

Joint tripode coulissant de transmission automobile. Effort axial généré : essais et modèles

Sébastien Serveto ^{1,2}, Jean-Pierre Mariot ¹ & M'Paly Diaby ²

¹ LAPS Université du Maine, Avenue Olivier Messiaen 72085 Le Mans cedex 9

² NTN Transmissions Europe ZA des Trémelières 72704 Allonnes cedex
sebastien.serveto@univ-lemans.fr

Résumé :

Les transmissions automobiles actuelles, organes de transmission de la puissance aux roues avant, sont constituées d'un joint tripode coulissant (côté moteur) nécessaire au débattement de suspension et d'un joint à billes (côté roue) nécessaire au braquage. Ces 2 joints sont reliés par un arbre intermédiaire. Le joint à billes est homocinétique alors que le joint tripode ne l'est pas exactement. Lors de la transmission de la puissance mécanique aux roues, le joint tripode coulissant génère un effort axial cyclique à la fréquence triple de la rotation de l'arbre d'entrée. Cet effort axial est à l'origine d'une vibration transverse au véhicule que les constructeurs automobiles cherchent à réduire. Nous présentons ici les mécanismes de génération de cet effort à l'aide de modèles en corps rigides recalés sur les essais. Les deux seuls paramètres externes influant présentés ici sont l'angle de brisure et le couple transmis.

Abstract :

Nowadays, automotive drive-shaft transmitting the engine power to the wheels consist of a plunging joint close to the gearbox necessary for suspension pumping and a ball joint close to the wheel necessary for steering. These two joints are attached to an intermediate shaft. The tripod joint is a pseudo constant velocity joint whereas the ball joint is a true constant velocity joint. In usual functioning, the tripod joint generates a cyclic axial effort at a threefold frequency compared to the input rotation shaft. This axial effort induces a transverse vibration to the vehicle that manufacturers try to minimize. We here present the effort generation phenomena using rigid body models compared to experimented tests. The only two external parameters presented in this paper are the joint angle and the transmitted torque.

Mots-clefs :

Joint tripode coulissant, Efforts de contact, Frottement sec (Coulomb)

1 Introduction

Les transmissions automobiles actuelles utilisées comme transmetteurs de puissance dans les véhicules à traction comprennent 3 parties : i) un joint intérieur coulissant côté boîte de vitesses destiné à compenser essentiellement le débattement de suspension ; ii) un joint extérieur côté roue dont la fonction principale est le braquage des roues ; et iii) un arbre intermédiaire reliant les 2 joints. L'évolution dans la conception des transmissions vise à réduire les vibrations générées par les joints comme l'indique Baron (1992) et Hayama (2005). Une de ces principales nuisances est la génération d'un effort axial cyclique à une fréquence triple de celle de rotation de la roue (par convention R3).

Dans la littérature, un des premiers articles est dû à Mabie (1948), plus récemment, Pennestri (1999) et Mariot (2004) utilisent les possibilités des logiciels actuels pour affiner les

modèles avec en particulier un premier pas dans l'introduction des frottements de nature diverse (secs, visqueux ...).

La modélisation mécanique usuelle d'une transmission complète représentée sur la figure 1 est facilitée par la nature classique des liaisons mécaniques disponibles dans les logiciels de simulation : pivot, pivot glissant, linéaire annulaire et enfin rotule à doigt pour le joint à billes. Ce premier modèle n'est pas satisfaisant car s'il permet de mettre en évidence l'effort axial il ne permet pas de montrer sa dépendance en fonction de l'angle de brisure δ conformément aux essais réalisés.

Dans le présent article, nous proposons un affinement de cette modélisation avec la prise en compte de la transmission de puissance mécanique par contacts entre les galets et les rampes. Ainsi cette modélisation plus fine que celle utilisant des liaisons linéaires annulaires nous permet de recaler avec précision nos modèles (analytique et numérique) sur les mesures effectuées au service essais de l'entreprise NTN Transmissions Europe.

