

Design d'engrenages & Optimisation NVH

Clément Florentin

Valeo
NVH Department
PTS - Powertrain Electrification
Tél : 04 74 82 52 64
E-mail : clement.florentin@valeo.com

Résumé

Le contexte d'hybridation globale du marché automobile pousse les constructeurs à intégrer des moteurs électriques sur plusieurs sous-ensembles véhicules caractéristiques (face avant moteur, boîte de vitesse, châssis). L'engrènement est l'un des choix classiquement faits par les constructeurs automobiles pour assurer la transmission du couple du moteur électrique à son environnement. Néanmoins, cette transmission peut être source de nombreuses nuisances acoustiques, dont le bruit de sirènement. Il est donc nécessaire d'assurer dès le tout début d'un projet une définition technique d'engrenage silencieuse.

On s'attachera dans une première partie à montrer comment, à partir d'une approche expérimentale de type "trial and error" la forme de la denture (fH) peut influencer le niveau de sirènement d'un train d'engrenages. En deuxième partie, on s'attachera à décrire un processus NVH rationalisé de design d'engrenages s'appuyant sur une optimisation numérique de l'Erreur Statique de Transmission (EST).

Abstract

The global automotive hybridization context drives manufacturers to integrate electrical motors on many key components of the vehicle (engine block, gearbox, and chassis). Geared transmission is one of the classical engineering choices made to ensure torque transmission by the motor to its environment. However this transmission can be the source of many acoustic annoyances, among them gear whining. It is therefore crucial to define from drawing stage a silent gear design.

Starting from an experimental approach ("trial and error" type) the influence of the toothing shape on NVH level (fH) will be demonstrated. Secondly, an NVH-oriented rationalized gear design process will be described, based on numerical optimization of Static Transmission Error (STE).

Qualification - Mesure de référence

La mesure de référence utilisée pour qualifier la performance NVH des pièces testées est la suivante :

- Utilisation d'un démarreur automobile (moteur électrique à transmission par engrenage) - cf. Figure 1 -
- Intégration du démarreur sur un banc simulant un moteur thermique (volant moteur) – cf. Figure 2 –
- Génération d'une rampe de vitesse de 50 à 500 RPM (500 – 5000RPM démarreur menant), puis d'un point "démarreur mené" haute vitesse (11000RPM / ON.m)
- Mesure de l'accélération à l'interface démarreur-banc, côté démarreur (3 vis M8 de classe 8-8, couple de serrage 30 N.m)
- Extraction des ordres de l'engrènement
 $O_N = N * rpm * Z_{\text{pignon démarreur}}$

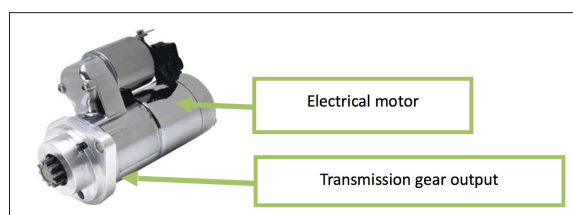


Fig. 1 : Démarreur automobile
Automotive starter

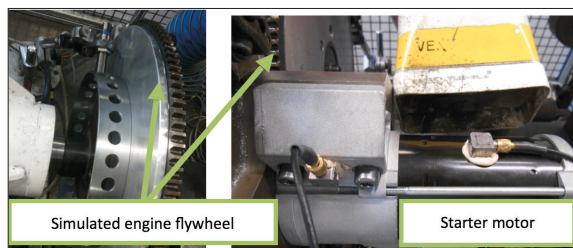


Fig. 2 : Banc de simulation - A gauche, le volant moteur. A droite, le démarreur intégré sur le banc
Engine test bench. On the left side, the engine flywheel. On the right side, the starter mounted on the bench

