



Open Archive Toulouse Archive Ouverte (OATAO)

OATAO is an open access repository that collects the work of Toulouse researchers and makes it freely available over the web where possible.

This is a author-deposited version published in: <http://oatao.univ-toulouse.fr/>
Eprints ID: 3312

To link to this article: DOI: 10.3166/rcma.13.317-326

URL: <http://dx.doi.org/10.3166/rcma.13.317-326>

To cite this version : MANIN Lionel, MICHON, Guilhem, COMBLE, Emile, DUFOUR, Régis. Détermination expérimentale des caractéristiques mécaniques de courroies de transmission : raideur et amortissement longitudinaux module de flexion. *Revue des Composites et des Matériaux avancés*, 2003, Vol. 13, n°3, pp. 317-326

Any correspondence concerning this service should be sent to the repository administrator:
staff-oatao@inp-toulouse.fr

Détermination expérimentale des caractéristiques mécaniques de courroies de transmission

Raideur et amortissement longitudinaux, module de flexion

Lionel MANIN, Guilhem MICHON, Emilie COMBLE et Régis DUFOUR

*Laboratoire de Dynamique des Machines et des Structures,
Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
69621 Villeurbanne Cedex, France
lionel.manin@insa-lyon.fr
<http://www.insa-lyon.fr/Laboratoires/LDMS/>*

RÉSUMÉ Les courroies synchrones et poly-v sont des liens souples utilisés notamment dans les moteurs automobiles, elles ont un rôle important et sont définies de plus en plus finement. Leurs caractéristiques mécaniques influencent le comportement dynamique des transmissions qu'elles entraînent (entraînement de la distribution ou des accessoires). Par conséquent, la mesure des caractéristiques de raideur et d'amortissement de ces composants est nécessaire pour mieux appréhender leur comportement. De plus, ces quantités constituent des données d'entrée pour les modèles de calcul de comportement dynamique des transmissions par courroies. Deux approches pour la détermination de la raideur longitudinale sont présentées : chargement statique/dynamique. La rigidité de flexion a été mesurée également. Ces grandeurs sont déterminées depuis l'analyse des vibrations longitudinales et transverses des brins de courroie.

ABSTRACT. Timing and poly-v belts, used on automotive engine, are flexible links that play an important role and have an accurate design. Their mechanical characteristics influence the dynamic behaviour of the transmissions driven by the belts. Therefore, the measurement of stiffness and damping characteristics of these components is necessary for a better evaluation of their behaviour. Moreover these quantities are input data for belt transmission dynamic behaviour models. Two methods for the determination of the longitudinal stiffness are presented: static/dynamic loading. Bending rigidity has been measured also. All these quantities are determined from the analyses of longitudinal and transverse vibrations of belt span.

MOTS-CLÉS : courroie de transmission, raideur, amortissement, vibrations, mesures

KEYWORDS: transmission belt, stiffness, damping, vibrations, measurements

1. Introduction

Les courroies synchrones ou poly-v sont des liens souples qui jouent un rôle important dans le comportement dynamique des transmissions dont elles assurent l'entraînement. Ce sont des composants mécaniques fortement hétérogènes de par leur constitution qui mélange un câblé en fibre de verre à plusieurs couches de caoutchouc (Fig. 1). Les courroies ont un effet sur la dynamique des transmissions par l'intermédiaire de leurs caractéristiques de raideurs et d'amortissement. Ainsi, la mesure de ces quantités est nécessaire pour mieux appréhender et maîtriser le comportement des transmissions par courroie. De plus, ces quantités constituent des données d'entrée pour les modèles de calcul de comportement dynamique des transmissions par courroie (Monternot, 1998, Beikmann, 1992, Dancé, 1992, Debabbi, 1990). D'une manière générale, dans ces modèles (Fig. 2), les degrés de liberté en rotation des poulies sont reliés entre eux par des raideurs et des amortisseurs représentant les différents brins de courroie. Les brins ayant des longueurs différentes dépendant de l'entraxe des poulies qu'ils relient, il convient de ramener les raideurs et amortissement à des valeurs par pas de courroie ou par unité de longueur.

