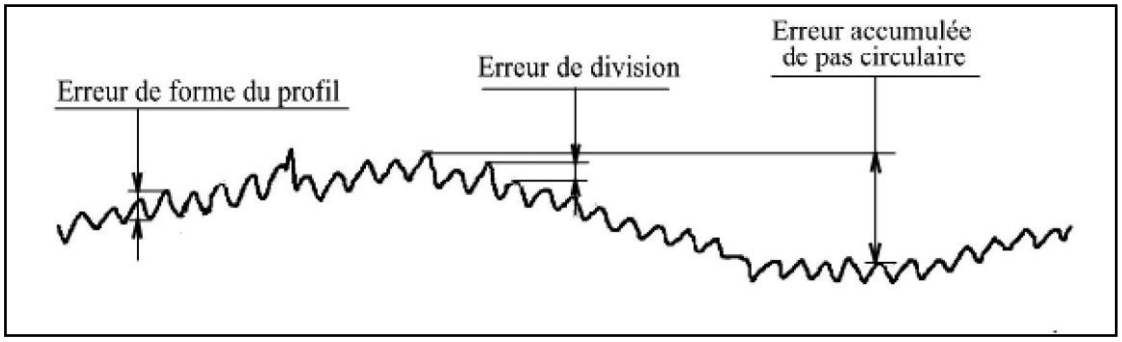

Figure III.11: Effets caractéristiques sur les principales erreurs de fabrication sur l'erreur de transmission [76]

Dans tous les cas, la comparaison entre les modèles et l'expérimentation semble être difficile et rarement pleinement satisfaisante. Ce fait est certainement dû à un contexte expérimental différent des conditions du modèle, souvent très rigoureuses, et une généralisation en milieu industriel parait quasi-impossible.

III.6.1.1 Influence de l'excentricité ou le défaut de faux-rond:

Cette première origine d'un fonctionnement bruyant va se traduire par une modulation d'amplitude, représentée sur la figure III-12 sur le signal d'erreur de transmission où de bruit. Ce résultat est d'autant plus caractéristique de l'arbre présentant ce défaut que le rapport de réduction est élevé. Dans le domaine temporel, ce phénomène sera périodique et les ondulations de la modulation seront à la période de rotation de l'arbre. Un comportement analogue pourra être détecté de la même manière si la denture présente un faux-rond important, c'est-à dire que son cercle primitif n'est pas concentrique à l'axe de rotation de l'engrenage.

Dans le cas de rapports de réductions voisin de 1, il est très difficile de détecter sur quel arbre se situe ce défaut. Dans le cas où les deux roues (ou les deux arbres) présentent simultanément ce défaut, il est nécessaire de prendre en compte le déphasage relatif de chaque excentricité et le signal évoluera sur une période beaucoup plus longue (correspondant au temps nécessaire pour que deux dents se retrouvent conjuguées, plus petit commun multiple des deux nombres de dents sur chaque roue). Ce défaut est présent dans quasiment toutes les transmissions par engrenages et reste la cause principale d'un effet de ronronnement du bruit d'engrènement.

Sabot et Perret-Liaudet. [77] ont modélisé et étudié expérimentalement l'effet d'une excentricité importante sur le fonctionnement d'un couple d'engrenages droit, et plus particulièrement sur les niveaux vibratoires d'un carter simplifié et sur l'amplitude de l'accélération angulaire de l'arbre de sortie. Schématiquement, ce défaut sera caractérisé par

une modulation d'amplitude représentée sur la figure III-12, et donc par une ou des raies importantes à la fréquence de rotation des arbres, ainsi qu'un effet de bandes latérales autour des harmoniques de la fréquence d'engrènement.

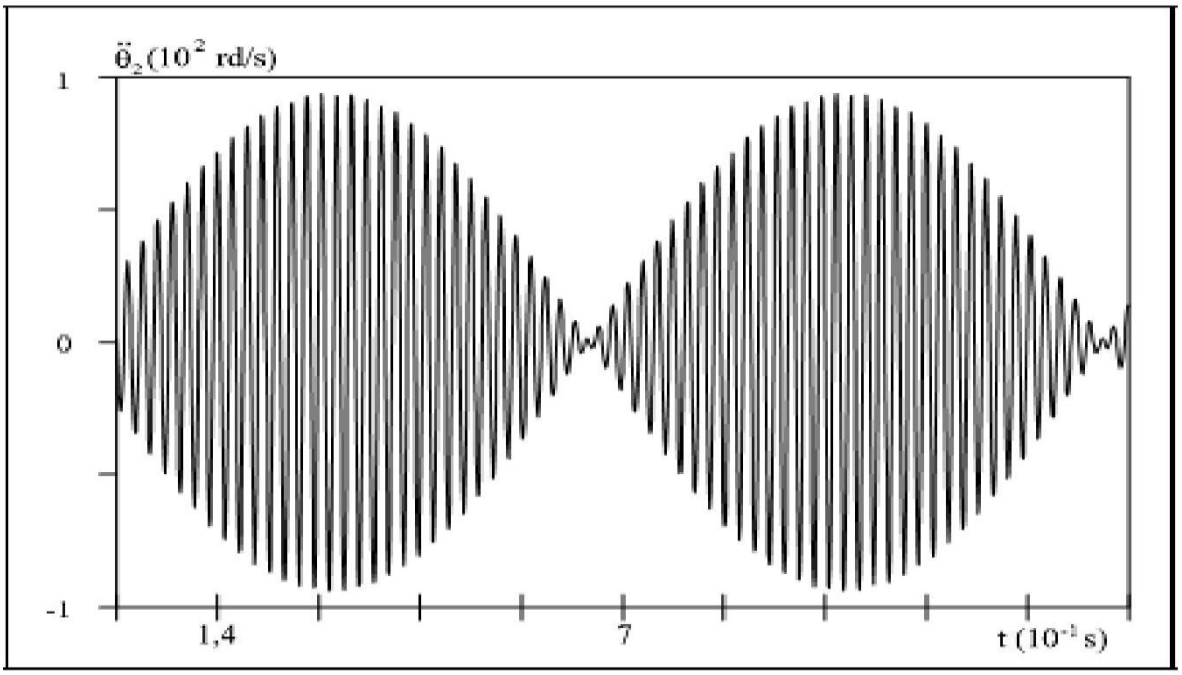

Figure III-12: Modulation d'amplitude caractéristique de l'excentricité [77].

