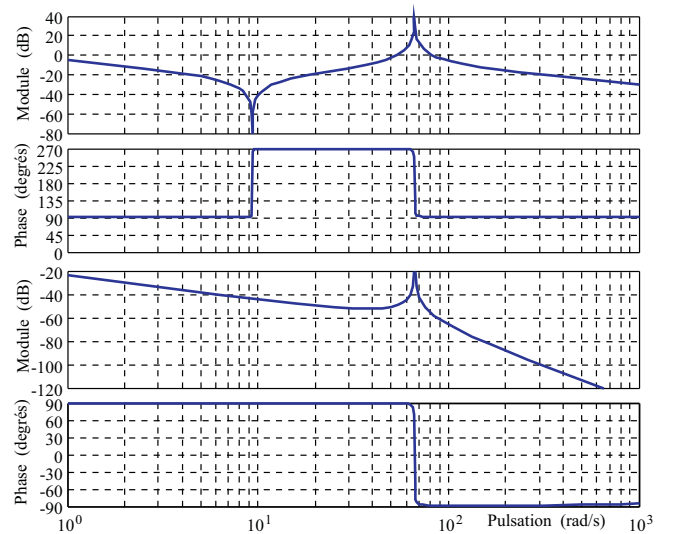


Fig. 3. Réponse fréquentielle : commande couple machine électrique vers régimes moteur et roue respectivement

III. SYNTHÈSE DE LA LOI DE COMMANDE

La loi de commande présentée dans cette section (figure 4) peut être décomposée en 3 fonctions : action préventive, action curative et compensation active.

A. Action préventive

La commande de couple C_m^f de la machine électrique est obtenue par filtrage du couple demandé par le conducteur et un terme de retour obtenu à partir de la mesure du régime moteur. Le but du filtrage est de limiter l'excitation du mode de flexion de la chaîne de transmission. Cette

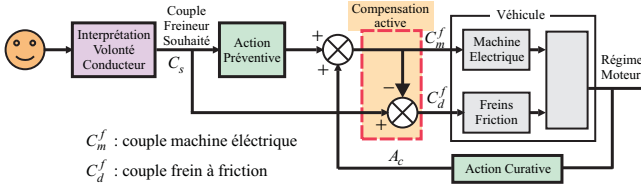


Fig. 4. Schéma de principe de la loi de commande

limitation a comme objectif de faciliter la synthèse de la loi de commande en boucle fermée (fonction curative). Le filtrage est réalisé avec une fonction passe-bas du premier ordre de constante de temps τ_p . Cette constante permet de gérer le compromis entre la prévention des à-coups et la récupération. En effet, l'augmentation de la valeur de τ_p , permet un filtrage plus basse fréquence, conduisant ainsi à la limitation des à-coups mais dégrade en conséquence la récupération d'énergie (figure 5).

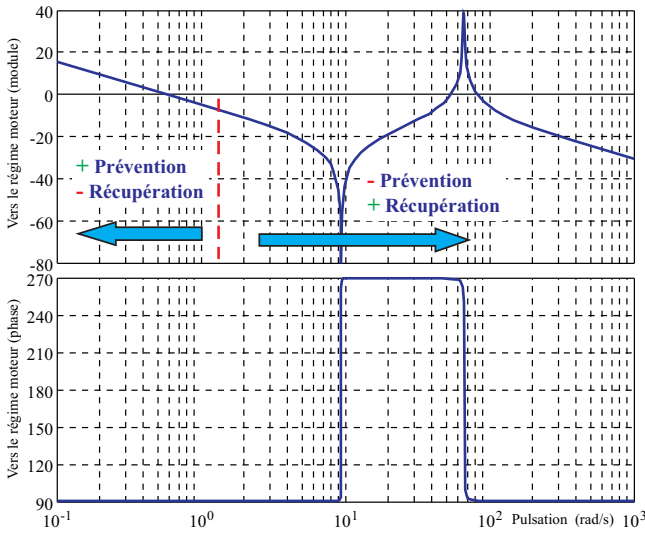


Fig. 5. Schéma de principe de l'action préventive

B. Action curative : amortissement actif de la chaîne de transmission

Cette fonction permet d'amortir les oscillations de la chaîne de transmission en utilisant la mesure du régime moteur pour modifier les commandes de couple demandées à la machine électrique. La fonction de transfert du correcteur associé a la forme suivante :

$$T(s) = \frac{s^2}{(1 + \tau_1 s)^2} \cdot K \frac{(1 + \tau_3 s)}{(1 + \tau_2 s)} \quad (13)$$