Les valeurs de raideur et d'amortissement ne sont pas communiquées par les fabricants de courroie, les abaques des catalogues garantissent seulement une capacité de transmission de puissance et un rendement pour une plage de vitesse donnée. Afin de déterminer ces valeurs, des méthodes expérimentales ont été élaborées au laboratoire, elles permettent de mesurer : la raideur longitudinal, l'amortissement longitudinal ainsi que la rigidité de flexion.

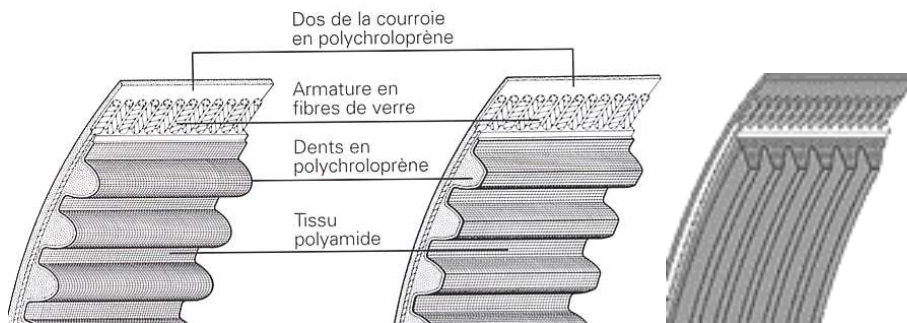


Figure 1. Constitution des courroies de transmission (synchrones, poly-v)

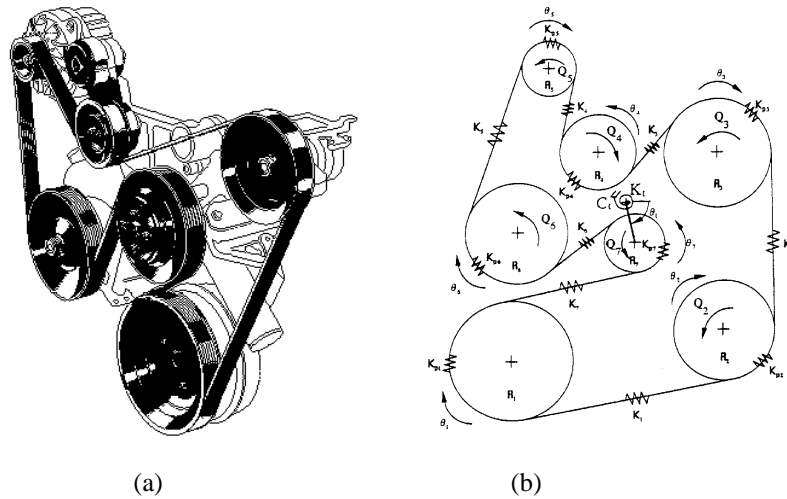


Figure 2. (a) Transmission d'entraînement des accessoires d'un moteur automobile par courroie poly-v, (b) exemple de modélisation d'une transmission

2. Raideur et amortissement longitudinal des courroies

Deux méthodes différentes ont été utilisées: une méthode dite "méthode statique" permettant d'accéder à la valeur de la raideur longitudinale - une méthode dite "méthode dynamique" permettant d'obtenir la raideur et l'amortissement longitudinaux de la courroie. Les principes sont les mêmes quelque soit le type de courroie étudié (poly-v ou synchrone).

2.1. Méthode statique

Une des extrémités de la courroie est fixe et l'autre mobile. Une courroie entière ou un brin peuvent être utilisés pour déterminer la raideur (Fig. 3). L'allongement d'une portion de courroie, située entre deux capteurs de μ -déplacement, est observé en fonction de l'effort de traction appliqué par un vérin pneumatique. Selon le type de courroie, la caractéristique finale mesurée diffère: pour une courroie synchrone, c'est la raideur par pas $K_{\text{pas}}(\text{N/m})$ - pour une courroie de type poly-v, c'est $EA(\text{N})$, avec E module d'Young équivalent et A section. L'allongement varie linéairement

avec l'effort de traction. Plusieurs montées en charge sont réalisées successivement et la répétabilité est bonne (Fig. 4).

