



HAL
open science

Variabilité des régimes critiques d'une boîte de vitesses : influence des précharges des roulements

Emmanuel Rigaud, François Mayeux, N. Driot, Joël Perret-Liaudet, Bruno
Mevel

► **To cite this version:**

Emmanuel Rigaud, François Mayeux, N. Driot, Joël Perret-Liaudet, Bruno Mevel. Variabilité des régimes critiques d'une boîte de vitesses : influence des précharges des roulements. *Mechanics & Industry*, 2003, 4, pp.107-112. 10.1016/S1296-2139(03)00016-2 . hal-00121944

HAL Id: hal-00121944

<https://hal.science/hal-00121944>

Submitted on 3 Jan 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.

Variabilité des régimes critiques d'une boîte de vitesses : influence des précharges des roulements

Dispersion of critical rotational speeds of gearbox: effect of bearings stiffnesses

E. Rigaud, F. Mayeux, N. Driot, J. Perret-Liaudet

Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, UMR 5513

Ecole Centrale de Lyon. 36, avenue Guy de Collongue

69134 ECULLY Cedex, France

e-mail : emmanuel.rigaud@ec-lyon.fr

Bruno Mevel

SNR Roulements, BP 2017, 74010 ANNECY Cedex, France

Résumé

Le bruit rayonné par les boîtes de vitesses résulte d'une excitation vibratoire générée par l'engrènement qui génèrent des surcharges dynamiques sur les dentures transmises au carter via les lignes d'arbres et les roulements. C'est l'état vibratoire du carter qui constitue la principale source du bruit rayonné. Les défauts de fabrication et de montage des différents éléments de la boîte de vitesses conduisent à une dispersion des caractéristiques mécaniques et notamment des raideurs de l'engrènement et des roulements. Or, ces paramètres jouent un rôle prépondérant dans la fonction de transfert entre l'excitation et la réponse vibroacoustique du carter. La mesure du bruit rayonné sur une population de boîtes de vitesses fabriquées en grande série met en évidence une grande variabilité des performances vibroacoustiques de ces mécanismes a priori identiques. Dans ce contexte, nous construisons un modèle dynamique d'une boîte de vitesses intégrant le caractère aléatoire des raideurs de l'engrènement et des roulements. A partir d'un plan d'expérience, nous exploitons une stratégie alliant simplicité et précision qui permet d'estimer les moments statistiques d'une fonction de plusieurs variables aléatoires. Une analyse de variance nous permet d'estimer l'influence respective de chaque paramètre aléatoire ainsi que les interactions entre ces paramètres. La méthode mise en oeuvre permet de calculer les variabilités des régimes critiques de fonctionnement et du transfert entre l'excitation et la réponse vibroacoustique de la boîte de vitesses.

Abstract

Noise measurement on a population of a gearbox manufactured in large number reveals a high variability principally due to tolerances on each design parameter of the gear. Gearbox noise results mainly from vibration of its housing excited by the transmission error. High dynamic mesh load, high vibratory response of housing and high acoustic level of the gearbox can be observed for some critical rotational speeds. These ones correspond to excitation in a resonant manner of some particular modes which store a high potential energy at the meshing stiffness. Variability of the associated critical modes depend on tolerances affected to gear design parameters. It also depends

on bearings stiffnesses dispersion. The physical origins of the bearings stiffnesses variability are preloads. Bearings stiffnesses and tolerances affect the characteristics of the meshing stiffness and the dynamic transfer from dynamic meshing force to the housing vibratory response. The purpose of this paper is to study effect of the bearings stiffnesses variability by estimating the first two moments of statistical distribution of critical modes.

1 Introduction

La principale source d'excitation vibratoire d'une transmission par engrenages est générée, au niveau du contact entre les dents en prise, par le processus d'engrènement. Les caractéristiques de cette excitation dépendent des situations instantanées des dents en prise qui résultent des déformations élastiques de l'engrenage et des écarts de géométries des dentures. On retient généralement comme source d'excitation l'Erreur Statique de Transmission [1, 2]. En régime de fonctionnement stationnaire, cette excitation génère des surcharges dynamiques sur la denture qui sont transmises, via les corps de roue, les arbres et les roulements jusqu'au carter. Ce sont les vibrations du carter induites par cette excitation qui constituent la principale source du bruit rayonné par la transmission.