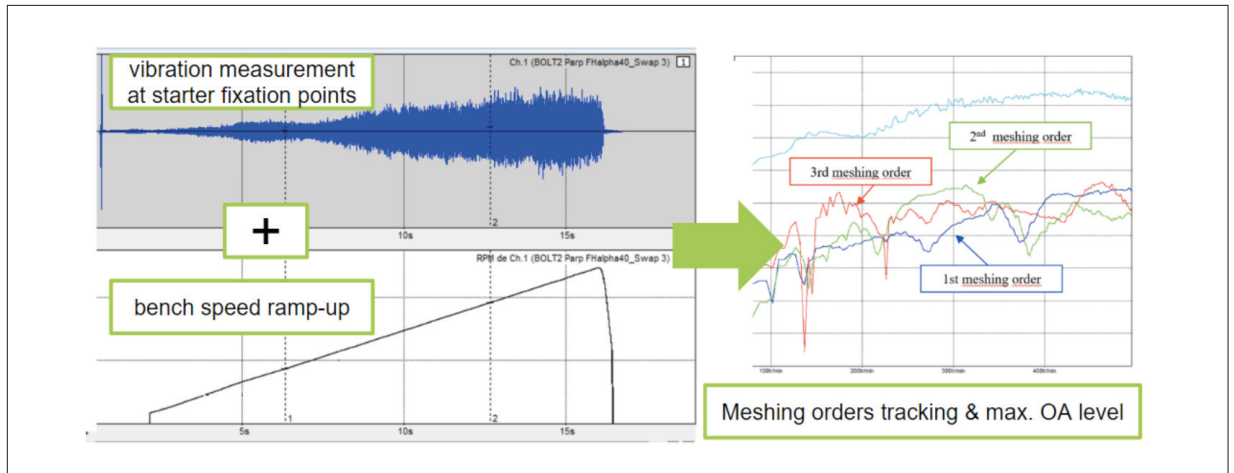


Fig. 3: Processus schématisé de suivi d'ordre
 Order tracking process

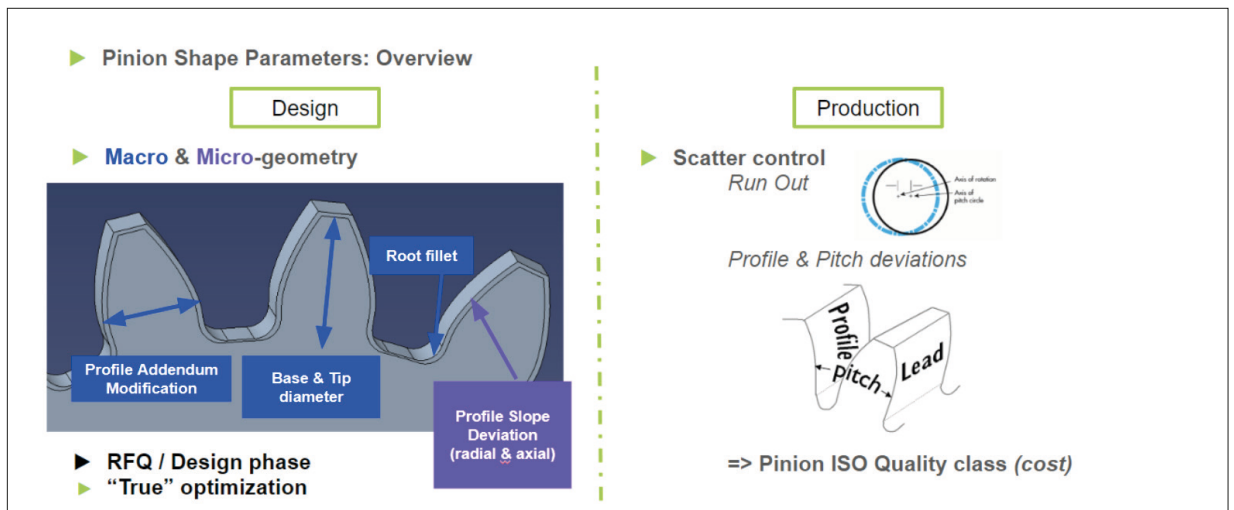


Fig. 4 : Paramètres géométriques de denture
 Pinion design shape parameters

Le niveau vibratoire maximum atteint par chacun des ordres est choisi comme indicateur clef pour la qualification du train d'engrenages (cf. Figure 3).

Expérimentations – Étude paramétrique

Design de l'engrenage – Paramètres influents

L'idée ici est de faire varier les paramètres de forme considérés comme dimensionnants [2] un engrenage à denture droite, et d'itérer sur le test décrit plus haut afin d'identifier les paramètres influant le bruit de sirènement généré. On peut distinguer les facteurs de design (partie gauche de la Figure 4) et les compensations micro-géométriques. Ces dernières sont fortement dépendantes de la dispersion de production.