III.6.1.2 Influence de l'erreur de pas cumulée

Cette erreur joue le même rôle que l'excentricité sur un signal d'erreur de transmission et se présente toujours sous la forme d'une modulation d'amplitude, à la période de rotation de l'arbre concerné. Cette erreur va donc se superposer à l'excentricité éventuelle, et aura le même effet de bandes latérales sur le spectre de l'erreur de transmission.

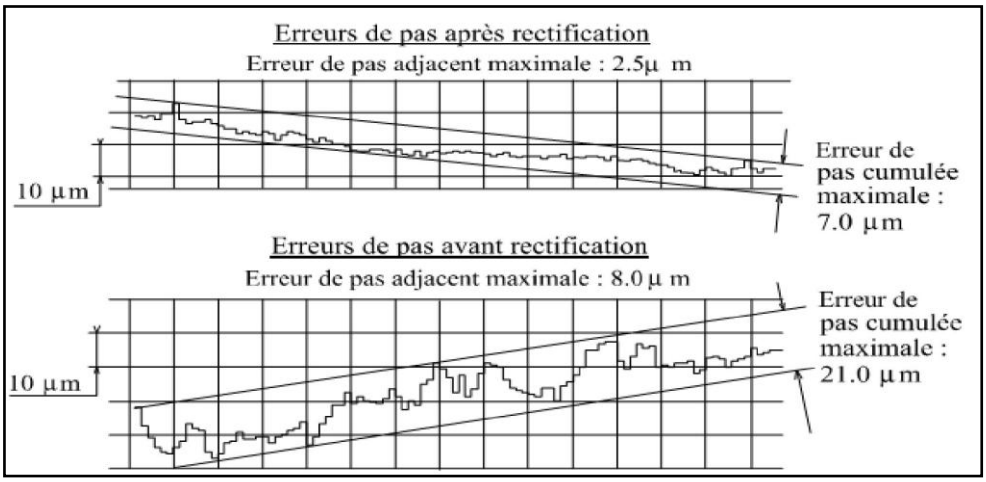

Figure III-13: Exemple de mesure de l'erreur de pas cumulée [76].

III.6.1.3 Influence de l'erreur individuelle de pas

L'erreur individuelle de pas est l'erreur de positionnement des profils successifs le long du cercle primitif. Elle est caractérisée par la figure suivante qui montre l'erreur de pas individuelle et l'erreur de pas cumulée sur plusieurs dents.

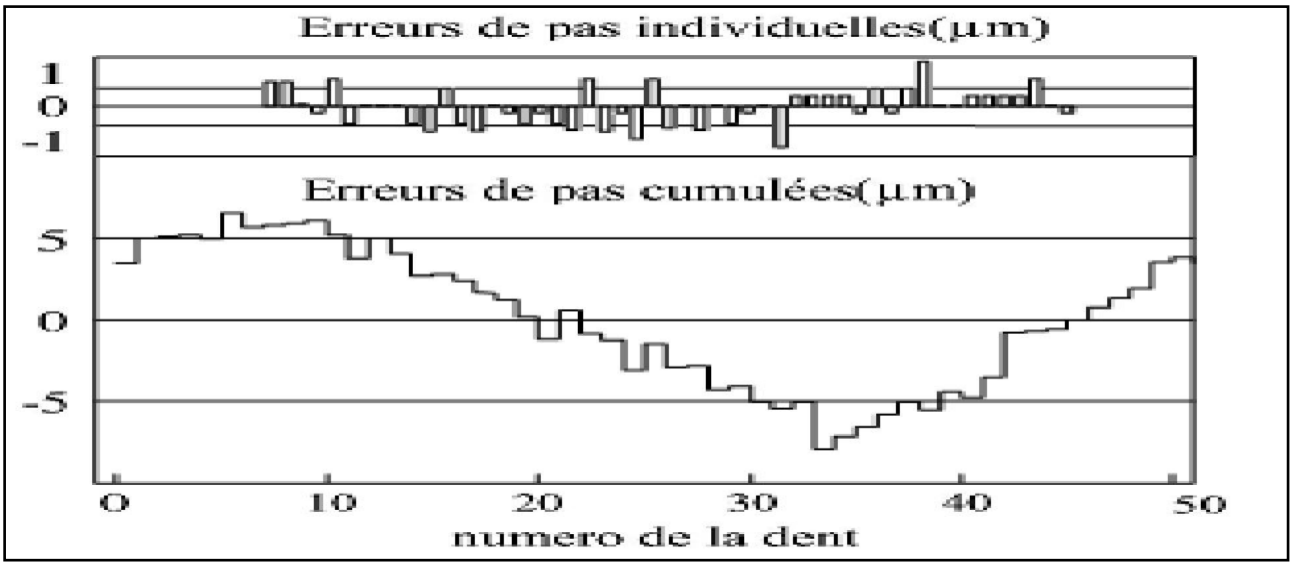

Figure III-14 : Représentation de l'erreur de pas individuelle et de l'erreur de pas cumulée [76].

Ces erreurs sont généralement modélisées dans la bibliographie par une distribution aléatoire de leur amplitude sur les dents [73] [76] Elles donneront donc lieu à une contribution fréquentielle théorique constante sur tout le spectre. Tout cela a été montré par Mark [76], qui précise d'ailleurs qu'il n'existe' pas de composantes à la fréquence d'engrènement.