Les transmissions par engrenages fonctionnent souvent à des régimes variables et, même pour les transmissions fonctionnant à des régimes fixes, il est important de savoir si la vitesse choisie ne correspond pas à des surcharges de dentures et des réponses vibroacoustiques du carter trop élevées. Les vitesses critiques peuvent être identifier à partir d'une analyse modale de la transmission. Des méthodes énergétiques portant sur l'analyse des formes propres associées à chaque mode permettent de définir et d'identifier des modes qu'on appelle modes de denture [3]. Les vitesses critiques correspondent à l'excitation en résonance de ces modes particuliers. Elles sont étroitement liées aux raideurs de l'engrènement et des roulements.

Par ailleurs, la production en série ne permet pas de fabriquer des objets identiques. On constate des écarts de géométrie entre les différents échantillons qui sont liés aux intervalles de tolérances introduits pour tenir compte des contraintes de fabrication. Ces écarts peuvent se traduire par une variabilité des caractéristiques mécaniques de la transmission et une dispersion du bruit rayonné. A titre d'exemple, pour une population de boîtes de vitesses fabriquées en série, il n'est pas rare de constater des écarts de bruit rayonné pouvant atteindre 10 dB. Le but de ce travail est précisément d'introduire les paramètres incertains dans les modèles dynamiques des transmissions afin d'analyser leur effet sur la dispersion de la réponse dynamique.

2 Méthodes de calcul

2.1 Méthode Taguchi modifiée

Nous utilisons une méthode Taguchi modifiée pour estimer de manière très simple les moments statistiques d'une fonction de plusieurs variables aléatoires dont les densités de probabilité sont connues [4]. Les moments statistiques sont calculés à partir d'un schéma d'intégration de type quadrature de Gauss. La réponse est estimée à partir d'un nombre d'essais limités justicieusement

choisis. Chaque paramètre aléatoire est discrétisé en au moins 3 valeurs pour tenir compte de l'éventuel caractère non linéaire de la réponse. Dans cette étude, nous retenons finalement 3 paramètres aléatoires, ce qui conduit à un plan d'expérience contenant 27 essais. Le principal avantage de cette méthode est sa facilité de mise en oeuvre et la réduction très importante du nombre d'essais nécessaire. Son efficacité pour prédire correctement la réponse vibroacoustique d'une boîte de vitesses a été montrée par comparaison avec la méthode Monté Carlo [5]. Si la méthode Taguchi modifiée ne permet pas d'estimer la densité de probabilité de la fonction réponse, elle permet de calculer son espérance moyenne et son écart type. Une analyse de variance classique permet de conclure sur le caractère significatif des paramètres ou de leurs interactions.

2.2 Calcul de l'erreur statique de transmission

L'erreur statique de transmission correspond à l'écart δ entre la position réelle de la roue menée et la position théorique qu'elle occuperait si l'engrenage était infiniment rigide et géométriquement parfait. Son évolution temporelle est calculée en résolvant les équations non linéaires qui décrivent l'équilibre statique de l'engrenage, pour différentes positions successives θ de la roue menée [6].

Dans ce but, une analyse cinématique permet de déterminer la ligne de contact sur la surface des dents en prise. Celles-ci sont discrétisées. La matrice de compliance H couplant les noeuds de la ligne de contact est obtenue à partir d'une modélisation 3D préalable de chaque dent. Les écarts de géométrie entre les dentures sont introduits via un vecteur e . On introduit également un vecteur ϕ correspondant au déplacement de chaque roue dentée exprimée dans le plan d'action et induit par les déformations statique de l'ensemble arbres, roulements et carter. A chaque noeud, l'effort inconnu F est supposé positif ou nul. Le système d'équations qui gère les déformations élastostatiques de l'engrenage peut s'écrire :

$$\left\{ \begin{array}{l} \underline{H}^{u,F}(\omega=0) \cdot \underline{F} = \underline{\delta}(\theta) - \underline{e} - \underline{\Phi} - \underline{hertz}(\underline{F}) \\ \sum F[i] = F_{total} \end{array} \right. \quad (1)$$

L'équation (1) est résolue par une méthode du simplexe modifiée [7]. Le torseur des efforts s'exerçant au centre de chaque roue dentée est calculé à partir de la distribution des efforts. Par ailleurs, la raideur d'engrènement est estimée à partir de la variation d'erreur statique induite par une variation infinitésimale de l'effort total appliqué. Comme l'erreur statique de transmission, la raideur d'engrènement présente des fluctuations périodiques à la fréquence d'engrènement.