On s'attachera notamment dans les paragraphes suivants au paramètre $fH\alpha$ (cf. Figure 5) qui décrit l'écart réel du flanc de dents produit par rapport à la développante de cercle théorique.

$fH\alpha$ – Couple élevé, vitesse faible

Influence sur le niveau vibratoire lors de la montée en vitesse

Expérimentalement, on constate à fort couple/faible vitesse une influence positive du $fH\alpha$ sur l'acoustique de l'engrènement. Générer un $fH\alpha > 0$ notamment permet diminuer le niveau de vibrations de 6 dB, comme illustré en Figure 6, page suivante.

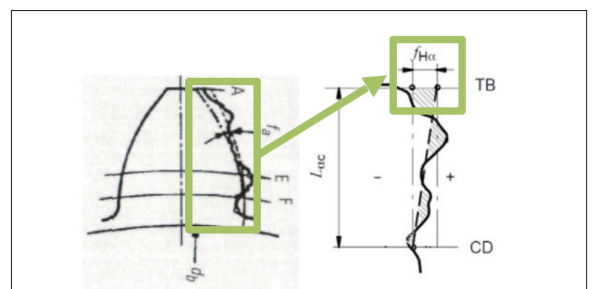


Fig. 5: $fH\alpha$

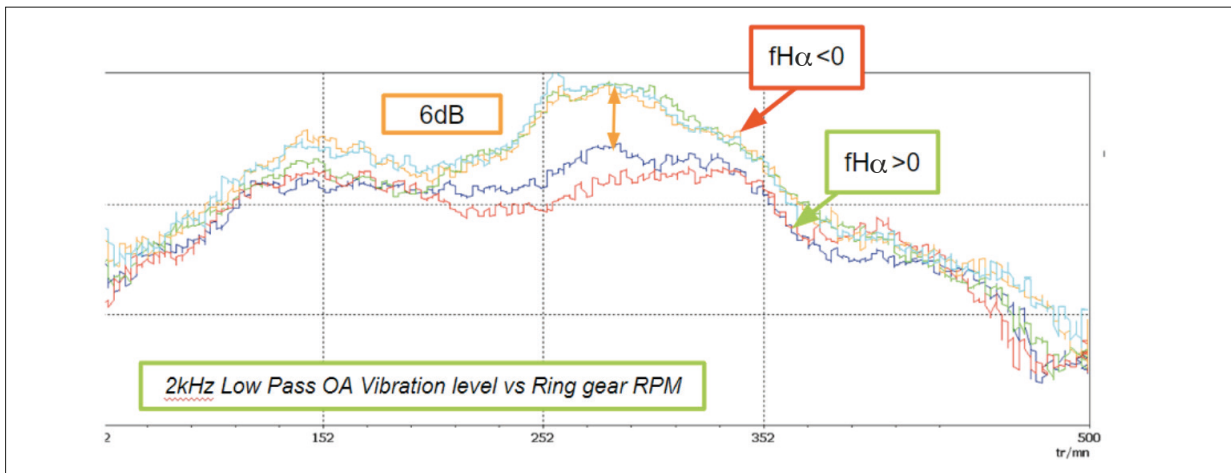


Fig. 6 : Influence du signe du $fH\alpha$ sur le niveau vibratoire pendant une montée en régime
Effect of the $fH\alpha$ parameters on vibratory level during bench speed ramp-up