Ce correcteur comporte :

- une double action dérivée filtrée dont la constante de temps τ_1 permet de limiter son influence aux hautes fréquences afin de ne pas amplifier les bruits,
- un couple pôle-zéro (retard de phase) qui permet d'ajuster le diagramme de phase afin d'optimiser la robustesse de la loi de commande face à des retards éventuels dans la chaîne de commande ou de mesure,
- le gain K , les constantes de temps τ_2 et τ_3 permettent de régler les marges de phase de la boucle et en conséquence son amortissement.

La double action dérivée s'explique par le besoin de maximiser la récupération d'énergie. En effet cette action dans

la chaîne de retour, au regard de la structure proposée dans la figure 4, en phase de décélération constante permet :

- que la totalité de l'effort de freinage demandé par le conducteur soit transmis à la commande de couple de la machine électrique,
- que la commande de couple demandé aux freins à friction soit nulle (en conséquence ces freins n'agissent pas).

Notons que la récupération du maximum du couple de freinage ne peut être assurée que dans la mesure de la capacité statique de l'ensemble moteur-batterie.

Enfin, le module d'action curative pourrait être supprimé mais au prix d'un filtrage pour l'action préventive très important (filtre passe-bas avec une fréquence de coupure très faible) ce qui conduirait à une diminution non négligeable de l'énergie récupérée.

C. Compensation active

Cette action permet d'assurer que la totalité de l'effort de freinage souhaité par le conducteur soit demandée aux actionneurs. Pour satisfaire cette contrainte, le couple demandé aux freins à friction est obtenu en réalisant l'écart instantané entre l'effort souhaité par le conducteur et celui demandé à la machine électrique.

Une variante de la solution retenue serait d'élaborer l'écart entre l'effort souhaitée par le conducteur et celui réalisé pratiquement par la machine électrique. Ce choix serait cependant dangereux, car il serait nécessaire de connaître le contenu spectral de l'effort réalisé par la machine électrique et en plus prévoir des stratégies de commande dans les cas où le signal serait invalide (mode de défaillance).

IV. VALIDATION DE LA LOI DE COMMANDE

Dans cette section le principe de la loi de commande est validé en utilisant des simulations temporelles qui permettent d'une part de procéder à un premier réglage des différentes actions décrites dans la section III, d'autre part, dans un objectif de synthèse, d'effectuer des analyses fréquentielles qui assurent des marges de robustesse suffisantes et qui mettent en évidence les précautions à prendre en compte lors de la mise au point finale de la loi de commande sur véhicule.

A. Validation temporelle

Le scénario utilisé pour les simulations temporelles est un échelon de couple souhaité par le conducteur à l'instant $t = 10$ s dans une phase où le véhicule se déplace à une vitesse constante de 50 km/h sur une route plate.

Dans les figures 6 et 7 on peut observer la réponse temporelle du système lorsque l'on utilise seulement l'action préventive (réglée à $\tau_p = 1/6$ secondes). Si on observe le couple demandé aux freins à friction, on remarque que ceux-ci sont utilisés seulement pendant les phases transitoires.

Si on ajoute l'action curative, on obtient la réponse temporelle de la figure 8. On remarque que les oscillations sont de plus faible amplitude et qu'elles sont beaucoup mieux amorties. Si on compare maintenant le couple demandé aux freins (figure 9) on s'aperçoit que l'ordre de grandeur est très similaire.

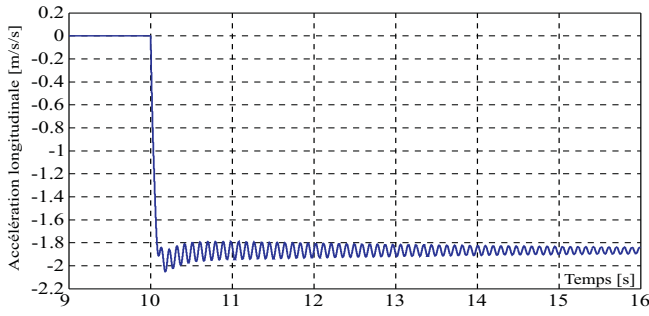


Fig. 6. Accélération longitudinale du véhicule (m/s/s) sans action curative pour un échelon de consigne.