2.3 Calcul des raideurs des roulements

On considère l'équilibre statique d'un arbre supporté par deux roulements A et B montés dans un carter. L'arbre est soumis à un effort généralisé F qui s'applique en un point G qui induit des réactions R_A and R_B au niveau de chaque roulement. En introduisant des éléments linéaires de raideur K pour décrire l'arbre, l'équilibre statique s'écrit comme suit :

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{AA} & \mathbf{K}_{AG} & \mathbf{0} \\ \mathbf{K}_{AG} & \mathbf{K}_{GG} & \mathbf{K}_{BG} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{BG} & \mathbf{K}_{BB} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{x}_A \\ \mathbf{x}_G \\ \mathbf{x}_B \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \mathbf{R}_A \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{R}_B \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{F} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

x_A , x_B et x_G sont respectivement les déplacements généralisés des points A, B et G. La matrice de souplesses réduite du carter peut également être prise en compte. Considérons maintenant le roulement A. Les équations reliant le déplacement généralisé x_A à la réaction R_A sont obtenues en considérant l'équilibre non linéaire des efforts au niveau de chaque élément roulant i.e. $Q_j = Q_j(T_j x_A)$ [8]. Si on suppose les bagues intérieures et extérieures du roulement rigides, la non linéarité résulte des actions de contact. T_j est une relation matricielle qui décrit le déplacement de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure. La réaction du roulement s'écrit :

$$\mathbf{R}_A = \sum_{j=1}^n \mathbf{T}_j \mathbf{Q}_j(\mathbf{T}_j \mathbf{x}_A) = \mathbf{R}_A(\mathbf{x}_A) \quad (3)$$

La réaction du roulement B est obtenue de la même façon. En remplaçant R_A et R_B dans l'équation (2), on obtient :

$$[\mathbf{K}]\{\mathbf{x}\} - \{\mathbf{R}(\{\mathbf{x}\})\} - \{\mathbf{F}\} = \{\mathbf{0}\} \quad (4)$$

Cette équation non linéaire est résolue par une méthode de Newton-Raphson. Elle permet de calculer la réaction du roulement ainsi que sa matrice de raideur. Elle permet aussi de calculer le déplacement ϕ de chaque roue dentée exprimée dans le plan d'action et induit par les déformations statique de l'ensemble arbres, roulements et carter.

2.4 Analyse modale de la transmission et vitesses critiques

La transmission est modélisée par la méthode des éléments finis. Les arbres sont discrétisés par des éléments de poutre à 2 nœuds et 6 degrés de liberté par nœud. Chaque roue dentée est modélisée par des éléments de masse et d'inertie concentrée rapportés sur les lignes d'arbres. L'engrènement est modélisé par un élément spécifique. Il s'agit d'une matrice de raideur généralisée de rang 12 qui couple les 6 degrés de liberté de la roue menée aux 6 degrés de liberté de la roue menante. Cette matrice est définie à partir des caractéristiques géométriques de l'engrènement et de la valeur moyenne de la raideur d'engrènement. Chaque roulement est modélisé par une matrice de raideur généralisée de rang 10. Le carter est discrétisé à l'aide d'éléments de plaques et d'éléments volumiques.

A partir de l'analyse modale de la transmission, un coefficient énergétique associée au potentiel de déformation stockée dans la raideur d'engrènement pour chaque mode permet d'identifier les modes critiques [3, 9].