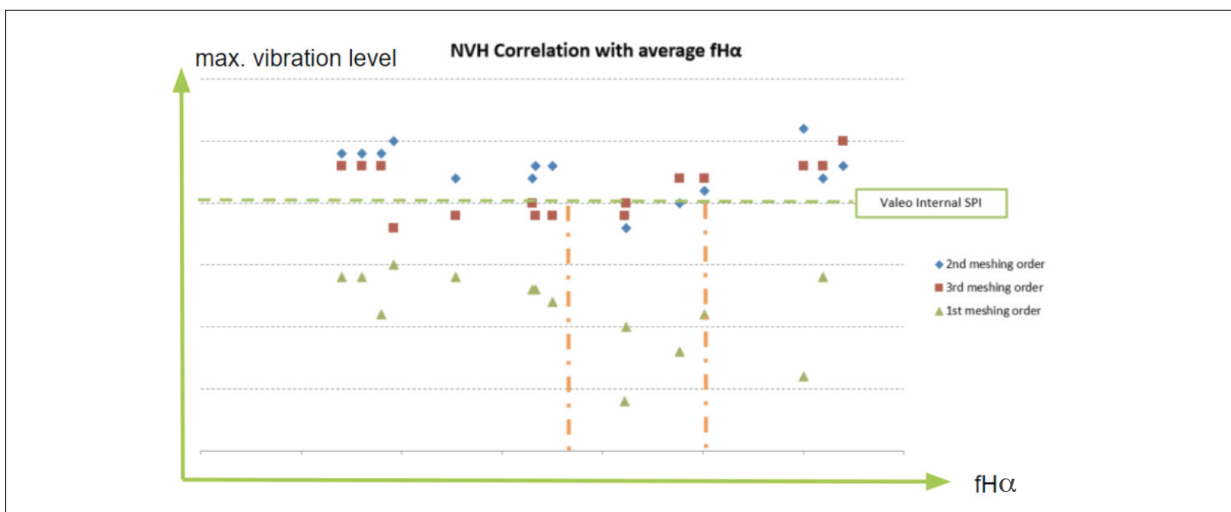


Fig. 7 : Niveau d'ordre maximum en fonction du $fH\alpha$
Maximum order level as a function of $fH\alpha$

Maîtrise du paramètre: Étude paramétrique basse vitesse
 En fonction du module de l'engrenage, il est nécessaire d'affiner la préconisation sur la valeur du $fH\alpha$. Des études paramétriques de type essai-erreur sur des pièces prototypes ont permis de démontrer qu'il existe un optimum de correction du profil (Figure7, page suivante) (ici présenté pour le module 2.54)

L'approche *trial-and-error* présentée ici est longue et onéreuse et ne permet pas une compréhension détaillée du phénomène. Il s'avère nécessaire dans un deuxième temps de transformer le processus de définition des engrenages afin d'itérer sur le design en amont de l'industrialisation.

$fH\alpha$ – Couple faible, vitesse élevée

Effet de l'écart de profil sur l'engrènement – Observation camera rapide

À plus haute vitesse, les compensations de profil effectuées sur les prototypes ont un effet négatif sur le bruit d'engrenage.

La signature sonore est un bruit large bande, de "moulin à café".

Une observation à la camera rapide couplée à un logiciel de suivi des mouvements (technologie « *d'Image Tracking* ») a permis de mettre en évidence un mauvais appui du flanc de dent mené (cf. Figure 8, page suivante).

La correction apportée au profil, qui s'éloigne de la développante de cercle théorique ainsi que la forte vitesse (11 000 rpm) "éjectent" la dent en prise en sortie qui vient choquer le flanc de la dent suivante.

Maîtrise du paramètre: Étude paramétrique haute vitesse
 L'approche expérimentale présentée ci-dessus a permis d'effectuer une deuxième étude paramétrique du point "haute vitesse". Les résultats sont présentés en Figure9, page suivante.

On voit ici que la correction de profil doit être maintenue proche de 0 pour minimiser l'impact sur le NVH à forte vitesse.

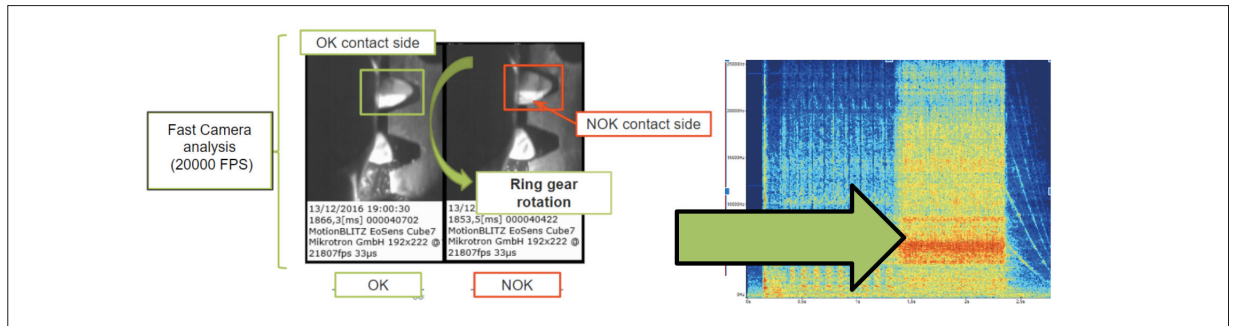


Fig. 8 : Caméra rapide sur engrènement durant anomalie haute vitesse & sonogramme résultant
Fast camera during meshing fault at high speed & corresponding microphone color map