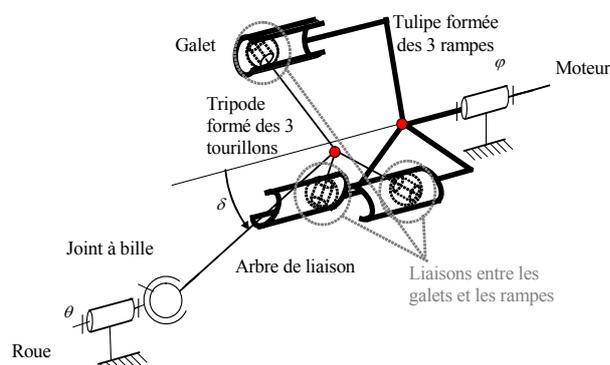


FIG 1 – Modélisation de la transmission avec des liaisons usuelles

2 La mesure

2.1 Le banc de mesure

Comme le montre la figure 2, la transmission est entraînée en rotation par un moteur asservi en vitesse ($\dot{\varphi} = \text{Cte}$) et freinée par un moteur asservi en couple ($T_0 = \text{Cte}$). La cinématique du banc permet la mise sous angle du joint coulissant dans sa plage complète de fonctionnement qui se situe pour la majorité des joints tripodes entre 0° et 20° . La mesure des efforts axiaux s'effectue par l'intermédiaire d'un capteur équipé de jauges extensométriques. Le principe de ce banc est assez similaire à celui utilisé par Biermann (2004).

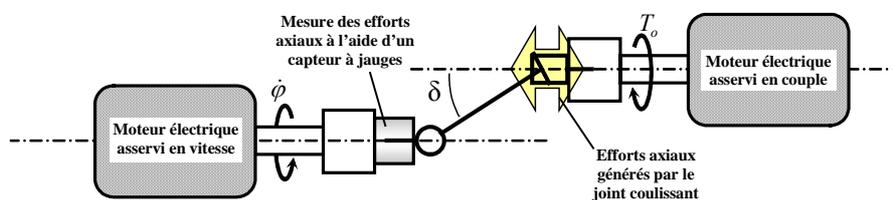


FIG 2 – Schéma de principe du banc de mesure

2.2 Le traitement des données

Le troisième ordre de l'effort axial qui en est sa composante principale est extraite lors d'une analyse fréquentielle du signal puis mis en relation avec différents paramètres (figure 3).

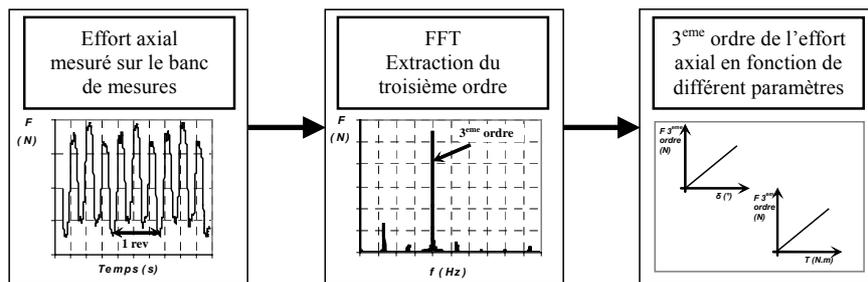


FIG 3 – Post-traitement des mesures effectuées sur le banc

2.3 Les résultats des mesures

Les résultats présentés ci-après figure 4 sont les valeurs moyennes relevées lors de campagnes de mesures réalisées chacune sur 3 transmissions. Ces mesures nous montrent un comportement linéaire du troisième ordre de l'effort axial en fonction de l'angle de brisure ainsi qu'en fonction du couple transmis.