Les vitesses critiques correspondent à l'excitation en résonance de ces modes particuliers par l'une des composantes harmoniques de l'erreur statique de transmission.

$$n Z_j f_j = f_i \quad (5)$$

où Z_j est le nombre de dents de la roue j , f_j est sa fréquence de rotation et f_i est la fréquence du mode critique i . Les intervalles pour chaque vitesse critique sont obtenus à partir de l'inégalité de Tchebycheff.

2.5 Calcul de la réponse forcée

Le système d'équations régissant la réponse forcée $\underline{X}(t)$ de la transmission peut s'écrire sous la forme matricielle suivante :

$$\underline{M}\ddot{\underline{X}} + \underline{C}\dot{\underline{X}} + \underline{K}\underline{X} + k(t)\underline{D}\underline{X} = \underline{E} \quad (6)$$

Dans cette équation, \underline{M} et \underline{K} sont les matrices classiques de masse et de raideur fournies par la méthode des éléments finis. Le couplage élastique entre les roues en prise est introduit par le terme $k(t)$ qui représente la variation de la raideur d'engrènement. La matrice \underline{D} est associée aux caractéristiques de l'engrenage et la matrice \underline{C} représente les termes de dissipation que nous introduirons ultérieurement par des taux d'amortissement modaux visqueux équivalents. Enfin, le vecteur $\underline{E}(t)$ constitue les efforts généralisés associés aux excitations internes.

Cette équation est résolue par une méthode spectrale et itérative [10] qui permet, en régime stationnaire, de résoudre les grands systèmes d'équations différentielles à coefficients périodiques en minimisant les temps de calcul. Cette méthode s'appuie sur une description spectrale de la fluctuation de la raideur d'engrènement et du vecteur d'excitation induit par les écarts de géométrie. La méthode utilisée fournit directement le spectre de la réponse vibratoire (amplitude et phase) pour chacun des degrés de liberté de la transmission.

3 Transmission étudiée

3.1 Description de la transmission

Nous nous sommes intéressés à une transmission simple étage qui possède néanmoins toutes les caractéristiques essentielles des transmissions existantes. La transmission étudiée est équipée d'un engrenage parallèle à denture hélicoïdale 28/58 dents (voir tableau 1). Cet engrenage est monté sur des lignes d'arbres supportées par 4 roulements à billes avec un angle de contact nominal égal à 20°. L'ensemble de ces éléments est assemblé dans un carter parallélépipédique en acier d'épaisseur 5 mm et de dimension 190x120x100 mm (voir figure 1). Le modèle global de la transmission possède 1600 éléments et 10000 degrés de liberté. On dénombre 60 modes propres entre 0 et 5000 Hz.

	Pignon	Roue menée
Nombre de dents	28	58
Rayon de base (mm)	35.8	74.2
Module (mm)	2.5	
Angle de pression	20°	
Angle d'hélice	25°	
Largeur (mm)	20	
Entraxe (mm)	120	

Tableau 1: Principales caractéristiques de l'engrenage

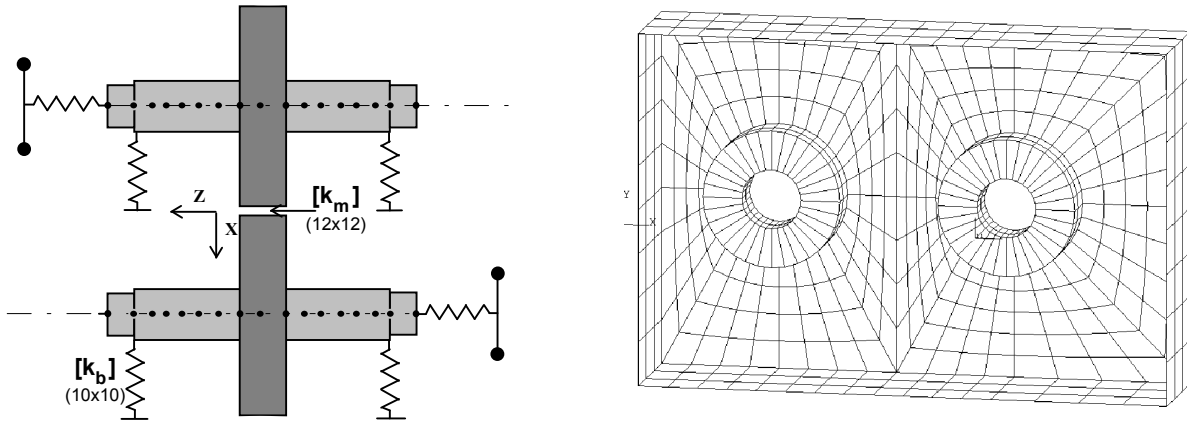


Figure 1 : Modélisation des lignes d'arbres et du carter (190x120x100 mm)