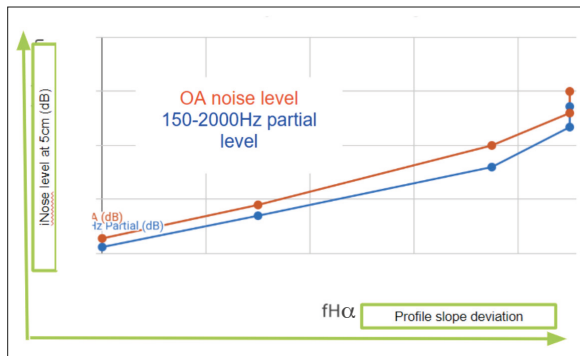


Fig. 9 : Étude paramétrique- Influence du fhα sur le bruit d'engrènement haute vitesse
fhα influence on high speed meshing – 11 000 rpm 0 N.m

Cette première partie de l'étude permet de mettre en évidence l'importance de la forme de la développante de cercle de l'engrenage dans le bruit de sirènement résultant. À basse vitesse, une correction > 0 du flanc de dents permet une réduction du niveau vibratoire. En revanche, à haute vitesse cette correction vient perturber la transmission du mouvement.

L'approche expérimentale pure ne permet pas une compréhension détaillée des phénomènes en jeu selon le régime de vitesse et de couple. On montrera dans la deuxième partie de l'étude comment maîtriser et rationaliser le bruit d'engrènement sur la base d'une optimisation numérique du design de l'engrenage.

Rationalisation – Erreur Statique de Transmission

l'EST: Indicateur de performance NVH

L'Erreur Statique de Transmission est présentée dans la littérature [3] comme l'indicateur de référence pour qualifier le sirènement d'un engrenage. Physiquement, elle correspond à la différence entre la position attendue de deux dents en contact et leur position réelle:

$$EST_{engrenage} = RPM_{engrenage1} - \frac{Z_{engrenage2}}{Z_{engrenage1}} * RPM_{engrenage2}$$

Le rapport du nombre de dents sert uniquement à exprimer les vitesses en référence à un seul élément tournant. On cherche donc à rapprocher au maximum l'EST de 0.

L'hypothèse de base est que l'EST est uniquement générée par la déformation des dents au passage du couple. Le lien entre le signal d'EST caractéristique d'un engrenage et d'un point de fonctionnement (couple, vitesse) et le niveau de bruit / vibration résultant peut être mis en évidence par une analyse FFT (voir Figure 10, page suivante).

Simulation d'EST et rapport de conduite

En pratique, on peut simuler l'EST d'un train d'engrenage en imposant un couple résistant au centre d'un engrenage "récepteur" piloté par un engrenage moteur, voir Figure 11, page suivante.

La flexion de la denture génératrice d'EST en fonction de l'angle peut être prise en compte par éléments finis ou par calcul analytique [2]. Le signal d'EST de sortie est fonction du nombre de dents en prise à un instant t. La répartition du couple à transmettre sur 1 ou 2 dents en prise (plus dans le cas d'une denture hélicoïdale) permet de diminuer la flexion de la denture et d'améliorer l'EST.