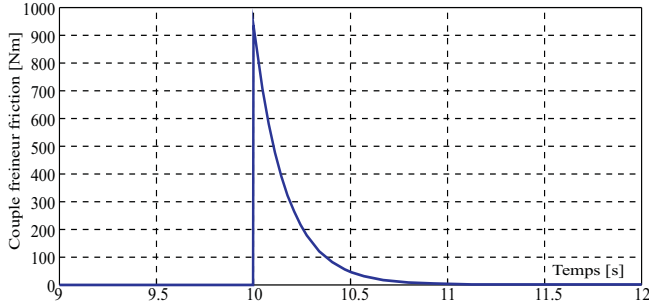


Fig. 7. Couple de freinage (Nm) demandés aux freins pour un échelon de consigne sans action curative.

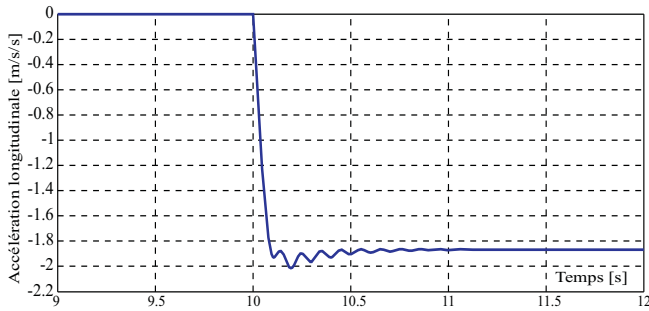


Fig. 8. Accélération longitudinale du véhicule (m/s/s) avec action curative pour un échelon de consigne.

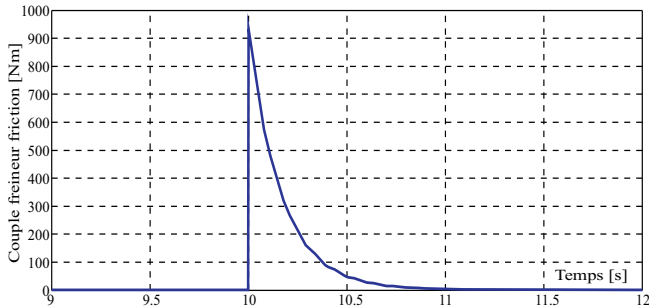


Fig. 9. Couple de freinage (Nm) demandés aux freins pour un échelon de consigne avec action curative.

On remarque que pour une décélération constante et en régime établi, le seul actionneur sollicité est la machine électrique, ce qui va dans le sens de maximiser l'énergie récupérée au freinage.

De plus, l'amplitude de l'action curative, nécessaire pour amortir les oscillations, est de faible amplitude par rapport aux signaux de commande (voir figure 10).

Les limites des performances de la loi de commande sont dues aux contraintes introduites par les retards de la chaîne de commande et de la chaîne de mesure (en particulier les retards dans les bus CAN). Il existe un compromis entre

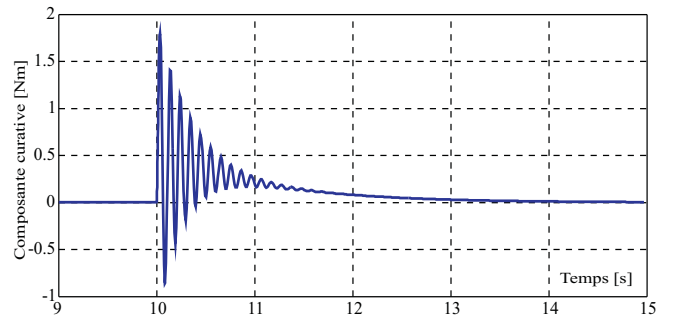


Fig. 10. Composante curative du couple de freinage (Nm) demandé aux actionneurs pour un échelon de consigne.

l'ampleur de l'action curative (la capacité à amortir de façon efficace les oscillations de la chaîne de transmission) et la robustesse de la boucle fermée face à des retards introduits dans la boucle, c'est l'objet du paragraphe suivant.