3.2 Tolérances de fabrication et de montage

Les études précédentes ont montré que les dentures et les roulements jouaient un rôle prépondérants dans le transfert entre l'excitation et la réponse vibroacoustique des transmissions. On s'intéresse donc surtout aux variations des propriétés de ces 2 types d'éléments. Dans cette étude, on suppose aléatoire le défaut de distorsion de la denture. Ce défaut traduit un défaut d'hélice sur la denture. On suppose également aléatoires les erreurs de parallélisme des axes qui sont induites par la position relative des roulements et qui se traduisent par un défaut d'inclinaison et un défaut de déviation des lignes d'arbres. On retient pour ces défauts un intervalle de variation correspondant à la classe de qualité 7 de la norme AFNOR NF E23-006. Enfin, on suppose aléatoires les précharges s'exerçant sur chaque ligne d'arbre. Pour garantir la présence d'un jeu négatif, c'est à dire d'une précharge, des cales micrométriques sont ajustées pour chaque ligne d'arbre, ce qui limite la variation de la précharge dans un intervalle plus faible que les tolérances de fabrication associées à la longueur des arbres ou du carter. La variation de chaque paramètre est supposée gaussienne et son intervalle de tolérance correspond à ± 3 fois l'écart type. Le tableau 2 décrit les deux premiers moments statistiques de chaque paramètre. Les valeurs moyennes correspondent au cas déterministe.

	Valeur moyenne	Ecart type	Tolerance
Distorsion	0 μm	4 μm	$\pm 12 \mu\text{m}$
Deviation	0 μm	2 μm	$\pm 6 \mu\text{m}$
Inclinaison	0 μm	4 μm	$\pm 12 \mu\text{m}$
Précharge 1	8 μm	2.67 μm	$\pm 8 \mu\text{m}$
Précharge 2	8 μm	2.67 μm	$\pm 8 \mu\text{m}$

Tableau 2 : Moments statistiques et intervalles de tolérances de chaque paramètre

La distorsion, le défaut d'inclinaison et le défaut de déviation se traduisent par un défaut longitudinal entre les surfaces de denture conjuguées. On peut introduire un nouveau paramètre aléatoire H qui combine les effets de ces 3 défauts. Si on suppose que ceux-ci sont statistiquement indépendants, le défaut longitudinal résultant a une variation gaussienne. Sa valeur moyenne est nulle et son écart type est de $4.7 \mu\text{m}$. Finalement on retient 3 paramètres aléatoires indépendants, c'est à dire P_1 , P_2 et H .

4 Résultats

4.1 Variabilité de l'erreur statiques et des caractéristiques mécaniques

La figure 2 présente l'erreur statique pour 2 combinaisons de paramètres H , P_1 , P_2 à l'intérieur des intervalles de toléances.