D'après Winter [74], l'influence de cette erreur est plus importante pour des engrenages de faible qualité et légèrement chargé que pour des engrenages lourdement chargés et de meilleur qualité, l'effet des déformations de denture sous charge aurait tendance à "corriger" toutes les erreurs "allant en sens inverse" de la déformée.

Enfin, Mark [76] donne les contributions de différentes erreurs sur les bandes latérales dans une représentation spectrale de l'erreur de transmission statique, présentées sur la figure III.15

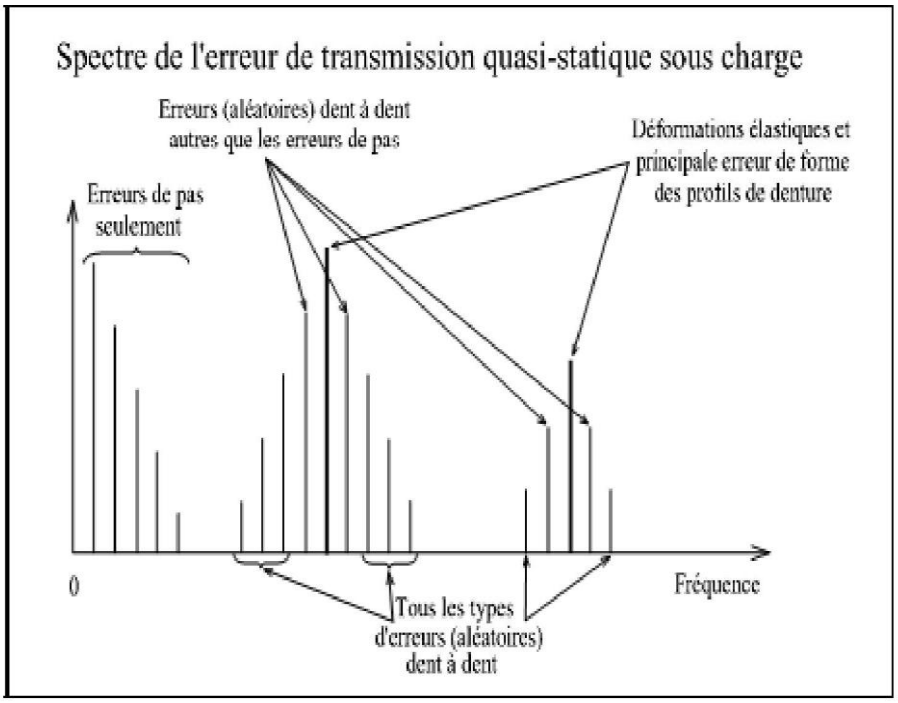

Figure III-15: Contributions de différentes erreurs sur le spectre de l'erreur de transmission statique [76].

III.6.1.4 Influence de l'erreur de profil:

L'erreur de profil est définie comme étant l'écart entre le profil réel et le profil théorique, qui peut être modifié lors de corrections de tête ou de pied .la figure suivent pressante cette erreur de profil.

Ces erreurs de profil sont caractérisées par des écarts involontaires du profil par rapport au profil théorique : une erreur d'angle de pression, de taillage (bosse ou creux sur le profil réel…). Si cette erreur est répétitive sur chaque flanc de dent, ou sur une période angulaire de roue (qui peut être un nombre non entier de dents), elle fera ressortir des composantes à la fréquence d'engrènement. Mais généralement, sa réparation n'est pas aussi régulière et le déphasage entre chaque dent peut être de type aléatoire. L'effet de chaque défaut est ainsi moyenné. D'autre part, la littérature fait état de « raies fantômes», composantes fréquentielles apparemment liées à aucune période caractéristique du couple d'engrenages. Il a été montré par différents auteurs que ces raies pouvaient être attribuées à une erreur de la cinématique de la machine de taillage ou de rectification [76].

Il montre aussi que l'émergence de ces raies est favorisée par la finition et la qualité des états de surface (rectification) et est directement liée à la présence de défauts de très faible amplitude mais parfaitement réguliers (impliquant une composante fréquentielle très énergétique). Cet effet est présenté sur la Figure III-16.

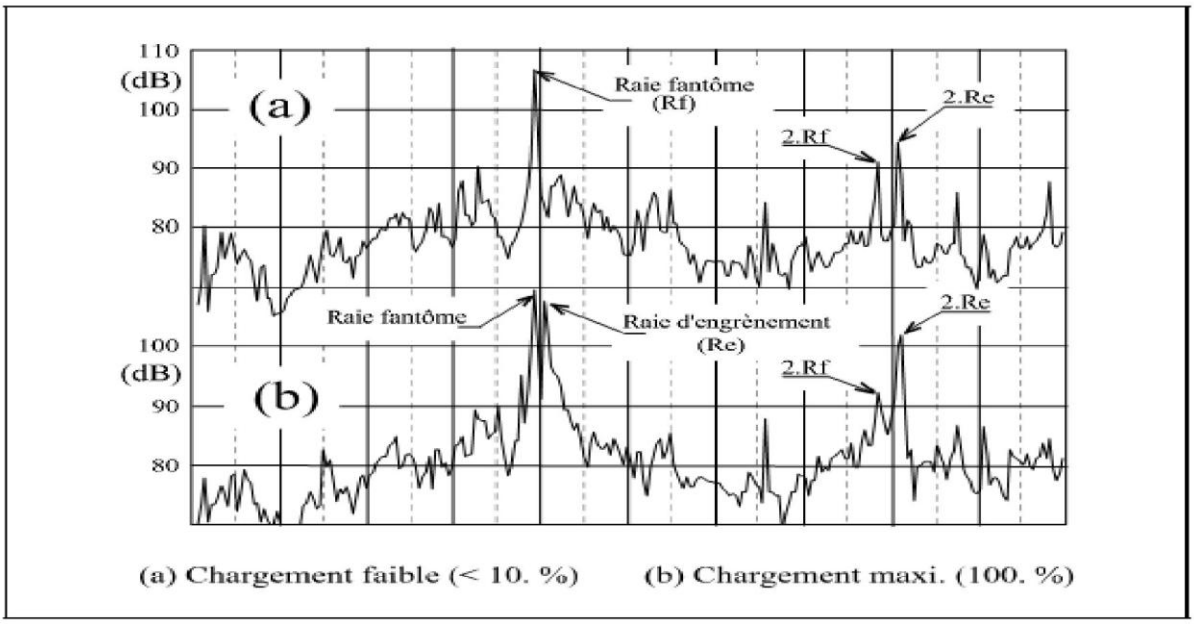

Figure III-16: Evolution des raies fantômes en fonction de la charge [76].