B. Validation fréquentielle

Cette validation fréquentielle a pour objectif de quantifier la robustesse de la loi de commande. La loi de commande proposée est rappelée dans la figure 11, cependant ce schéma n'est pas adapté à une étude des marges de stabilité en raison du terme de retour de la compensation active sur la commande des freins à friction.

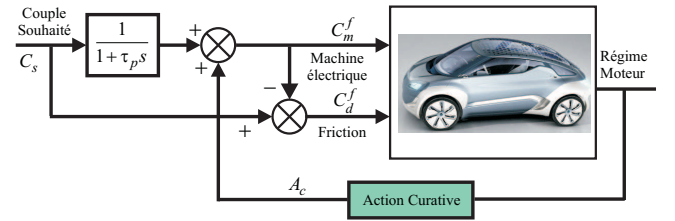


Fig. 11. Schéma de la loi de commande en boucle fermée.

On peut écrire que :

$$C_d^f(s) = C_s(s) - \left(C_s(s) \frac{1}{(1 + \tau_p s)} + A_c(s) \right) \quad (14)$$

D'où :

$$C_d^f(s) = C_s(s) \frac{\tau_p s}{(1 + \tau_p s)} - A_c(s) \quad (15)$$

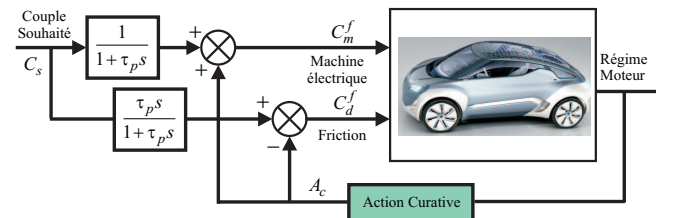


Fig. 12. Schéma équivalent de la loi de commande en boucle fermée.

Les deux schémas-bloc sont strictement équivalents mais la reformulation selon la structure de la figure 12, classique en Automatique, facilite l'analyse de la stabilité. Comme détaillé en [6], dans le cas multivariable, l'expression de la fonction de transfert en boucle ouverte est différente selon le point où l'on ouvre la boucle : en sortie ou en entrée du processus.

Dans une première analyse on ouvre la boucle en sortie du processus, c'est à dire au niveau de la mesure du régime moteur. Dans ce cas, la boucle ouverte est monovariante et l'analyse du diagramme de Nichols a toujours un sens. Ce tracé, pour la boucle ouverte corrigée, est donné dans la figure 13. Le réglage de la loi de commande a été guidé afin d'obtenir une robustesse suffisante vis-à-vis des déphasages dûs par exemple aux retards. C'est pourquoi on doit non seulement spécifier des bonnes marges de gain et de phase, mais aussi de retard.

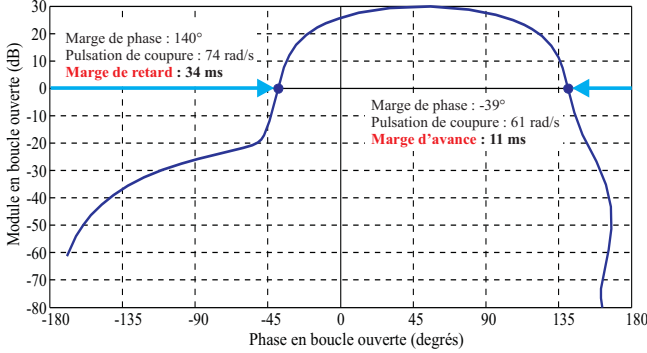


Fig. 13. Diagramme de Nichols de la boucle ouverte corrigée.

Remarques :

- Les marges de phase (droite et gauche) sont satisfaisantes : respectivement -39° et 140° .
- La marge d'avance est correcte puisqu'elle est plus importante que la période d'échantillonnage (10 ms).
- La marge de retard est très importante permettant de rendre la loi de commande robuste face à des retards éventuels dans la chaîne de transmission (la boucle reste stable avec plus 3 périodes d'échantillonnage de retard).
- L'allure du tracé devient plus vertical aux passages par l'axe 0 dB de gain. Cette particularité est la garantie que face à des gains de boucle un peu plus élevés que prévu, les marges de phase resteront acceptables.