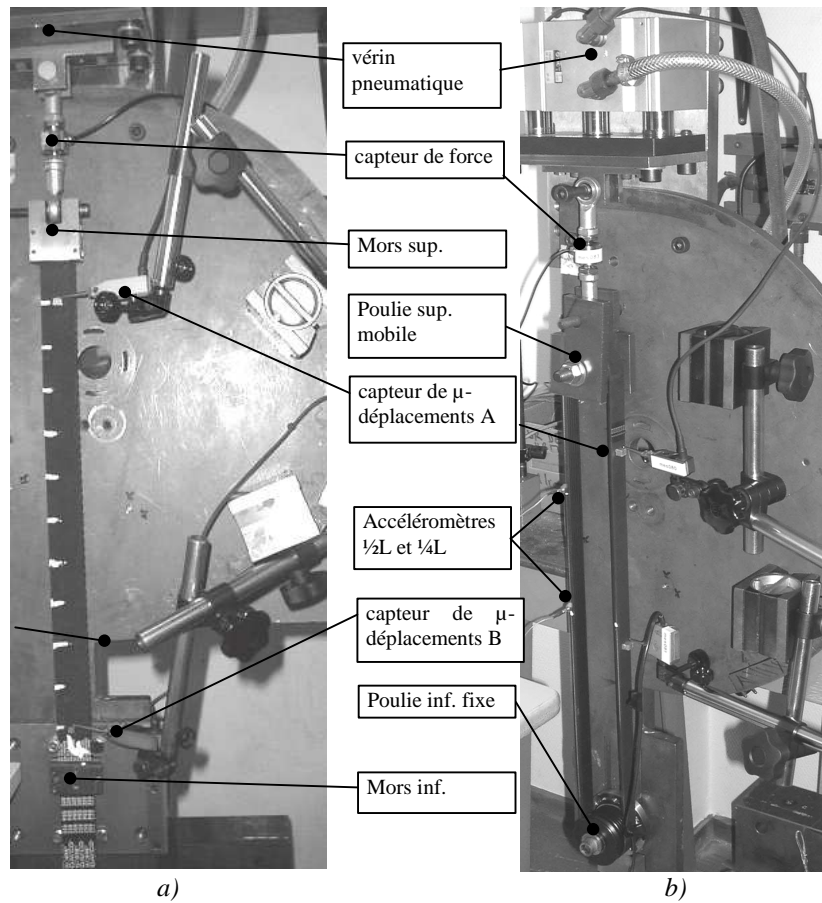


Figure 3. Banc Raideur courroie « méthode statique »

La raideur k_{np_i} d'un morceau de courroie, de np_i pas entre les capteurs A et B, est:

$$k_{np_i} = (F - F_0) / (x_A - x_B) \quad [1],$$

où $(F-F_0)$ est la variation de l'effort de tension, et (x_A-x_B) l'allongement correspondant. En considérant chaque pas comme un ressort linéaire et la longueur de courroie AB comme l'association en série de np_i ressorts, la raideur par pas est donnée:

$$k_{abs/pas} = np_i * k_{np_i} \quad [2]$$

Deux raideurs peuvent être déduites des mesures, l'une absolue $k_{abs/pas}$ et l'autre relative $k_{rel/pas}$:

$$k_{abs/pas} = (F_j - F_0) / (dL_j) \quad [3]$$

$$k_{rel/pas} = (F_j - F_{j-1}) / (dL_j - dL_{j-1}) \quad [4]$$

où F_0 est la tension initiale, F_{j-1} et F_j représentent des niveaux de charge avec F_{j-1} inférieur F_j , dL_j et dL_{j-1} les allongements correspondants aux niveaux de charge $j-1$ et j .