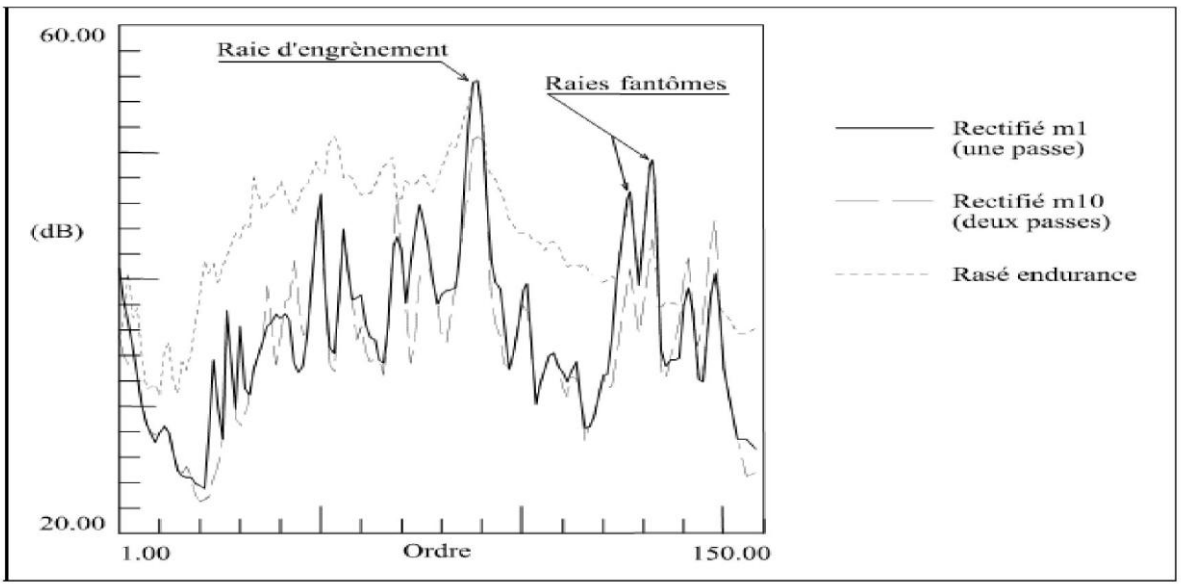

Figure III-17: Evolution du niveau des raies fantômes avec le type de finition des dentures [77].

III.6.1.5 Influence de l'erreur d'angle d'hélice ou erreur totale de distorsion:

L'erreur de distorsion est définie sur la largeur de la denture le long de l'hélice primitive et inclut généralement l'erreur angulaire d'inclinaison de la surface par rapport à l'axe de la roue (erreur d'hélice) et les écarts entre la surface théorique et la surface réelle (erreur dues à la fabrication .cette erreur est représentée par la figure suivante, tirée de la norme ISO-1328.