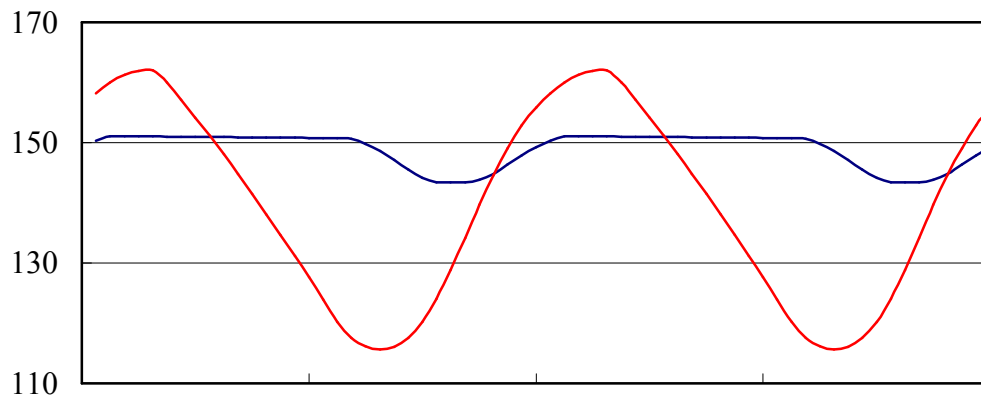


Figure 2 : Erreur statique de transmission (μm)

L'erreur statique est sensiblement affectée par la variation des paramètres. A partir des résultats du plan d'expérience, la méthode Taguchi nous permet de calculer l'espérance moyenne et l'écart type pour la valeur moyenne, l'amplitude crête à crête et l'amplitude de chaque harmonique de l'erreur statique de transmission. Les résultats sont présentés dans le tableau 3.

STE	Valeur moyenne	Crête à crête	f_c	$2 \times f_c$
Cas déterministe	149 μrad	3,8 μrad	1,7 μrad	0,98 μrad
Espérance moyenne	146 μrad	10.2 μrad	4.6 μrad	0.96 μrad
Ecart type	3,6 μrad	5.4 μrad	4.0 μrad	0.04 μrad

Tableau 3 : Moments statistiques de l'erreur statiques de transmission

On peut s'attendre à de fortes variations des niveaux de réponses vibroacoustiques, notamment pour les régimes tels que les modes critiques sont excités par le premier harmonique, car les fluctuations de l'erreur statique constituent la source d'excitation dominante.

Le tableau 4 décrit les moments statistiques de la raideur d'engrènement. En exploitant l'inégalité de Tchebycheff pour calculer l'intervalle de variation de la raideur d'engrènement, on conclut à une

probabilité minimum de 96% que la raideur d'engrènement soit comprise entre 255 N/μm à 350 N/μm. L'amplitude de l'intervalle est donc non négligeable.

	Raideur d'engrènement
Cas déterministe	309.3 N/μm
Espérance moyenne	302.9 N/μm
Ecart type	9.5 N/μm

Tableau 4 : Moments statistiques de la raideur d'engrènement

Concernant les roulements, nous nous sommes intéressés aux termes diagonaux principaux de la matrice de raideur (i.e. K_{xx} , K_{yy} and K_{zz}) pour l'un des quatre roulements. La variabilité des raideurs reste limitée.

	K_{xx}	K_{yy}	K_{zz}
Cas déterministe	48.7 N/μm	82.7 N/μm	14.8 N/μm
Espérance moyenne	49.2 N/μm	82.5 N/μm	15.4 N/μm
Ecart type	0.8 N/μm	0.2 N/μm	0.9 N/μm

Tableau 5 : Moments statistiques des raideurs d'un roulement

4.2 Dispersion des vitesses critiques

La mise en oeuvre de méthodes énergétiques nous permet d'identifier 3 modes critiques principaux à partir de l'analyse modale de la transmission. Les moments statistiques de leur fréquence et des coefficients énergétiques associés sont présentés dans la tableau 6.

	Cas déterministe	Espérance moyenne	Ecart type
f_{C1}	3994 Hz	3992 Hz	3.2 Hz
ρ_1	5.3 %	4.5 %	0.9 %
f_{C2}	4416 Hz	4403 Hz	25 Hz
ρ_2	9 %	23 %	20 %
f_{C3}	4486 Hz	4470 Hz	24 Hz
ρ_3	54 %	40 %	20 %

Tableau 6 : Moments statistiques des fréquences critiques et des coefficients énergétiques

La variabilité du premier mode critique reste modérée. Par contre, elle devient importante pour le second et le troisième mode. En exploitant l'inégalité de Tchebycheff, on conclut à une probabilité minimum de 96% que l'amplitude de l'intervalle de variation des principales fréquences critiques soit supérieure à 300 Hz.