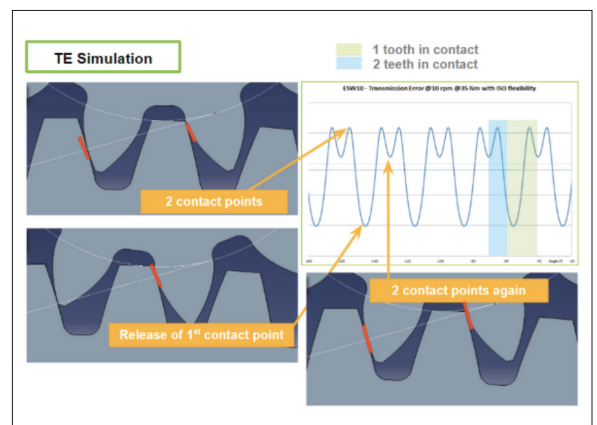


Fig. 12 : Lien entre rapport de conduite et EST
Link between contact ratio and STE

Le critère standard utilisé pour décrire la proportion du temps (ou de l'angle) passé à 2 dents en prise versus 1 dents est appelé le rapport de conduite. Son rapport à l'EST et leur place dans le processus de design de l'engrènement sont présentés en figure 13, page suivante.

Ainsi, l'EST est une valeur caractéristique du design de l'engrenage, directement dépendante du rapport de conduite donc du design de la denture.

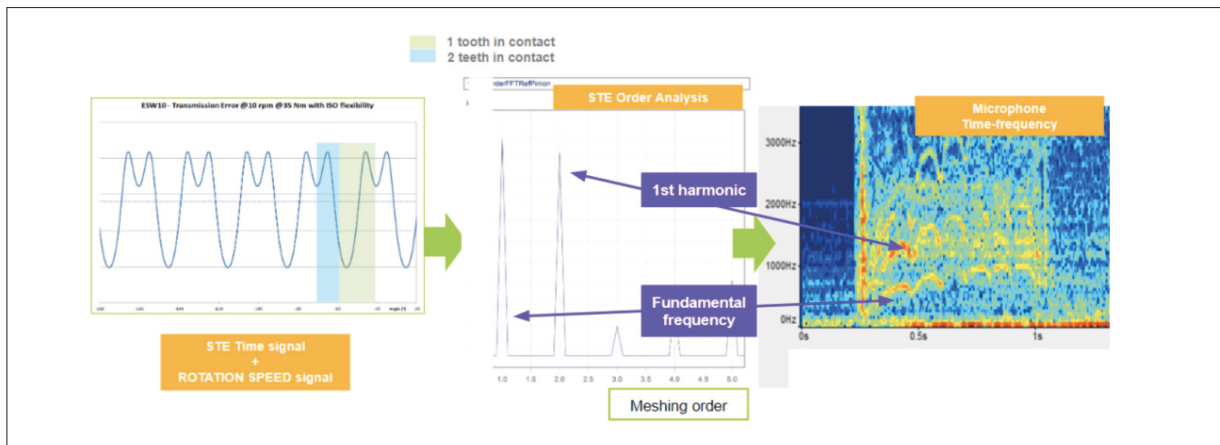


Fig. 10 : Lien entre EST calculée et mesure acoustique sur moteur
Link between simulated STE and engine acoustic measurement