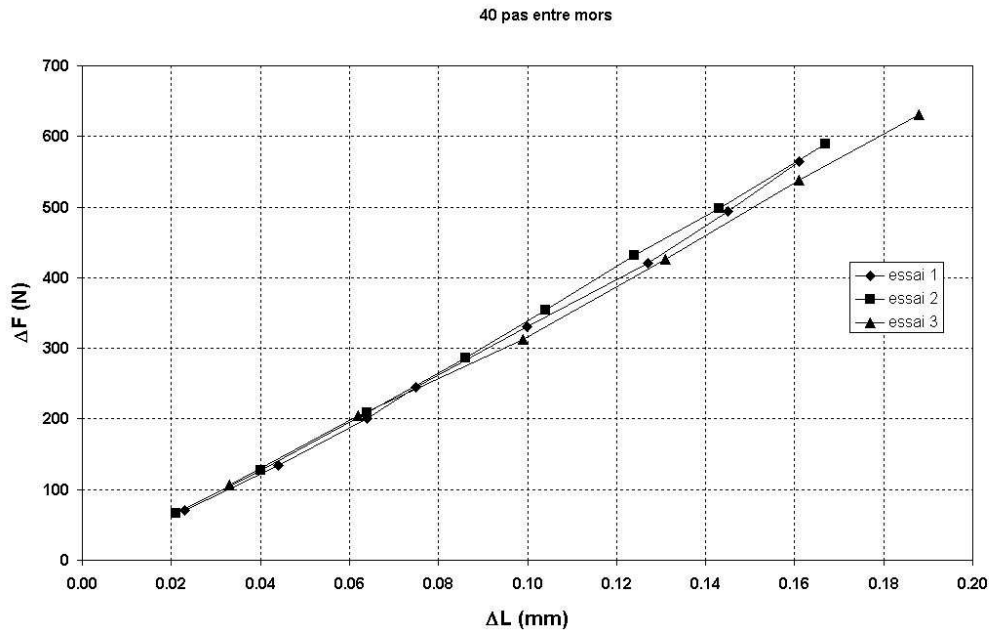


Figure 4. Courbes efforts – allongement d'un brin de courroie

Les mesures sont réalisées pour plusieurs longueurs ou nombre de pas (np_i) de courroie entre les mors afin de vérifier la linéarité de la raideur longitudinale en fonction du nombre de pas du brin étiré, ainsi que la constance de la raideur d'un pas de courroie (Tab. 1).

np_i	(N/m)		
	k_abs_np_i	k_abs/pas	k_rel/pas
30	3.81E+06	1.14E+08	1.12E+08
35	3.06E+06	1.07E+08	1.12E+08
40	2.80E+06	1.12E+08	1.15E+08
45	2.49E+06	1.12E+08	1.15E+08
50	2.34E+06	1.17E+08	1.18E+08

Tableau 1. Raideurs du brin de np_i pas, absolue par pas $(F-F_0)/(L-L_0)$, relative par pas $\Delta F/\Delta L$, en fonction du nombre de pas entre mors np_i , ici le pas vaut 8mm.

Les résultats de mesure de raideur obtenus par la "méthode statique" donnent des résultats semblables pour les raideurs dites absolues et relatives avec un pourcentage d'incertitude de $\pm 3\%$. Les résultats présentés correspondent à un type de courroie, mais de nombreux autres essais ont montré les mêmes tendances.

2.2. Méthode dynamique

Le principe est de suspendre une masse m à l'extrémité basse d'un morceau de courroie de longueur L encastré en son extrémité haute, afin d'obtenir un système masse-ressort amorti (Fig. 5). L et m sont suffisamment importantes pour se rapprocher au mieux de l'idéalisation du modèle. L'excitation longitudinale de la courroie est assurée par un marteau à impulsion. Le fait de choquer la masse avec le marteau déclenche automatiquement l'acquisition. La vibration longitudinale amortie du système est observée via un accéléromètre collé sous la masse. L'analyse du signal enregistré (Fig. 6) permet de déterminer la fréquence de vibration du système Fr (par une fft) ainsi que le taux d'amortissement α (par décrétement logarithmique, Lalanne, 1984). La raideur et l'amortissement globaux du système Kg_{ni} et Cg_{ni} sont ensuite déduits depuis les formules classiques de la théorie des vibrations en mécanique:

$$\delta = \frac{1}{b} \ln \left(\frac{x_n}{x_{n+b}} \right) \quad \alpha = \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 + 4\pi^2}} \quad [5]$$

$$Kg_{ni} = \frac{4\pi^2 m}{1-\alpha^2} F_r^2 \quad Cg_{ni} = 4\pi m F_r \alpha \quad [6]$$