De plus, les écarts type de ρ_2 et ρ_3 sont importants. On observe un transfert d'énergie d'un mode à l'autre avec une somme des coefficients ($\rho_2 + \rho_3$) qui reste constante et égale à 63 %. Ceci conduit à

des écarts type identiques pour ρ_2 et ρ_3 . En définitive, les vitesses critiques peuvent potentiellement apparaître dans une large bande de fréquences associées à la fois à la variation des fréquences des modes mais aussi au transfert énergétique d'un mode vers un mode voisin. Ceci est illustré sur la figure 3 où l'on considère l'excitation des modes critiques par le second harmonique de la fréquence d'engrènement. Cette figure correspond à l'évolution de la surcharge dynamique de denture pour trois jeux de paramètres H, P_1 et P_2 . Des résultats similaires ont été obtenus pour d'autres types de réponse dynamiques tels que l'accélération en un point du carter ou la moyenne spatiale de la vitesse quadratique du carter (représentative de la puissance acoustique rayonnée).

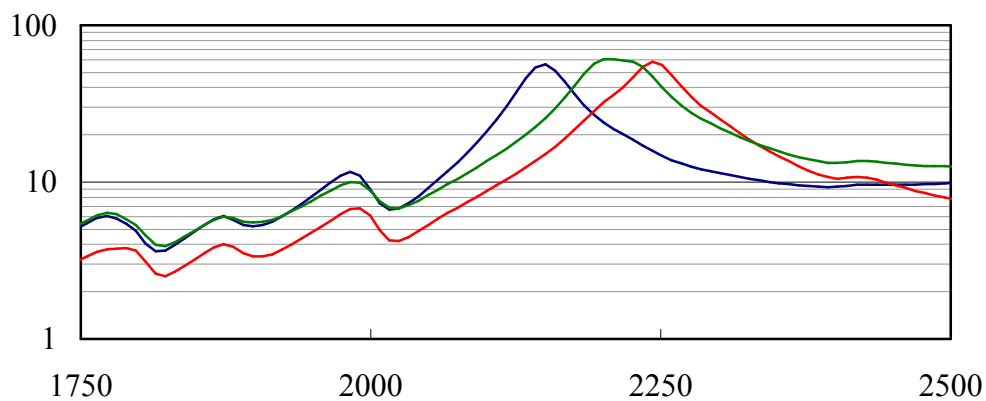


Figure 3 : Surcharge dynamique (N) en fonction de la fréquence d'engrènement (Hz)

4.3 Analyse de variance

A partir des résultats du plan d'expérience, nous effectuons une étude de variance en construisant un modèle linéaire du processus aléatoire. Ce modèle prend en compte l'effet de chaque paramètre ainsi que celui des interactions entre ces paramètres. L'exécution du test de Snedecor pour chaque paramètre permet de conclure sur son caractère significatif ou non. L'analyse de variance permet donc de hiérarchiser l'influence de chaque paramètre.

Les résultats obtenus confirment d'abord la prépondérance du paramètre H, qui prend en compte le défaut d'hélice de la denture et les erreurs de parallélisme induite par la situation relative des roulements. L'analyse de variance montre que les interactions entre les précharges P_1 ou P_2 et le défaut H jouent un rôle significatif, alors que les paramètres P_1 et P_2 en eux mêmes sont peu significatifs. Les précharges des roulements interviennent donc sur la dispersion de la réponse vibroacoustique de la transmission dès lors qu'on maîtrise mal les défauts de denture ou les erreurs de parallélisme, ce qui est systématiquement le cas.

Ce résultat est illustré sur la figure 4 qui présente les fréquences du second mode critique obtenues pour 9 essais du plan d'expérience correspondant à une valeur imposée de P_2 . Lorsque le défaut H est nul (valeur H_2), la fréquence varie très peu. Par contre, son évolution est très différente lorsqu'on modifie le niveau de H.