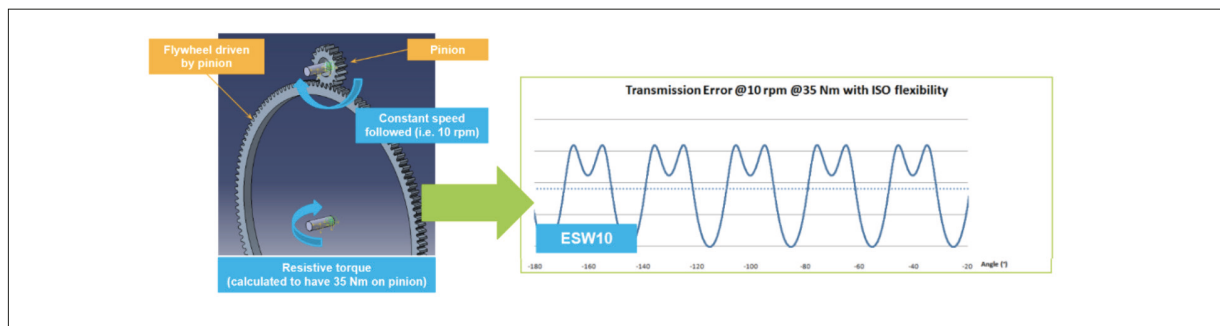


Fig. 11 : Setup de calcul de l'EST
STE calculation setup

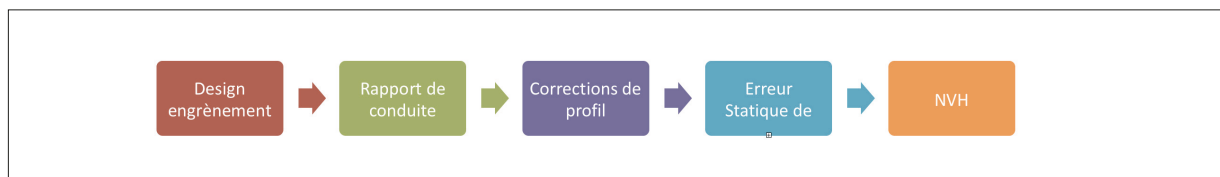


Fig. 13 : Place de l'EST dans le processus de définition technique de l'engrènement
STE place within gear design process

Optimisation

Stratégie d'optimisation

En pratique, un nombre infini de designs de dents peuvent satisfaire aux spécifications d'entrées (entraxe, nombre de dents...) d'un engrènement. Il est donc nécessaire de garantir que le design retenu soit un optimum.

On va donc s'attacher ici à maximiser numériquement le rapport de conduite d'un engrènement, afin de diminuer au maximum le contenu fréquentiel de l'EST résultante. Les paramètres influençant le rapport de conduite sont la hauteur et l'épaisseur de denture, l'entraxe et le Module de l'engrènement, avec les tolérances géométriques associées (cf. Figure 14).

L'idée ici est donc d'itérer sur chacun des paramètres de forme, et de les classer par rapport au rapport de conduite résultant. Néanmoins il faut borner la plage de variation de ces paramètres, en imposant les limites suivantes à l'algorithme d'optimisation :

- Variation du nombre de dents par engrènement ;
- Entraxe minimal;
- Jeu entre dentures ("backlash") minimal.