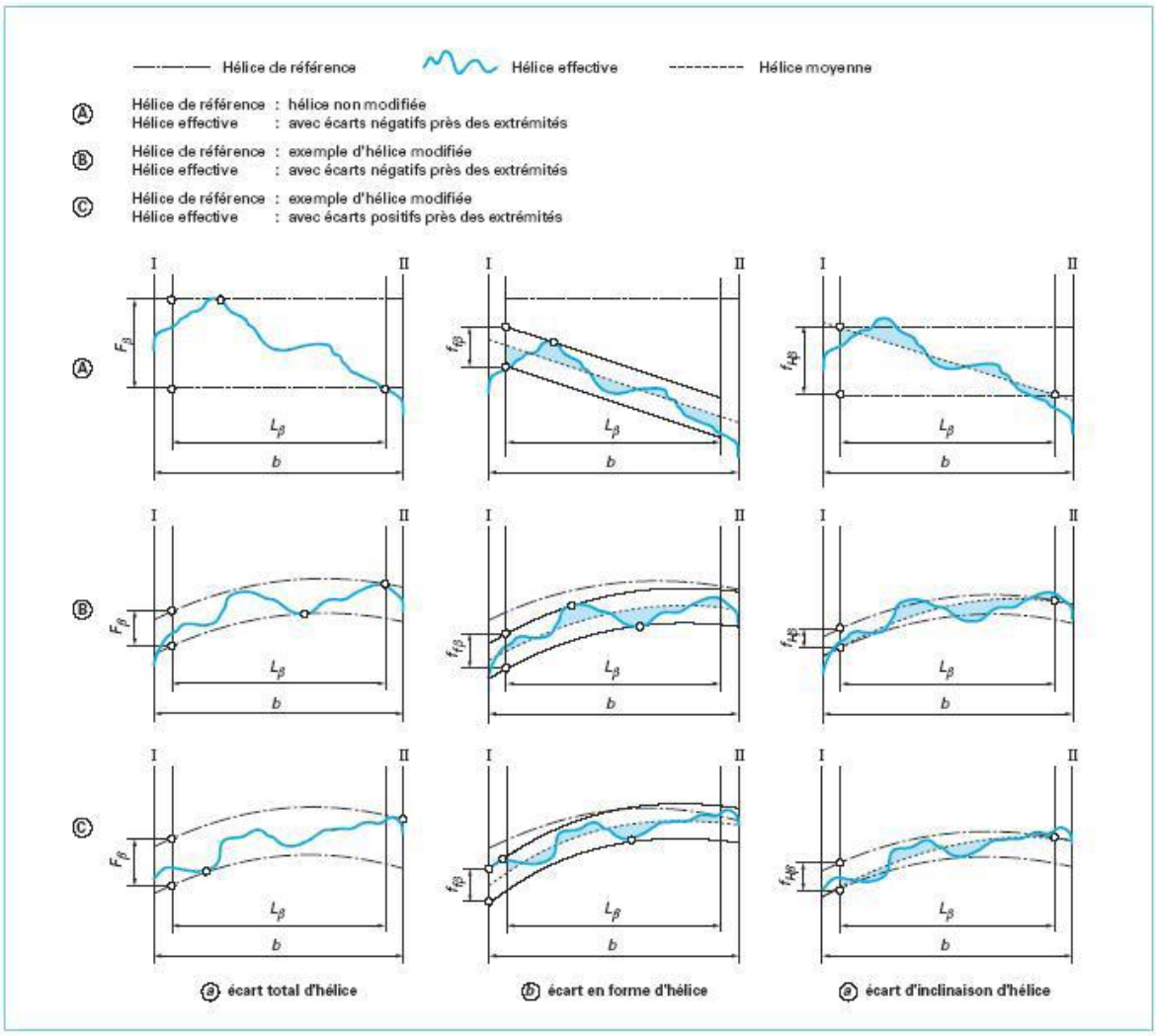

Figure III-18 : Erreur de distorsion incluant l'erreur d'inclinaison ou erreur d'hélice [76]

Dans toute la littérature, l'introduction d'un angle d'hélice est considéré comme bénéfique pour le bruit et les vibrations puisqu'il répartit les charges sur une longueur de denture active plus grande, mais également parce qu'il "moyenne" les effets de toutes les erreurs de fabrication. Ce défaut génère des composantes spectrales à la fréquence d'engrènement et à tous ses harmoniques d'après Welbourn [76].

Dans le cas des engrenages droits ou hélicoïdaux, l'erreur d'angle d'hélice semble être plus facilement interprétable en considérant son effet qui consiste à faire passer un couple de dent en prise au couple suivant ou précédent. Son effet sur l'erreur de transmission et sur le bruit d'engrènement n'a pas fait l'objet de nombreuses études expérimentales dans la bibliographie. Notons tout de même l'article de Welbourn, le modèle théorique de Mark ainsi que les travaux d'Umezawa sur les engrenages hélicoïdaux (1989) (introduisant d'autres types d'erreurs caractéristiques).

Cette dernière étude théorique, partiellement validée par une expérience, montre les courbes d'iso-niveaux vibratoires dans le plan formé par deux axes portant, pour le premier, les valeurs du rapport de conduite, et pour le second, les valeurs du rapport de recouvrement. Ces diagrammes de performances montrent l'influence des différentes erreurs prises en compte, mais malheureusement, tous ces modèles n'ont pas pu être vérifiés expérimentalement dans leur ensemble [76].

III.6.2 Influence des défauts de montage

Les défauts de montage sont généralement sous estimés et peuvent devenir la cause principale d'une transmission bruyante pour un cas de chargement particulier, alors qu'elle est habituellement silencieuse.

L'ensemble de ces défauts se résument généralement au positionnement relatif final des deux roues et seront donc caractérisés par un défaut d'entraxe (écart entre l'entraxe théorique et l'entraxe réel de fonctionnement), par des défauts d'inclinaison et de déviation, caractérisant le non parallélisme des axes (angles définis plus loin).

Ils peuvent, selon le cas, s'amplifier ou s'annuler plus ou moins avec la mise en charge du système (qui entraînera des déformations). D'autre part, la conjugaison de faux rond (ou excentricité) sur l'arbre et sur la roue peut également s'amplifier ou non au montage de la roue sur l'arbre. De toute façon, on considérera que cette erreur résultante est du même type que l'erreur d'excentricité décrite précédemment, il faut prendre en compte la résultante de ces erreurs d'excentricité à différents niveaux [76].

III.6.2.1 Influence de l'entraxe de fonctionnement

Ce paramètre est important, et a été étudié et modélisé dans la bibliographie sous la forme du jeu de fonctionnement. Son influence sur l'erreur de transmission et sur le bruit d'engrènement se traduit effectivement par une modification du jeu de fonctionnement mais également par un déplacement du point de contact sur les profils conjugués.

Une étude expérimentale sur le bruit d'engrènement réalisée par Rémond a montré l'importance d'un défaut Ü1troduit au niveau de l'entraxe de fonctionnement. On a constaté que ceci est comparable à un défaut d'excentricité, qui peut être vu comme une variation d'entraxe périodique à la fréquence de rotation de l'arbre concerné. Dans cette étude, une différence de l'ordre de 10 dB a pu être constatée pour des engrenages droits, et cette différence diminue sensiblement lorsque le couple appliqué augmente. Cette variation d'entraxe est donc fortement liée aux déformations élastiques des dentures sous charge.

D'autres publications (Mitchell indiquent l'importance de ce jeu de fonctionnement et donnent des indications quant aux réductions que peut apporter la modification de ce paramètre (ainsi que d'autres paramètres déjà cités), mais aucune étude n'appuie ces, indications. Welboum mentionne l'expérience d'une boîte de camion silencieuse, avec un jeu minimum, bruyante pour un jeu modéré, et à nouveau silencieuse pour un jeu important. TI attribue cela aux interférences en fond de denture et à l'effet amortissant du lubrifiant dans certaines conditions d'épaisseur et de viscosité de ce film [76].