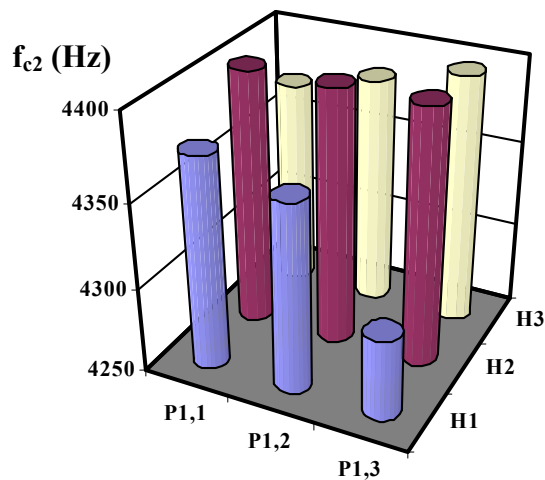


Figure 4 : Représentation matricielle du plan factoriel H-P₂ pour P₂=3.4 μm.

5 Conclusion

La mise en oeuvre de méthodes statistiques nous a permis d'analyser la variabilité des vitesses critiques d'une boîte de vitesses équipée d'un engrenage hélicoïdal. Nous nous sommes intéressés aux variations aléatoires de 3 paramètres, c'est à dire les précharges s'exerçant sur chaque ligne d'arbre et le défaut H qui résulte du défaut de distorsion de la denture et des erreurs de parallélisme induites par les situations relatives des roulements.

Les principales conclusions sont les suivantes :

- On observe une forte dispersion de l'erreur statique susceptible de se traduire par une grande variabilité des niveaux de réponse.
- On observe une dispersion de la raideur d'engrènement et une dispersion plus faible des raideurs des roulements.
- Ces dispersions se traduisent par une grande variabilité des vitesses critiques. Celle-ci résulte à la fois d'une modification des fréquences des modes et d'une modification des formes propres qui se traduit par des transferts d'énergie d'un mode à l'autre.

Dans le futur, il paraît intéressant d'analyser les effets d'un certain nombre de paramètres de conception des transmissions tels que le type de roulements, le type d'engrenage ou la longueur des arbres.

Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier la Région Rhône-Alpes ainsi que SNR Roulements pour leur soutien à ce travail.

Références

- [1] D. Welbourn, Fundamental knowledge of gear noise – a survey, Conference on Noise and Vibrations of Engines and Transmissions, Cranfield Institute of Technology C177/79, 9-29, 1979.

- [2] D. Rémond, P. Velez, J. Sabot, Comportement dynamique et acoustique des transmissions par engrenages. Synthèse bibliographique. Publication du CETIM, 1993.
- [3] E. Rigaud, J. Sabot, J. Perret-Liaudet, Approche globale pour l'analyse de la réponse vibratoire d'une transmission par engrenages. *Revue Européenne des Elements Finis*, 9, 315-330, 2000.
- [4] J.R. D'Errico and J.R. Zaino, Statistical tolerancing using a modification of Taguchi's method, *Technometrics* 30(4), 397-405 1988.
- [5] N. Driot, E. Rigaud, J. Sabot and J. Perret-Liaudet, Allocation of Gear Tolerances to Minimize Gearbox Noise Variability, *Acta Acustica*, 87, 67-76, 2001.
- [6] E. Rigaud, D. Barday, Modelling and Analysis of Static Transmission Error. Effect of Wheel Body Deformation and Interactions between Adjacent Loaded Teeth. 4th World Congress on Gearing and Power Transmission, Paris, Vol. 3, 1961-1972, 1999.
- [7] T. Conry and A. Seireg, A Mathematical Programming Method for Design of Elastic Bodies in Contact, *Journal of Applied Mechanics* 93(1), 387-392, 1971.
- [8] J. M. De Mul, J. M. Vree, D. A. Maas, Equilibrium and associated load distribution in ball and roller bearings loaded in five degrees of freedom while neglecting friction, *Journal of Tribology* 111, 140-155, 1989.
- [9] E. Rigaud, J. Sabot and J. Perret-Liaudet, Effect of Gearbox Design Parameters on the Vibratory Response of its Housing, 4th World Congress on Gearing and Power Transmission, Paris, 3, 2143-2148, 1999.
- [10] J. Perret-Liaudet, An original Method for Computing the Response of a Parametrically Excited Forced System, *Journal of Sound and Vibration*, 196(2), 165-177, 1996.