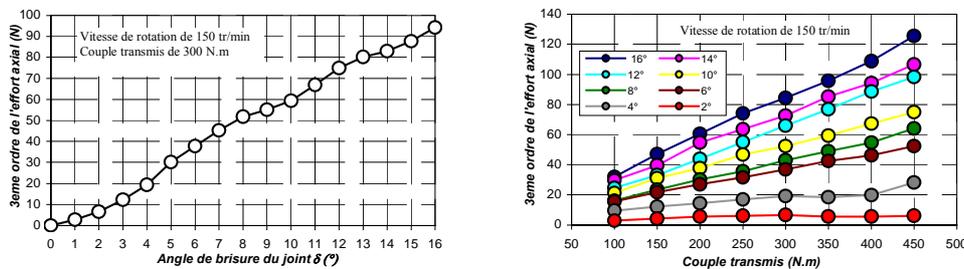


FIG 4 – Résultats des mesures

3 La modélisation

Un modèle analytique et un modèle numérique plus complet prenant tous deux en compte la transmission des efforts par contact avec frottement sec ont été parallèlement développés.

3.1 Le modèle analytique

Ce modèle est basé sur la cinématique du joint tripode coulissant décrite par Mariot et al. (2004). La nouveauté de ce modèle réside dans le fait que les torseurs des actions mécaniques transmises entre les galets et les rampes sont des torseurs de type liaison par contact et non liaison linéaire annulaire. De ce fait la cinématique relative du galet dans la rampe voit son importance accrue puisqu'elle n'est plus uniquement réduite au déplacement axial du galet dans la rampe. La figure 5 rappelle les éléments géométriques utiles :

r : rayon d'action de la tulipe

L : longueur de l'arbre de liaison des deux joints

O : centre du joint à billes

e : décalage (offset) dans le plan C_1, C_2, C_3 du centre I du tripode par rapport à l'axe de la tulipe.

La tulipe est constituée de 3 rampes A_1C_1, A_2C_2, A_3C_3 .

Le tripode est constitué des trois tourillons IC_1, IC_2 et IC_3 .

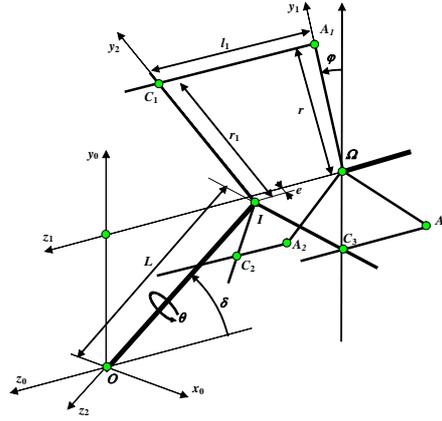


FIG 5 – Paramètres géométriques du joint tripode coulissant

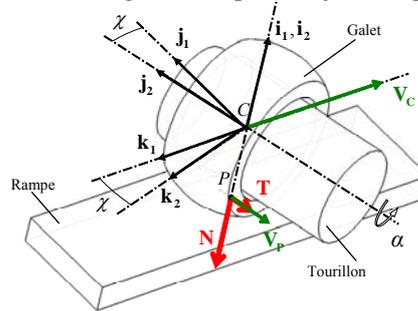


FIG 6 – Mouvements relatifs et actions mécaniques au contact galet/rampe

Comme le montre la figure 6, le torseur des actions mécaniques galet rampe au point de contact P est obtenu à partir du torseur cinématique du galet dans la rampe, torseur calculé à l'aide des résultats de mariot et al. (2004). Le centre du galet est désigné par C et les repères R_1 et R_2 sont respectivement liés à la rampe et au tourillon pour chaque galet. La vitesse du centre du galet est,

$$\mathbf{V}_C = \dot{l} \mathbf{k}_1. \quad (1)$$

Etant donnés les degrés de libertés relatifs du galet dans la rampe et l'approximation suivant laquelle l'offset e du joint est négligeable nous pouvons écrire le torseur cinématique du galet par rapport à la rampe exprimé en son centre C (figure 6).