III.6.2.2 Influence des défauts d'inclinaison et de déviation

Les défauts d'inclinaison et de déviation sont définis par la norme ISO-1328 comme des erreurs angulaires de positionnement relatif des deux arbres. [76].

III.6.3 Influence des déformations élastiques

Les déformations élastiques des dentures provoquent un déplacement angulaire des roues correspondant à la déformée, ce qui risque de générer des interférences (entrée des dents en contact), des erreurs de positionnement semblables à des erreurs de pas individuelles. Si l'on considère la charge constante, ces déformations auront théoriquement l'allure de la courbe inverse de la raideur. Des corrections de denture sur le profil permettent de rattraper ces effets dus aux déformations élastiques des dents et de limiter ainsi les fluctuations angulaires conséquentes.

Winter et col. [74] montre l'effet des corrections de prof1l sur des engrenages droits et hélicoïdaux (Figure III-19). Ces résultats sont issus d'une simulation du rayonnement acoustique prenant en compte les déformées de denture, et négligeant les facteurs de transmission et le comportement du carter.

Ces corrections de tête ou de pied sont définies pour une charge de fonctionnement donnée et leurs effets se réduisent d'autant plus que la charge s'éloigne de cette charge de fonctionnement.Munro et ses collaborateurs [73] ont travaillé sur cet aspect d'erreur transmission sous charge relié aux corrections de profil. Il existe dans la littérature des études les corrections les plus efficaces qui semblent être des corrections longues et de fon parabolique.

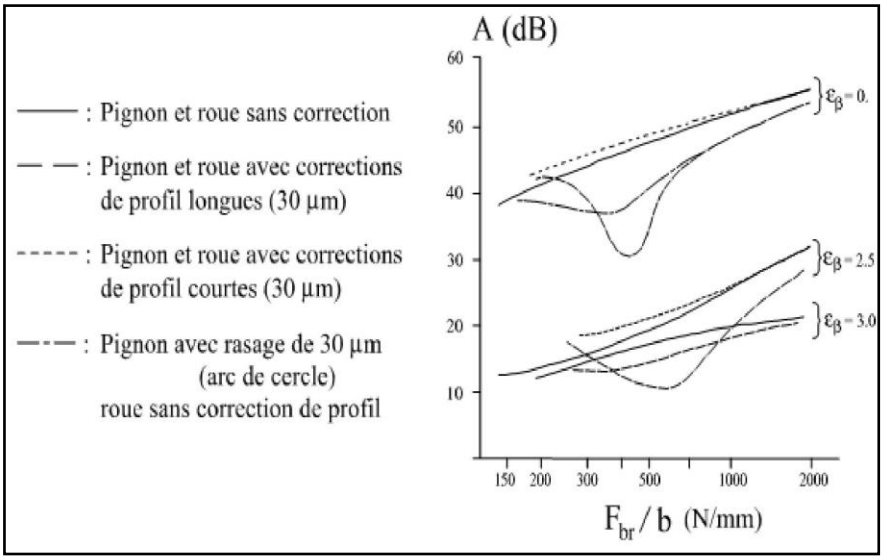

Figure III.19 : Influence des corrections de profil en fonction de la charge, pour différents rapports de recouvrement [74].

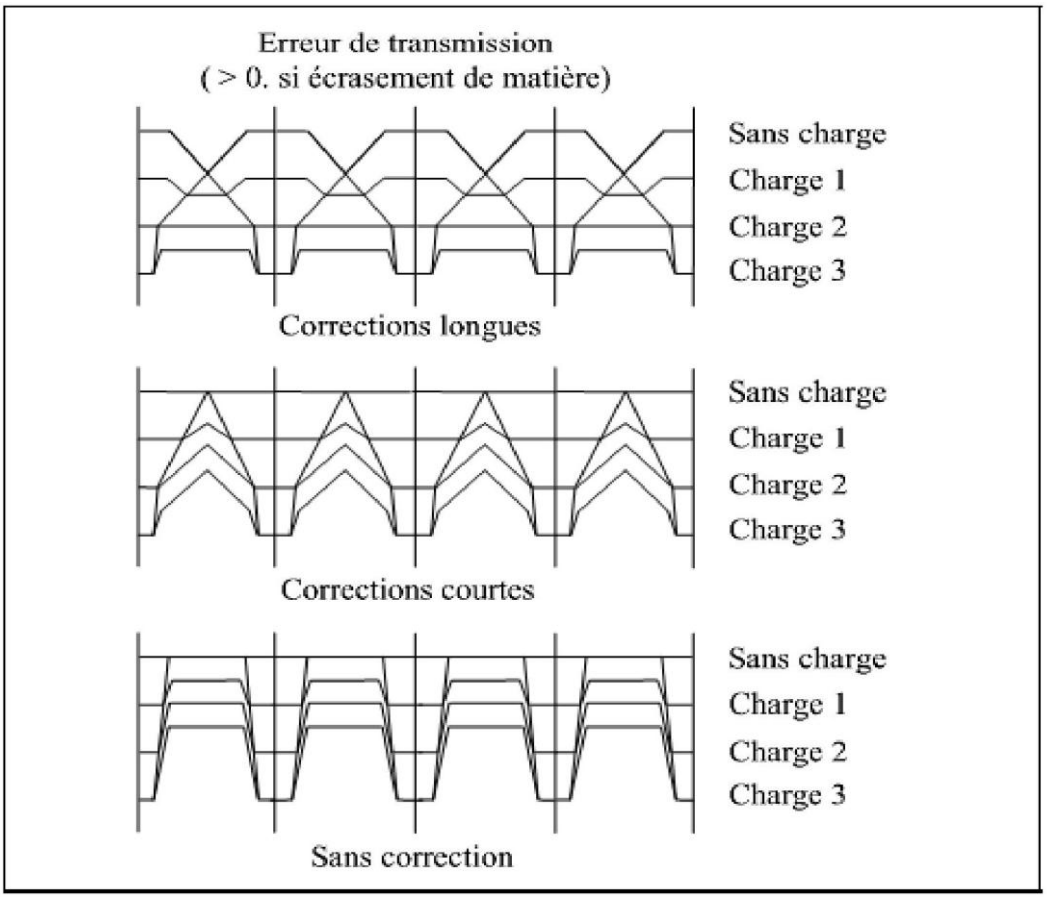

Figure III.20 : Evolution de l'erreur de transmission théorique en fonction de la charge [78].