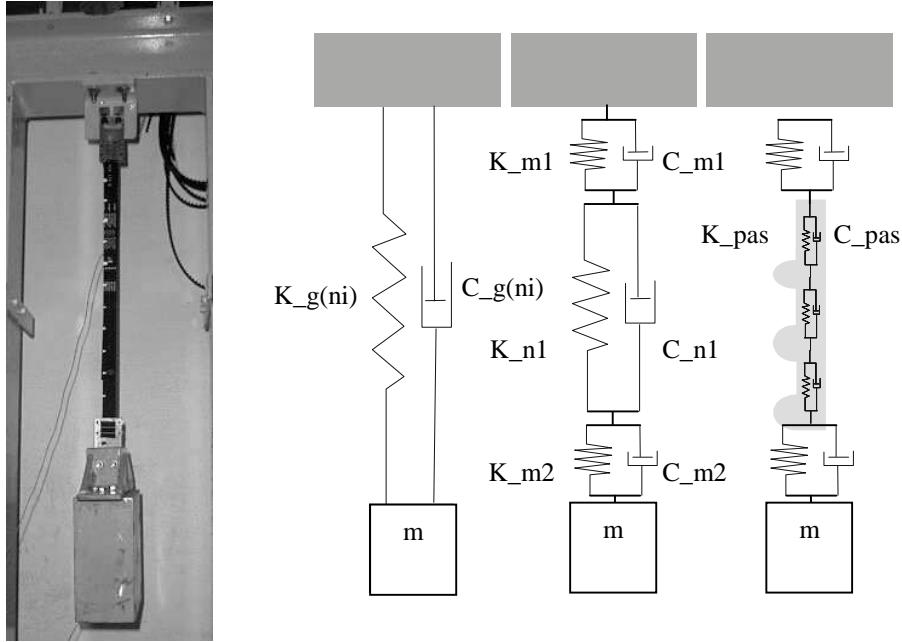


Figure 5. Banc Raideur courroie "méthode dynamique", modèle du banc

Des mesures pour plusieurs longueurs entre mors (ou nombre de pas), le post-traitement et le modèle du système réalisé permettent de s'affranchir de la raideur des mors de pincement de la courroie K_{m1} et K_{m2} (Fig. 5). En effet, les mors ne peuvent être considérés comme infiniment rigides, et il faut en tenir compte pour obtenir des résultats semblables à ceux de la méthode statique. Pour des nombres de pas $n1$ et $n2$, les raideurs globales mesurées Kg_{n1} et Kg_{n2} s'expriment par:

$$\begin{cases} \frac{1}{Kg_{n1}} = \frac{1}{K_{n1}} + \frac{1}{K_{m1}} + \frac{1}{K_{m2}} \\ \frac{1}{Kg_{n2}} = \frac{1}{K_{n2}} + \frac{1}{K_{m1}} + \frac{1}{K_{m2}} \end{cases} \text{ avec } K_{ni} = \frac{K_{pas}}{ni} \text{ devient } \begin{cases} \frac{1}{Kg_{n1}} = \frac{n_1}{K_{pas}} + \frac{1}{K_{m1}} + \frac{1}{K_{m2}} \\ \frac{1}{Kg_{n2}} = \frac{n_2}{K_{pas}} + \frac{1}{K_{m1}} + \frac{1}{K_{m2}} \end{cases} [7],$$

et permettent de déterminer la raideur par pas ou EA dans le cas d'une courroie poly-
v (avec E module d'Young équivalent de la courroie et A section de la courroie):

$$K_{pi} = \frac{Kg_{n1} * Kg_{n2} * (n_1 - n_2)}{Kg_{n2} - Kg_{n1}} \quad EA = \frac{(L_{(i)} - L_{(i+1)}) K_{G(i)} K_{G(i+1)}}{K_{G(i+1)} - K_{G(i)}} \quad [8].$$

Le même principe est appliqué pour l'amortissement. Cette méthode est très
fiable, et la répétitivité d'une mesure à l'autre est très bonne. Les valeurs de raideurs
déterminées sont semblables à celles de la méthode "statique" à 5% près.