Les commandes étant multivariées l'étude de robustesse peut être complétée en abordant cette analyse sous l'aspect multivariable. En effet les deux approches pour l'analyse de la robustesse ne prennent pas en compte les mêmes phénomènes. Si l'approche monovariante permet de prendre en compte les aspects robustesse vis-à-vis des paramètres de la chaîne de mesure, ils ne permettent pas de prendre en compte, du moins pas parfaitement, les aspects robustesse dus par exemple à des variations paramétriques, ou des dissymétries, sur les chaînes de commande.

Les bornes des marges de stabilité [6] dans ce contexte peuvent être déterminées en ouvrant la boucle au niveau des signaux de commande C_m^f et C_d^f c'est à dire en entrée du processus. Par la suite $T_{BO}(s)$ désigne le transfert multivariable.

L'analyse a été effectuée en utilisant les modélisations multiplicatives directe et indirecte :

Analyse multiplicative directe

On utilise α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{1}{\|(I + T_{BO}(s))^{-1}T_{BO}(s)\|_\infty} \quad (16)$$

permettant de définir une marge de gain donnée par l'encadrement $1 - \alpha_1 < k_1 < 1 + \alpha_1$ et une marge de phase $|\varphi_1| > \text{Arcsin}(\frac{\alpha_1}{2})$. Après calcul on obtient :

$$\begin{cases} -8,97\text{dB} < \Delta G < 4,32\text{dB} \\ |\Delta\phi_1| > 37,57^\circ \end{cases} \quad (17)$$

Analyse multiplicative indirecte

On procède de manière identique à la précédente en utilisant α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{1}{\|(I + T_{BO}(s))^{-1}\|_\infty} \quad (18)$$

et conduisant à des marges encadrées par $\frac{1}{1+\alpha_2} < k_2 < \frac{1}{1-\alpha_2}$ et $|\varphi_2| > \text{Arcsin}(\frac{\alpha_2}{2})$. Soit après calcul :

$$\begin{cases} -4,2\text{dB} < \Delta G < 8,43\text{dB} \\ |\Delta\phi_2| > 36,19^\circ \end{cases} \quad (19)$$

Marges finales

Les intervalles pour les marges de robustesse sont donnés par la réunion des intervalles intermédiaires. On peut conclure que :

$$\begin{cases} -8,97\text{ dB} < \Delta G < 8,43\text{ dB} \\ |\Delta\phi| > 37,57^\circ \end{cases} \quad (20)$$

Les marges de phase semblent un peu faibles cependant les différents essais réalisés en simulation montrent qu'elles sont suffisantes.

V. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Dans cet article nous avons présenté une stratégie robuste de freinage applicable aux véhicules électriques et hybrides qui sont dotés d'un système de récupération d'énergie au freinage. La stratégie présentée assure :

- que tout le couple de freinage demandé par le conducteur est transmis, dans toutes les situations, aux actionneurs de freinage ;
- la récupération d'énergie maximale, pour un niveau de confort donné, grâce à une boucle de rétroaction qui permet d'amortir les à-coups et les oscillations dues aux modes élastiques de la chaîne de transmission.

Une attention spéciale est prêtée au réglage permettant d'assurer une robustesse suffisante par rapport aux marges de retard. Ce critère est un élément important en raison des retards éventuels dûs aux transmissions (bus CAN).

La prochaine étape consiste à implémenter sur véhicule la stratégie de freinage et valider son fonctionnement ainsi que le ressenti perçu par le conducteur.

RÉFÉRENCES

- [1] P. Templin, B. Egardt. "An LQR torque compensator for driveline oscillation damping. 18th IEEE International Conference on Control Applications". Saint Petersburg, Russie, Juillet 2009.
- [2] M. Pettersson, L. Nielsen. "Diesel engine speed control with handling of driveline resonances". Control Engineering Practice, vol 11, 2003, pp 319-328.
- [3] J. Baumann et.al. "Model-based predictive anti-jerk control". Control Engineering Practice, vol 14, 2006, pp 259-266.
- [4] U. Kiencke, L. Nielsen. "Automotive Control Systems : For Engine, Driveline and Vehicle". Springer, 2000.
- [5] J.P. Brossard. "Dynamique du véhicule : Modélisation des systèmes complexes". PPUR, Sciences Appliquées INSA de Lyon, 2006.
- [6] N.A. Lehtomaki, N.R. Sandell, M. Athans. "Robustness results in Linear Quadratic Gaussian based multivariable control designs". IEEE T.A.C., vol. Ac 26-1, pp. 75-93, 1981.