L'influence du matériau et du traitement de surface va bien sûr conditionner ces déformations de denture et leurs amplitudes. Des comparaisons ont été faites entre différents métaux, et différents traitements et même avec des engrenages en polyamide ou autre matière plastiques.

Réductions de bruit et de niveau vibratoire sont sensibles avec des engrenages traités. Les matières plastiques semblent être surtout intéressantes parce qu'elles réduisent les impacts à l'entrée des dents en contact et parce que le matériau est amortissant.

D'autres déformations élastiques à prendre en compte sont celles des arbres. Elles génèrent un défaut de positionnement relatif des deux roues, en particulier des d'alignement identiques à ceux cités plus haut. Les déformées et leur modes vont certainement avoir des répercussions sur l'erreur de transmission d'un couple d'engrenages. Enfin, l'ensemble du carter, des points de liaison, les roulements, peuvent jouer un rôle primordial dans le rayonnement acoustique et vibratoire d'une boîte de transmission.

III.6.4 Effet des sources aérodynamiques:

Une cause du bruit d'engrènement peut être l'effet de l'emprisonnement du fluide environnant les engrenages associé à la variation de volume entre les dents au cours de l'engrènement. Cet effet est surtout sensible lorsque les vitesses tangentielles deviennent importantes.

Les analyses bibliographiques de ces effets sont assez rares, et on peut citer les réflexions 1 de Mitchell [76] qui indiquent que ces effets sont significatifs au dessus d'une vitesse tangentielle de l'ordre de 25 m/s.

Houjoh [75] a effectué plusieurs mesures pour caractériser les directions principales (à l'aide de réseaux de fils très souples) ainsi que les vitesses (à l'aide de réseaux d'anémomètres à fil chaud) des écoulements autour d'engrenages droits, larges et de diamètre important (vitesses) tangentielles importantes). Il propose par ailleurs un premier modèle d'aspiration et de compression de l'air simulant l'engrènement, représenté sur la Figure III.21.

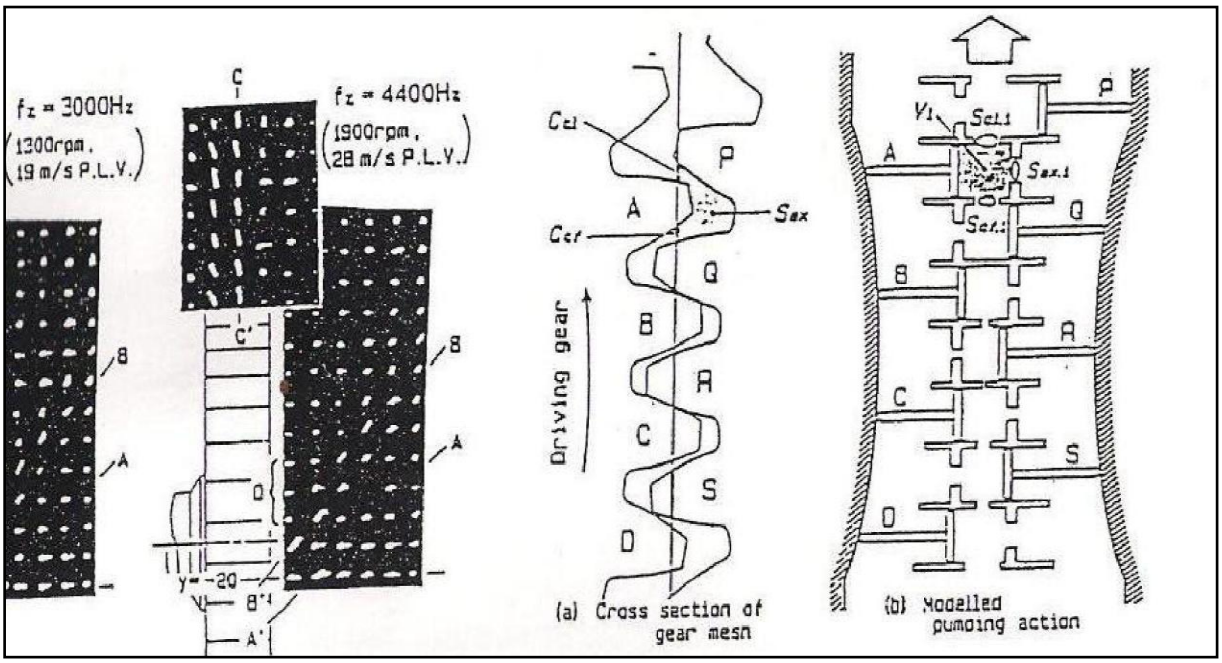

Figure III.21: Caractérisation du champ de vitesse proche de l'engrenage et modélisation [76].

Ses résultats semblent assez surprenants, puisqu'il estime que la corrélation entre le bruit d'engrènement et la vitesse des écoulements est mauvaise, bien que la cause de bruit aérodynamique soit incontestable. Par contre, cette vitesse de l'écoulement est proportionnelle à la vitesse de l'engrenage et elle ne présente pas de limite supérieure (le fluide peut être considéré comme incompressible dans cette zone proche de l'engrènement). Enfin selon lui, la modélisation aérodynamique est complexe du fait de la localisation et du déphasage des différentes causes présentes, mais aussi à cause des conditions aux limites du modèle mal définies.