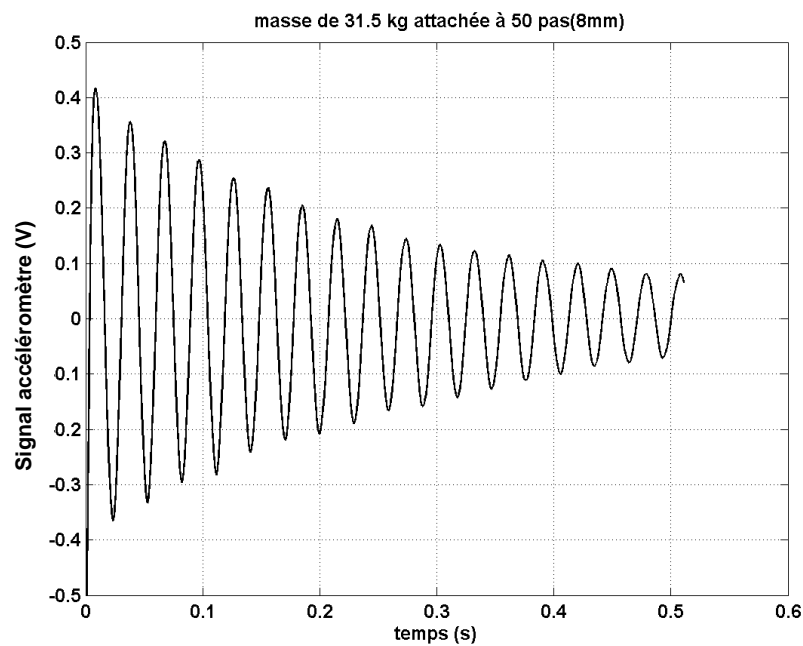


Figure 6. *Vibration longitudinale amortie de la masse dans le cas de la mesure de raideur et d'amortissement par la méthode "dynamique"*

3. Module de flexion EI

Si on considère un modèle de poutre et corde vibrante, les fréquences propres de vibrations transverses d'un brin de courroie à l'arrêt (de tension T_0 , de longueur L , et de masse linéique m), associées aux différents modes sont données par (Gerbert, 1999, Abrate, 1992) :

$$f_n = \frac{n}{2L} \sqrt{\frac{T_0 + n^2 \frac{\pi^2 EI}{L^2}}{m}} \quad (n \text{ numéro du mode}) \quad [9]$$

La détermination expérimentale de ces fréquences, permet d'obtenir la valeur de EI . Le même montage que celui réalisé pour la mesure de la raideur en statique est utilisé (Fig. 2-b). La courroie est choquée transversalement et les vibrations transverses sont mesurées via les accéléromètres placés sur le dos de la courroie de sorte à observer les premiers modes. Les fréquences propres sont extraites des spectres des signaux enregistrés. La variation linéaire du carré des fréquences propres en fonction de la tension de la courroie est vérifiée expérimentalement (Fig. 7). L'intersection des courbes avec l'axe des ordonnées, c'est-à-dire pour une tension dans la courroie nulle, permet de déduire le module de flexion EI pour chacune des fréquences analysées. Dans le cas présenté, la première fréquence conduit à $EI = 1.29 \text{ N.m}^2$, la deuxième conduit à $EI = 1.24 \text{ N.m}^2$.