$$\left\{ V_{rampe}^{galet} \right\}_C = \left\{ \begin{array}{l} \dot{\chi} \mathbf{i}_2 + \dot{\alpha} \mathbf{j}_2 \\ \dot{l} \sin \chi \mathbf{j}_2 + \dot{l} \cos \chi \mathbf{k}_2 \end{array} \right\} \quad (2)$$

Afin de déterminer la vitesse de glissement au point de contact P on transporte le torseur cinématique au point de contact entre la rampe et le galet de forme sphérique de rayon R .

$$\left\{ V_{rampe}^{galet} \right\}_P = \left\{ \begin{array}{l} \dot{\chi} \mathbf{i}_2 + \dot{\alpha} \mathbf{j}_2 \\ \dot{l} \sin \chi \mathbf{j}_2 + (\dot{l} \cos \chi - R \dot{\alpha}) \mathbf{k}_2 \end{array} \right\} \quad (3)$$

Le galet guidé en rotation sur le tourillon par un roulement à aiguilles est libre en rotation autour de \mathbf{j}_2 (au couple résistant près). Nous pouvons donc considérer qu'il y a roulement sans glissement dans la direction \mathbf{k}_2 . Ainsi,

$$\dot{l} \cos \chi - R \dot{\alpha} = 0. \quad (4)$$

Le torseur des actions mécaniques au contact quant à lui s'écrit de la manière suivante,

$$\left\{ A_{galet \rightarrow rampe} \right\}_P = \left\{ \begin{array}{l} \mathbf{N} + \mathbf{T} \\ \mathbf{M}_p + \mathbf{M}_r \end{array} \right\} \quad (5)$$

où \mathbf{N} est la composante normale et \mathbf{T} la composante tangentielle de l'effort de contact opposé à la vitesse de glissement. \mathbf{M}_p et \mathbf{M}_r sont respectivement les moments de pivotement et de roulement du galet sur la rampe. Ils seront négligés dans cette première approche.

Considérant l'offset e négligeable, le couple T_0 est uniformément transmis par les trois galets. L'effort normal au point de contact est donc :

$$N = \frac{T_0}{3r} \quad (6)$$

La composante tangentielle, due aux frottements est calculée avec le modèle de frottement sec de Coulomb.

$$\mathbf{T} = N \mu_g \frac{\mathbf{V}_{\text{rampe}(p)}^{\text{galet}}}{\|\mathbf{V}_{\text{rampe}(p)}^{\text{galet}}\|} \quad (7)$$

A partir des équations (3) et (4) nous déterminons la vitesse de glissement au contact.

$$\mathbf{V}_{\text{rampe}(p)}^{\text{galet}} = \dot{l}_i \sin \chi_i \mathbf{j}_2 \quad (8)$$

Cette vitesse de glissement est directement liée à l'angle de pivotement du galet dans la rampe que nous déterminons en calculant le produit scalaire de \mathbf{j}_1 et \mathbf{j}_2 , obtenue des éléments géométriques de Mariot et al. (2004)

$$\cos \chi = \left(1 - \frac{\delta^2}{2} \cos^2 \varphi \right) \quad (9)$$

Nous pouvons à présent déterminer la composante axiale de l'effort de frottement ainsi que la somme de ces efforts générés par les trois galets qui constituent l'effort axial total Q généré par le joint tripode (figure 7).

$$F = \mathbf{T} \cdot \mathbf{k}_1 \quad (10)$$

$$Q = \sum_{i=1}^3 F_i \quad (11)$$



FIG 7 – Allure de l'effort axial généré par 1 (à gauche) ou les 3 galets (à droite) sur un tour

3.2 Le modèle numérique

Parallèlement au modèle analytique simplifié, un modèle numérique plus complet basé sur le logiciel de modélisation ADAMS a été développé. Ce modèle prend notamment en compte le double contact imposé par la géométrie qui s'exerce entre le galet et la rampe (figure 8) ainsi que les frottements galets/tourillons.