III.6.5 Effet de battement, bruit de cliquetis des engrenages non chargés:

Le phénomène appelé "rafting noise" ou cliquetis prend de plus en plus d'importante depuis que des progrès considérables ont été faits sur le bruit des moteurs et des transmissions. Il est rencontré sur les transmissions comportant des couples d'engrenages très peu ou pas chargés, du type des boîtes à vitesses automobiles.

Les études les plus récentes ont montré que ce bruit est caractérisé par une forte composante non linéaire, due principalement au jeu d'engrènement. Linke en 1991 montre grâce à un modèle torsionnel simple que dans le cas d'engrènement comportant trois couples (caractéristique du rapport marche arrière), le paramètre le plus important est le déphasage relatif des deux raideurs d'engrènement, suivi de la raideur des roulements ou des paliers. Ce modèle semble relativement simpliste pour donner des indications plus fines.

D'autres contributions de Weidner 1991 ont montré que les vibrations induites par ce phénomène pouvaient être chaotiques ou périodiques selon les conditions aux limites. Le point le plus important de cette étude est détermination du coefficient de restitution du choc entre les dentures, qui va conditionner, avec le jeu, le comportement de ce modèle. Les différents calculs n'ont pas permis de déterminer cette grandeur sans faire d'hypothèses trop simplificatrices. Une expérimentation et la comparaison des signaux de vibration permettent d'apprécier ce coefficient de restitution, de façon approximative. Le modèle présenté ici est constitué d'une bille soumise à une force constante, prise dans un entrefer avec un certain jeu. Le mouvement imposé à l'entrefer est un mouvement oscillant représenté par les deux courbes enveloppes de chacune des figures suivantes [76].

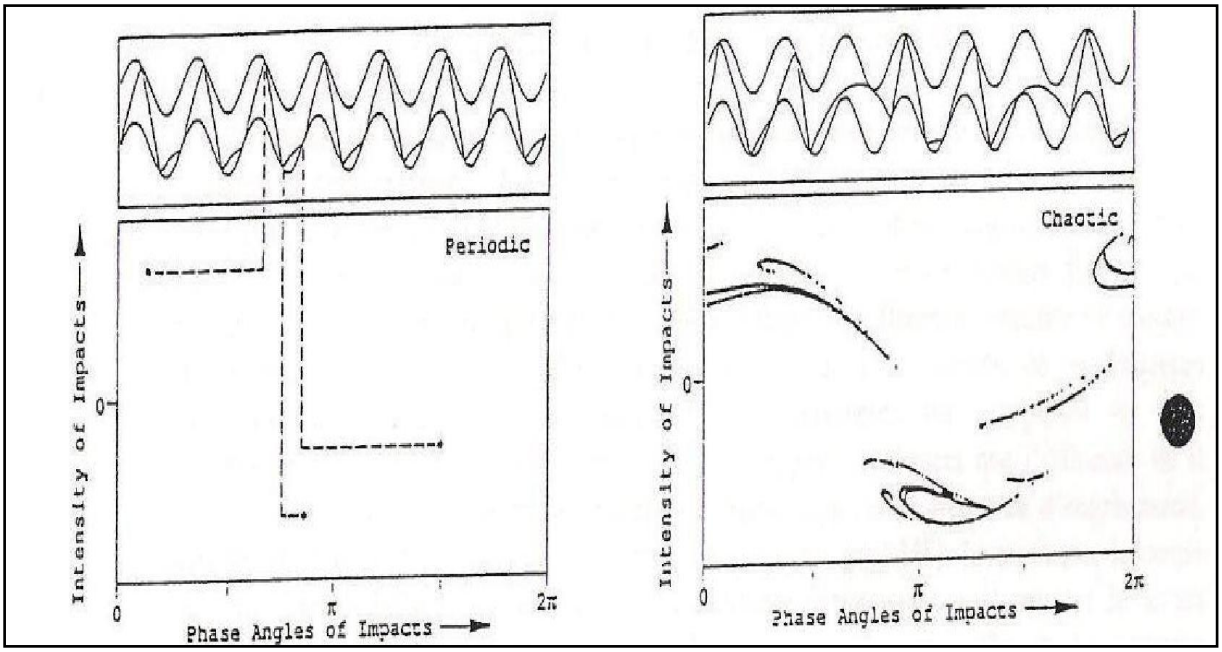

Figure III-22: Différence entre le cliquetis (Rattling noise) périodique et chaotique (diagramme de phase) [76].

III.6.6 Effet des chocs, résonance d'une dent

L'entrée des dents dans la zone active d'engrènement peut se faire sous forme d'un choc si la conception de l'engrenage n'est pas adaptée. II est clair que toutes les erreurs vont contribuer au mauvais positionnement des dents en prise à l'entrée du contact. Néanmoins, la fréquence propre des dents étant de l'ordre de 50 kHz, cette contribution est largement en dehors du domaine audible, et ne peut provoquer une gêne acoustique.

C'est plutôt la succession périodique de ces entrées en contact sous forme de chocs qui provoquera une composante à la fréquence d'engrènement et à ses divers harmoniques selon la durée du choc.

Des mesures effectuées en 1971 par Kubo [78] et rapportées par Welbourn montrent les effets dynamiques de chargement des dentures en fonctionnement [76].

III.7 Conclusion

Au terme de cette synthèse bibliographique, nous pouvons dégager quelques grandes tendances quant à la modélisation du comportement dynamique et vibratoire d'engrenages.
Dans le système de transmission par engrenages, les sources d'excitation peuvent se regrouper en deux classes distinctes

- Les sources d'excitation internes
- Les sources d'excitation externe

On distingue habituellement 02 types d'erreurs de transmission

- 1'erreur de transmission quasi-statique sans charge (ou erreur cinématique).
- 1'erreur de transmission quasi-statique et dynamique sous charge.