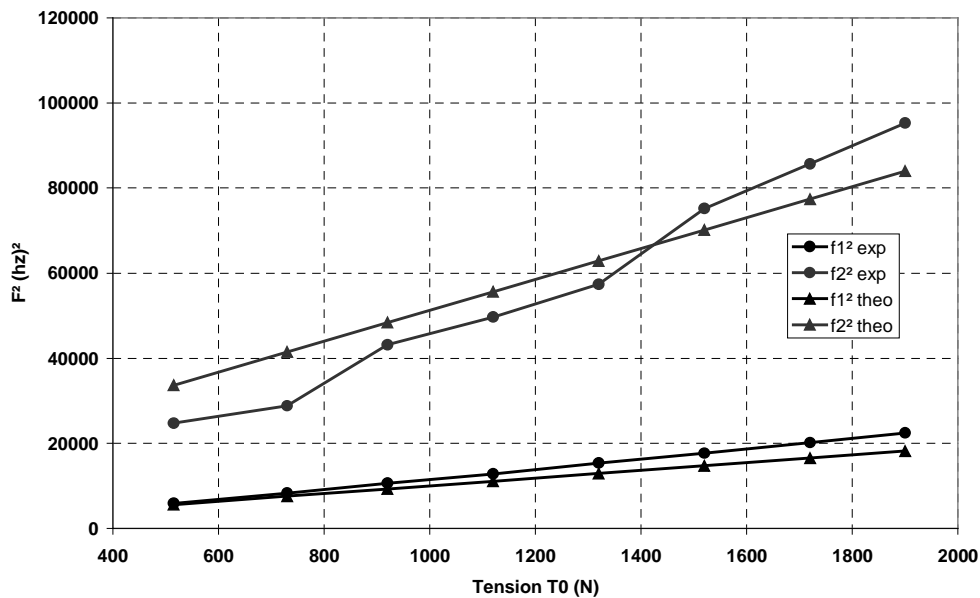


Figure 7. Comparaison expérimental/théorie des fréquences propres des vibrations transverses de courroie en fonction de la tension

4. Conclusion

Les méthodes de mesures présentées permettent avec un bon niveau de précision de déterminer les caractéristiques de raideur et d'amortissement des courroies de transmission. Ces méthodes ont été éprouvées au travers de multiples essais sur différentes courroies et en partenariat avec des constructeurs ou équipementiers automobiles. Deux méthodes de détermination de la raideur longitudinale ont été développées, elles donnent des résultats similaires. La méthode dynamique est cependant plus rapide et permet également la détermination de l'amortissement. Ces méthodes sont basées sur des modèles simples de vibrations linéaires et d'élasticité. La détermination du module de flexion à partir de l'analyse des vibrations transversales d'un brin de courroie a été mise en œuvre et donne des résultats satisfaisants.

5. Références

- Abrate S., "Vibrations of belts and belt drives", *Mech. Mach. Theory*, Vol. 27, n° 6, pp. 645-659, 1992.
- Beikmann, R. S., "*Static and Dynamic Behavior of Serpentine Belt Drive Systems : Theory and Experiment.*", The University of Michigan, Ph. D., Order Number DA9308273, 1992, 173p.
- Dancé, J.-M., "*Comportement Statique et Cinématique des Transmissions par Courroies Synchrones. Modélisation et Détermination des Paramètres Prépondérants.*", Thèse de doctorat, déc. 1992, n° 92 ISAL 0082, INSA de Lyon, 239 p.
- Debbabi, C., "*Contribution à l'Étude Dynamique des Courroies de Transmission Soumises aux Irrégularités Cycliques de Vitesse des Moteurs.*", Thèse de Doctorat de l'Université Pierre & Marie Curie (Paris VI), 1990, 182 p.
- Gerbert G., "*Traction Belt Mechanics*", MVD, Chalmers 1999, 600p.
- Lalanne M., Berthier P., Der Hagopian J., "*Mechanical vibrations for engineers*", 1984, Ed. J. Wiley, 264p., ISBN0471901970
- Monternot C., « *Comportement dynamique des transmissions de puissance par courroie dentée* », Thèse Mécanique, INSA- Lyon, 1998, 279p, 98 ISAL 0045