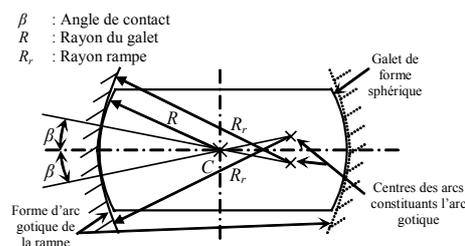


FIG 8 – Géométrie au contact entre galet et rampe

3.3 Comparaison modèles mesures

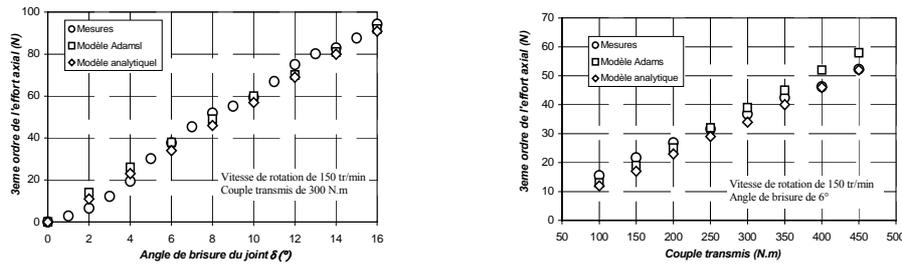


FIG 9 – Comparatif entre modèles et mesures

Après un recalage de nos modèles qui s'effectue essentiellement en identifiant le coefficient de frottement sec entre les galets et les rampes ($\mu_g = 0.04$) nous trouvons les modèles et les essais en bon accord (figure 9). Comme le montre la cinématique au contact, ce sont les frottements secs entre galets et rampes qui sont à l'origine de l'effort axial généré par le joint tripode coulissant.

Ces modèles mettent ainsi en évidence l'importance de la cinématique du galet dans la rampe et traduisent l'augmentation de l'effort axial sur la rampe en fonction de l'angle de brisure comme l'ont déjà observé Lee et al.(2005). Cette augmentation n'est pas due à une augmentation du coefficient de frottement mais provient du rapport glissement sur roulement (fonction de l'angle de pivotement χ) du galet sur la rampe. Aussi, plus on augmente l'effort normal au contact qui est directement lié au couple transmis, plus l'effort de frottement est important.

4 Conclusions

Ces modèles en accord avec les essais permettent de mieux comprendre les mécanismes de génération de l'effort axial en fonction du couple transmis et de l'angle de brisure. Cette avancée n'a été possible que grâce à une étude fine de la cinématique du joint.

Références

- Baron E. , 1992 NVH Phenomena in constant velocity joints. A 3 fold approach, *I. Mech. E.* C389/277, 51-60
- Biermann J. W. , 2004 NVH-behaviour of side shaft-systems , *3rd International Symposium on multi-body Dynamics Monitoring and Simulation Techniques-III* , Loughborough.
- Hayama Y., Nozaki T., Nakakuoji M., Fujikawa S., Fukushima K., 2005, NVH Analysis Using Full Vehicle Multibody, *NTN Technical Review N°73*, 92-97, (en japonais)
- Lee C. and Polycarpou A. , 2005 Development of an apparatus to investigate friction characteristics of constant-velocity joints, *Tribology Transactions*, 48, 505-514
- Mabie,H.H., 1948 Constant velocity joints, *Machine Design*, 101-105
- Mariot J.-P. , K'Nevez J.-Y. and Barbedette B., 2004 Tripod and ball joint automotive transmission kinetostatic model including friction , *Multibody System Dynamics* 11 , 127-145
- Urbinati,F. and Pennestri, E., 1999 Kinematic and dynamic analyses of the tripod joint, *Multibody System Dynamics* 2, 355-367