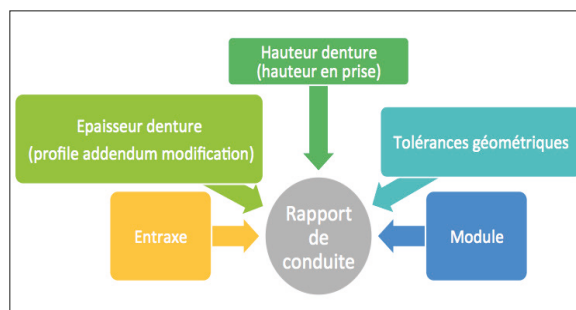


Fig. 14 : Paramètres d'optimisation
Optimisation parameters

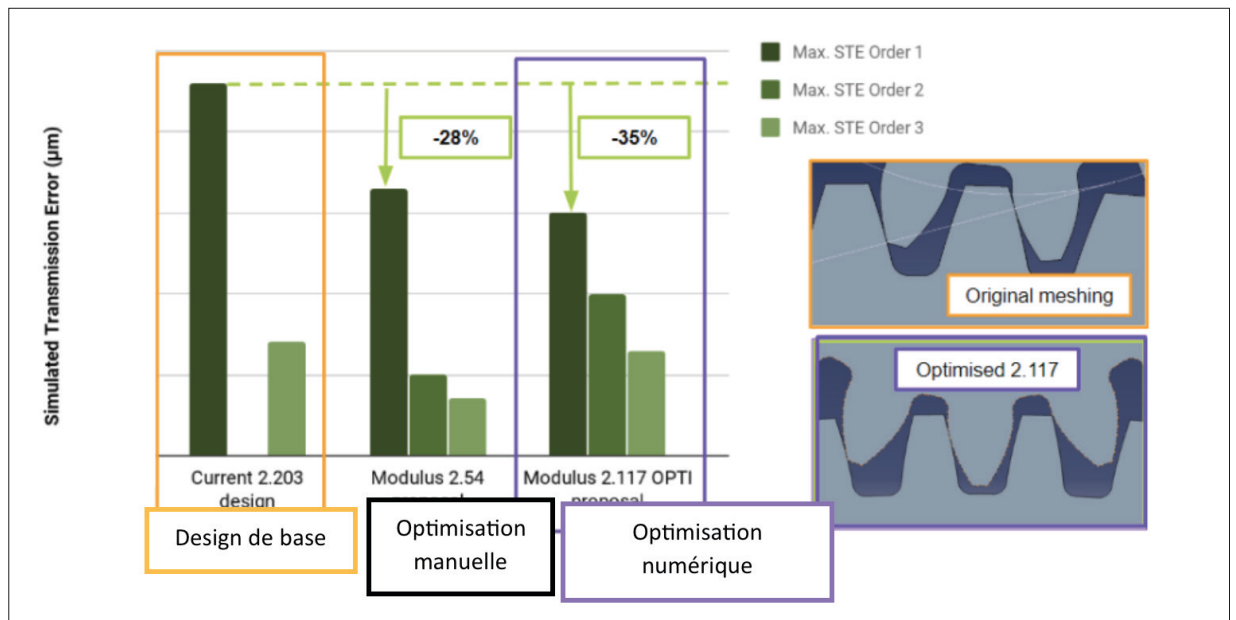


Fig.15 : Optimisation du rapport de conduite - Impact sur l'EST
Contact ratio optimization - Impact on EST

La première itération donne 10 000 solutions potentielles à l'engrènement à définir. On peut sélectionner parmi ce panel les solutions à fort rapport de conduite. Ainsi, la solution finale à denture droite a un rapport de conduite moyen à 1,8, ce qui se rapproche d'une denture hélicoïdale (rapport de conduite 2).

Impact sur l'EST calculée

L'impact sur le contenu fréquentiel de l'EST est présenté en Figure 15.

La méthode d'optimisation numérique présentée ici permet donc de réduire l'ordre 1 de l'EST de 35%. Une attention particulière est apportée à cet ordre, puisqu'il est potentiellement générateur de forts déplacements (fréquence la plus faible liée à l'engrènement).

Conclusion

L'étude présentée ici propose un processus de design d'engrenage rationalisé et maîtrisé, permettant d'augmenter le rapport de conduite de 20% et de diminuer l'ordre 1 de l'EST de 35%. Ce modèle est issu d'investigations expérimentales "premier niveau" permettant d'identifier des facteurs géométriques en diminuant les niveaux vibratoires liés à l'engrènement de 6 dB.

Le cadre de cette étude se limite à l'influence du design de l'engrenage sur l'EST. Néanmoins, même pour un design « parfait » une EST sera toujours présente, liée à la déformation des structures porteuses des engrenages (axes de transmission, carter de boîte de vitesse). Il est donc important d'étendre cette étude à l'environnement dans lequel s'intègre le train d'engrenages, et d'étudier l'aspect « propagation » des vibrations considérées pour optimiser le confort acoustique du client final.

Références bibliographiques

- [1] E. Rigaud, D. B. Modélisation et analyse de l'erreur statique de transmission d'un engrènement, Influence des déformations des roues et interactions entre les couples de dents en prise. HAL Id: hal-00122615. Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, Ecole Centrale de Lyon / RENAULT V.I
- [2] ISO, S0 system of flank tolerance classification — Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to flanks of gear teeth.
- [3] T.Chanvrier, E. R.-L. Sirènement de boîte de vitesses automobile: confrontation calcul/essais en contexte réel. 20ème Congrès Français de Mécanique. Besançon, 2011

Glossaire

EST : Erreur Statique de Transmission

Rapport de conduite : Proportion du temps (ou de l'angle) passé à 2 dents en prise versus 1 dent lors de la rotation des deux engrenages

Entraxe : Distance entre deux axes porteurs de deux engrenages

Z : Nombre de dents d'un engrenage

Backlash : Jeu mécanique fonctionnel entre flancs de dents d'un train d'engrenage

RMS : Root Mean Square, valeur efficace continue caractéristique d'une grandeur oscillante

RPM : Round Per Minute, nombre de tour effectué par un élément tourant en 60 secondes

Sirènement : Sifflement(s) caractéristique d'un engrènement, lié à la vitesse de rotation et au couple transmis

fH α : Profile Slope Deviation selon la norme ISO 1328 :2013. Écart cumulé de la denture mesurée par rapport à la développante de cercle de référence

trial-and-error : Approche expérimentale dichotomique « essai-erreur » utilisée ici pour identifier les plages admissibles de correction de profil de denture

Module : Paramètre géométrique lié à la périodicité des dents et à leur taille. Le module est imposé par l'outillage de fabrication (ex : crémaillère)